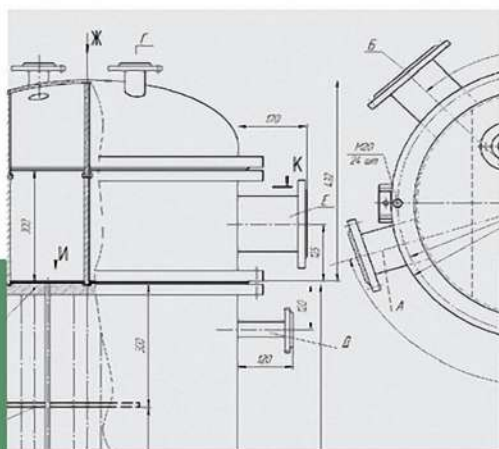


ВЫСШЕЕ ОБРАЗОВАНИЕ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ



E.LANBOOK.COM

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

*Учебное пособие
Под редакцией профессора А. Н. Острикова*

Издание второе, исправленное и дополненное



ЛАНЬ

• САНКТ-ПЕТЕРБУРГ • МОСКВА • КРАСНОДАР •
• 2021 •

УДК 536
ББК 31.368я73

Р 24 Расчет и проектирование теплообменников : учебное пособие для вузов / А. Н. Остриков, И. Н. Болгова, Е. Ю. Желтоухова [и др.] ; под редакцией А. Н. Острикова. — 2-е изд., испр. и доп. — Санкт-Петербург : Лань, 2021. — 372 с. : ил. — Текст : непосредственный.

ISBN 978-5-8114-7769-2

Учебное пособие написано в соответствии с требованиями ГОС ВПО подготовки выпускников по направлениям и специальностям подготовки групп «Машиностроение», «Химические технологии», «Промышленная экология и биотехнологии», «Техносферная безопасность и природообустройство».

Приведены основные расчетные зависимости и последовательность выполнения теплового, конструктивного и гидравлического расчетов рекуперативных теплообменных аппаратов различных отраслей промышленности, правила и примеры выполнения курсовых проектов.

УДК 536
ББК 31.368я73

Рецензенты:

Д. С. ДВОРЕЦКИЙ — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой технологий и оборудования пищевых и химических производств Тамбовского государственного технического университета;

Т. А. ОВСЯННИКОВА — доктор философских наук, профессор, проректор по научной работе и инновационному развитию Майкопского государственного технологического университета;

Х. Р. СИЮХОВ — доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой технологии, машин и оборудования пищевых производств Майкопского государственного технологического университета.

Обложка
П. И. ПОЛЯКОВА

© Издательство «Лань», 2021
© Коллектив авторов, 2021
© Издательство «Лань»,
художественное оформление, 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Введение в дисциплину	6
1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ.....	9
1.1. Определение тепловой нагрузки аппарата	9
1.2. Определение расходов и температур теплоносителей	10
1.3. Расчет температурного режима теплообменника	11
1.4. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей	14
1.5. Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата. Выбор конструкции аппарата и материалов для его изготовления	15
1.6. Расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи. Приближенный расчет	20
1.7. Уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи. Окончательный выбор теплообменного аппарата	37
1.8. Обозначение теплообменных аппаратов	39
1.8.1. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты	39
1.8.2. Теплообменники типа «труба в трубе»	47
1.8.3. Пластичные теплообменные аппараты	51
1.8.4. Другие виды теплообменных аппаратов	59
1.8.5. Конденсаторы смешения	62
1.9. Расчет толщины слоя изоляции аппарата	67
2. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ	70
2.1. Выбор конструкционных материалов для изготовления аппарата	71
2.2. Выбор трубных решеток, способов размещения и крепления в них теплообменных труб и трубных решеток к кожуху	76
2.3. Выбор конструкторской схемы поперечных перегородок и расстояния между ними. Противоударная защита	86
2.4. Выбор распределительных камер, крышек и днищ аппарата	89
2.5. Расчет диаметров штуцеров, выбор фланцев, прокладок и крепежных элементов	92
2.6. Проверка необходимости установки компенсирующего устройства. Выбор его конструкции	97
2.7. Опоры аппаратов и устройства для строповки	101
2.8. Трубопроводы, запорные устройства и КИП	108
3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	109

3.1. Коэффициенты гидравлического трения и местных сопротивлений	111
3.2. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления при поперечном обтекании пучка труб и в каналах пластинчатых теплообменников	116
3.3. Расчет сопротивлений трубопровода и включенных в него аппаратов	120
3.3.1. Разбивка трубопровода насосной установки на участки: всасывающая линия, участок напорного трубопровода от насоса до теплообменника, теплообменник, участок напорного трубопровода от теплообменника до конечной точки	120
3.3.2. Определение геометрических характеристик участков трубопровода, скоростей и режимов движения в них теплоносителя	121
3.3.3. Расчет сопротивлений трубопроводов и аппаратов, включенных в них	122
3.4. Определение требуемого напора насоса	122
3.5. Выбор типа и марки насоса	123
3.6. Построение характеристик насоса и трубопровода. Определение рабочей точки насоса	123
4. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	125
4.1. Объем и содержание пояснительной записки	125
4.2. Объем и содержание графической части проекта	130
4.3. Обозначение документов курсового проекта	134
5. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТОВ	135
5.1. Расчет кожухотрубчатого конденсатора перегретых паров	135
5.2. Расчет двухсекционного пластинчатого охладителя	198
5.3. Расчет и проектирование барометрического конденсатора	238
5.4. Расчет комбинированного конденсатора-холодильника	269
5.5. Расчет теплообменного аппарата типа «труба в трубе»	310
Заключение	352
Библиографический список	353
ПРИЛОЖЕНИЯ	357

Предисловие

Учебное пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения II–V курсов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям и специальностям подготовки групп 15.00.00 «Машиностроение», 18.00.00 «Химические технологии», 19.00.00 «Промышленная экология и биотехнологии», 20.00.00 «Техносферная безопасность и природообустройство».

Оно способствует закреплению теоретических знаний раздела «Тепловые процессы» дисциплин группы «Процессы и аппараты», и получению практических навыков выполнения теплового, конструкторского и гидравлического расчетов наиболее распространенных теплообменных аппаратов, знаний по анализу влияния гидродинамических условий эксплуатации теплообменных аппаратов на интенсивность протекающих в них процессов и на необходимые для этого энергозатраты.

Учебное пособие состоит из 5 глав: тепловой расчет; конструкторский расчет; гидравлический расчет; правила выполнения курсового проекта; примеры выполнения проектов и приложения.

Введение в дисциплину

Процессы тепловой обработки являются неотъемлемой и важнейшей частью большинства технологических процессов в различных отраслях промышленности. Задачи тепловой обработки разнообразны и в зависимости от целей достигаются с помощью следующих тепловых процессов: нагревания и охлаждения однофазных и многофазных сред (однородных жидкостей, растворов, суспензий, эмульсий, бинарных и многокомпонентных смесей); конденсации паров однородных жидкостей (воды, аммиака, фреона) и их смесей (водоспиртовых паров); кипения жидкостей (воды, высококонцентрированных растворов и сложных неоднородных систем) и др.

Теплообмен между горячими и холодными средами (теплоносителями) часто происходит при следующих сочетаниях тепловых процессов: нагревание холодной среды за счет охлаждения горячей; нагревание среды за счет теплоты конденсации греющего пара; кипение жидкости за счет охлаждения горячей среды; кипение жидкости за счет теплоты конденсации греющего пара.

Классификация теплообменных аппаратов. Теплообменные аппараты имеют разнообразное конструктивное оформление, которое зависит от характера и условий протекающих в них процессов. В связи с разнообразием требований в промышленности используются теплообменные аппараты различных типов, которые классифицируются по:

- *назначению*: для проведения теплопередачи без изменения агрегатного состояния рабочей среды (нагреватели, охладители), проведения теплопередачи с изменением агрегатного состояния рабочих сред (испарители, кипятильники, конденсаторы), одновременного проведения технологического процесса и теплопередачи (реакторы, абсорберы и др.);

- *роду рабочих сред*: паро-жидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-жидкостные, газо-газовые;

- *взаимному направлению движения рабочих сред*: прямоточные, в которых обе среды движутся в одном направлении; противоточные – обе среды движутся в противоположных направлениях; перекрестного тока – обе рабочие среды движутся

во взаимно перпендикулярных направлениях; смешанного тока, в которых направления потоков рабочих сред возможны в различных сочетаниях (прямоток и противоток);

– *характеру температурного режима в теплообменных аппаратах*: аппараты с установившимся тепловым режимом, в которых температура рабочей среды на данном участке поверхности теплообмена с течением времени не изменяется (теплообменники непрерывного действия); аппараты с неустановившимся тепловым режимом, в которых температура рабочей среды на данном участке поверхности теплообмена изменяется с течением времени (теплообменники периодического действия);

– *конструктивному признаку*: типа «труба в трубе», кожухотрубчатые, ламельные, пластинчатые, змеевиковые, спиральные, пластинчато-ребристые, оросительные, специальные (аппараты с рубашками, ребристые аппараты), комбинированные и др.

– *принципу действия*: рекуперативные (в них теплоносители разделены стенкой и теплота передается от одного теплоносителя к другому через эту стенку), регенеративные (в них рабочая поверхность попеременно омывается различными теплоносителями: при омывании одним из теплоносителей она нагревается за счет его теплоты; при омывании ее другим теплоносителем она охлаждается, передавая теплоту последнему) и смешительные, в которых передача теплоты происходит при непосредственном соприкосновении и смешении теплоносителей.

Основной задачей расчета поверхностных теплообменных аппаратов является определение величины и конфигурации разделяющей поверхности – площади поверхности, геометрических размеров ее элементов и энергозатрат на осуществление прокачки теплоносителей через аппарат.

Тепловые расчеты производят совместно с гидравлическими и конструктивными, и на основе всех этих расчетов подбирают наиболее подходящие конструкции теплообменных аппаратов.

В учебном пособии представлена структура и примеры комплексного расчета рекуперативных теплообменных аппаратов, включающие как выбор конструкции и элементов аппарата, так и насоса для транспортировки рабочей среды через него.

Авторский коллектив искренне благодарит профессоров Д. С. Дворецкого и Т. А. Овсянникову и доцента Х. Р. Сиюхова за труд, связанный с рецензированием учебного пособия.

Авторы заранее признательны всем читателям за критические замечания, которые будут учтены при переработке книги в дальнейшем. Все замечания просим направлять по адресу: 394036, г. Воронеж, проспект Революции, 19, ВГУИТ.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Цель теплового расчета – определение необходимой площади теплопередающей поверхности, соответствующей при заданных температурах оптимальным гидродинамическим условиям процесса, и выбор стандартизированного теплообменника. Из основного уравнения теплопередачи находим площадь теплопередающей поверхности

$$F = Q / (K \Delta t_{\text{cp}}), \quad (1.1)$$

где F – площадь теплопередающей поверхности, м^2 ; Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт ; K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt_{cp} – средний температурный напор, К или $^{\circ}\text{C}$.

1.1. Определение тепловой нагрузки аппарата

Для обогрева теплообменных аппаратов в качестве горячих теплоносителей в промышленности используют водяной пар, пары органических веществ (спиртов) и жидкие теплоносители (рассолы, органические вещества, масла, воду и т. п.). Обычно нагревают жидкие и газообразные теплоносители (различные продукты и полуфабрикаты, воду, воздух и т. п.). В некоторых процессах теплоноситель переходит в твердое состояние (вымораживание, кристаллизация) или обратно превращается в жидкое или газообразное (плавление, сублимация).

Температуру горячего теплоносителя обозначают буквой T , холодного – t . Индекс «н» соответствует температуре, расходу или другой величине, характеризующей теплоноситель на входе в аппарат, индекс «к» – на выходе из аппарата. Рассмотрим случай обогрева аппарата перегретым паром с последующим охлаждением его до температуры насыщения $T_{\text{нас}}$, конденсацией и охлаждением конденсата до некоторой конечной температуры $T_{\text{к}}$.

Тепловые нагрузки по зонам:

$$Q_1 = D(I_{\text{п}} - I_{\text{н}}), \quad (1.2)$$

$$Q_2 = D(I_{\text{н}} - I_{\text{к}}) = D r, \quad (1.3)$$

$$Q_3 = D c_{\text{к}} (T_{\text{нас}} - T_{\text{к}}), \quad (1.4)$$

где D – массовый расход пара, кг/с; $I_{\text{п}}$, $I_{\text{н}}$, $I_{\text{к}}$ – удельная энтальпия соответственно перегретого пара, насыщенного пара и конденсата, Дж/кг; r – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг; $c_{\text{к}}$ – средняя удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К).

Общая тепловая нагрузка аппарата в этом случае определяется как сумма тепловых нагрузок в каждой зоне (рис. 1.1).

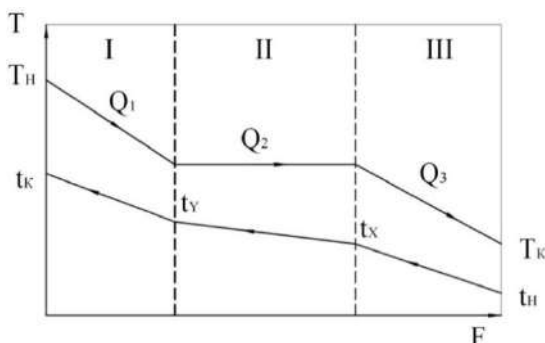


Рис. 1.1. Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности:
I – зона охлаждения пара; II – зона конденсации; III – зона охлаждения конденсата.

При эксплуатации теплообменных аппаратов в различных отраслях промышленности для их обогрева может быть использована теплота первой и второй, второй и третьей или отдельно каждой из зон аппарата. Необходимо, однако, помнить, что применение второй зоны (конденсация пара) обеспечивает максимальное получение теплоты. Например, 1 кг пара при давлении 0,2 МПа, конденсируясь, выделяет 2206,6 кДж теплоты, температура образовавшегося конденсата при этом равна температуре пара. Далее, охлаждаясь на 1 К, 1 кг конденсата выделяет 4,23 кДж теплоты, т. е. в 500 с лишним раз меньше. При охлаждении перегретого пара теплоты выделяется еще меньше.

1.2. Определение расходов и температур теплоносителей

Неизвестные расходы или температуры теплоносителей, а также потери теплоты в окружающую среду определяют из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{гор}} = Q_{\text{хол}} + Q_{\text{пот}}. \quad (1.5)$$

На рисунке 1.1 показан характер изменения температур теплоносителей [23] при нагревании холодного теплоносителя от температуры t_n до t_k теплотой, выделяющейся при охлаждении перегретого пара, его конденсации и охлаждении конденсата. В общем случае температура теплоносителей в теплообменных аппаратах изменяется нелинейно, поэтому прямолинейное изменение температуры на рисунке 1.1 показано условно – для простоты изображения.

Общая тепловая нагрузка:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (1.6)$$

$$Q = G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_k - t_n) \chi,$$

где $G_{\text{хол}}$ и $c_{\text{хол}}$ – массовый расход и средняя удельная теплоемкость холодного теплоносителя соответственно, кг/с и Дж/(кг·К); $\chi = 1,03 \dots 1,05$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Для определения температур холодного теплоносителя при переходе его из одной зоны в другую (t_x , t_y) составляют уравнения теплового баланса по зонам:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_k - t_y); \\ Q_2 &= G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_y - t_x); \\ Q_3 &= G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_x - t_n). \end{aligned} \quad (1.7)$$

1.3. Расчет температурного режима теплообменника

Цель расчета – определение средней разности температур $\Delta t_{\text{ср}}$ и средних температур теплоносителей $t_{\text{ср1}}$ и $t_{\text{ср2}}$. Для этого необходимо установить характер изменения температур теплоносителей и выбрать схему их движения с учетом обеспечения наибольшей средней разности температур, наилучшего использования теплоты рабочих сред и создания наиболее благоприятных условий теплопередачи. Для аппаратов с поверхностью теплообмена, образованной пучками труб, необходимо знать, какой поток пропускать по трубам, а какой – в межтрубном пространстве.

В общем случае в межтрубное пространство следует направлять более вязкий теплоноситель, считая вязкость при фактической рабочей температуре в аппарате. Если среда может вызвать интенсивную коррозию поверхности теплообмена, ее надо пропускать через трубное пространство несмотря на повышенную вязкость. Поток, имеющий повышенное рабочее давление, целесообразно также направлять через трубное пространство из соображений прочности и экономичности конструкции, поскольку в этом случае удовлетворяется общее правило конструирования: нагружать более высоким давлением детали меньшего размера.

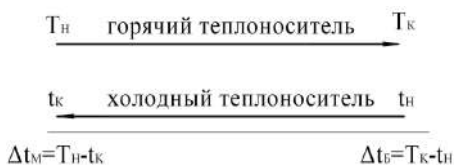


Рис. 1.2. Схема движения теплоносителей

Среды, дающие загрязнение поверхности нагрева (осаждение взвешенных частиц из охлаждающей воды, коррозионные отложения, полимерные отложения из углеводородных теплоносителей и т. п.), следует пропускать в трубное пространство, которое легче подвергается периодической чистке.

Для определения среднего температурного напора Δt_{cp} в случае противотока рекомендуется следующая схема расчета (рис. 1.2).

$$\text{Если } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (1.8)$$

$$\text{Если } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (1.9)$$

При расчете средней разности для сложных схем движения теплоносителей (смешанная схема, перекрестный и многократный перекрестный ток):

1) определяют средний температурный напор по формуле (1.8) или (1.9) для противотока;

2) вычисляют вспомогательные величины P и R :

$$P = \frac{t_k - t_n}{T_n - t_n} = \frac{\text{нагрев холодного теплоносителя}}{\text{разность начальных температур теплоносителей}}, \quad (1.10)$$

$$R = \frac{T_{\text{н}} - T_{\text{к}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{н}}} = \frac{\text{охлаждение горячего теплоносителя}}{\text{нагрев холодного теплоносителя}}. \quad (1.11)$$

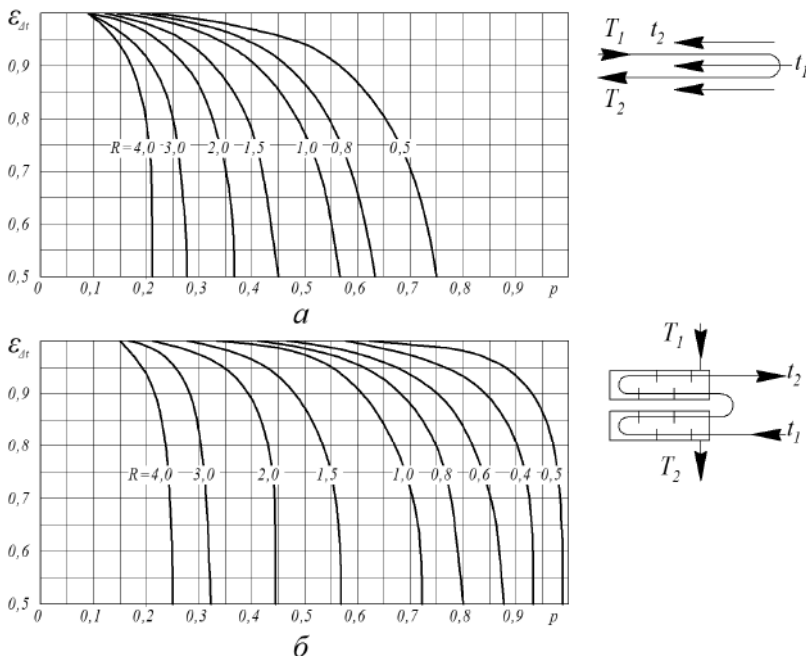


Рис. 1.3. Поправочные коэффициенты $\varepsilon_{\Delta t}$ для смешанного тока в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках: *а* – с одним ходом в межтрубном пространстве с двумя, четырьмя, шестью и более ходами в трубном пространстве; *б* – с двумя ходами в межтрубном пространстве с поперечными перегородками и четырьмя ходами в трубном пространстве.

Из формул (1.10) и (1.11) следует, что всегда $P < 1$. Величина R может быть больше и меньше единицы. По значениям P и R из соответствующего вспомогательного графика [20, 29, 32] берется поправка $\varepsilon_{\Delta t_{\text{ср}}} = f(P, R)$ (рис. 1.3).

Температурный напор:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср.прот}} \varepsilon_{\Delta t_{\text{ср}}}. \quad (1.12)$$

Для теплоносителя, температура которого изменяется в теплообменнике на меньшее число градусов, среднюю температуру определяют как среднее арифметическое между начальной и конечной:

$$t_{\text{ср1}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} \text{ или } t_{\text{ср1}} = \frac{T_{\text{н}} + T_{\text{к}}}{2}. \quad (1.13)$$

Для второго теплоносителя средняя температура:

$$t_{\text{ср2}} = t_{\text{ср1}} \pm \Delta t_{\text{ср}}. \quad (1.14)$$

Если в аппарате несколько зон (охлаждение пара, конденсация, охлаждение конденсата), то температурный режим рассчитывают для каждой зоны.

При ориентировочном расчете с целью выбора конструкции аппарата обычно ошибочно принимают противоточную схему движения теплоносителей, обеспечивающую максимальный температурный напор и соответствующую только одноходовому аппарату. Если же выбран многоходовой аппарат, то необходимо пересчитать температурный режим для схемы смешанного тока.

1.4. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей

Теплофизические свойства теплоносителей определяют при их средних температурах из справочных и учебных пособий и заносят в таблицу 1.1.

В некоторых случаях определяющей является не средняя температура, а, например, температура пленки конденсата, температура стенки.

Для определения теплофизических характеристик теплоносителей рекомендуется пользоваться литературой из библиографического списка. Некоторые теплофизические свойства продуктов, полуфабрикатов, материалов, дымовых газов, органических теплоносителей, минеральных масел и хладонов представлены в приложениях А–М [20, 28, 29, 32].

Таблица 1.1

Теплофизические свойства теплоносителей

Пространство и процесс	Физические величины	Обозначения*	Числовые значения	Ссылка на источник
Трубное пространство, охлаждение (нагревание) теплоносителя	Средняя температура теплоносителя, °С	$t_{ср1}$		
	Плотность, кг/м ³	ρ_1		
	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	$c_{ср1}$		
	Теплопроводность, Вт/(м·К)	λ_1		
	Кинематическая вязкость, м ² /с	ν_1		
	Коэффициент объемного расширения, К ⁻¹	β_1		
	Число Прандтля	Pr_1		
Межтрубное пространство, нагревание (охлаждение) теплоносителя	Средняя температура теплоносителя, °С	$t_{ср2}$		
	Плотность, кг/м ³	ρ_2		
	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	$c_{ср2}$		
	Теплопроводность, Вт/(м·К)	λ_2		
	Кинематическая вязкость, м ² /с	ν_2		
	Коэффициент объемного расширения, К ⁻¹	β_2		
	Число Прандтля	Pr_2		

* – индекс 1 придается горячему теплоносителю, 2 – холодному.

1.5. Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата. Выбор конструкции аппарата и материалов для его изготовления

Для ориентировочного расчета площади поверхности аппарата коэффициент теплопередачи рекомендуется принимать по таблице 1.2.

Ориентировочную площадь поверхности аппарата рассчитывают по формуле (1.1), произведение числа труб в аппарате на

их диаметр nd (в м) – из выражений $Re = \frac{\vartheta d \rho}{\mu}$ и

$$\vartheta = \frac{G}{0,785 d^2 n \rho},$$

$$nd = G / (0,785 Re \mu), \quad (1.15)$$

где n – количество труб в аппарате, шт.; d – внутренний диаметр труб в аппарате, м; G – массовый расход теплоносителя, кг/с; μ – динамическая вязкость, Па·с; Re – число Рейнольдса.

Таблица 1.2

**Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи
 K , Вт/(м²·К) [28,29,32]**

Вид теплообмена	Движение	
	вынужденное	свободное
От газа к газу	10–40	4–12
От газа к жидкости	10–60	6–20
От воды к воде	800–1200	140–340
От жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	120–270	30–60
От конденсирующегося водяного пара к газу	10–60	6–12
От конденсирующегося пара к воде	800–2500	300–200
От конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям (маслам)	120–340	60–170
От конденсирующегося пара органических веществ к воде	300–800	230–460
От конденсирующегося водяного пара к кипящему маслу	–	500–600

Для получения высокой интенсивности теплообмена необходим турбулентный режим ($Re > 10^4$). Задаваясь числом Рейнольдса, рассчитывают nd и путем анализа этой величины выбирают конструкцию аппарата.

Пример 1. Пусть в результате расчета по (1.15) $nd = 0,112$ м. Так как нормализованные кожухотрубчатые теплообменники имеют трубы размером 25×2 и 38×2 мм, необходимое для них число труб $n_1 = 0,112 : 0,021 = 5$ шт. или $n_2 = 0,112 : 0,034 = 3$ шт., что в обоих случаях значительно меньше минимальных значений ($n_{\min} = 13$). Следовательно, процесс может быть осуществлен при турбулентном режиме и заданных температурных условиях только в аппарате другой конструкции, например типа «труба в трубе».

Пример 2. Пусть в результате расчета по (1.15) $nd = 0,364$ м. Принимаем трубы теплообменника диаметром 25×2 мм, тогда $n = 0,364 : 0,021 = 17$ шт. По ТУ 3612-024-00220302-02 ближайшие числа труб для одноходового теплообменника $n = 13$; двухходового – $n = 56:2 = 28$; шестиходового – $n = 194:6 = 32$.

Одно из них выбираем по ориентировочному расчету площади поверхности аппарата. Пусть $F = 40$ м². Одно- и двухходовых теплообменников с таким значением нет (ТУ 3612-024-00220302-02), значит, проектируемый аппарат будет шестиходовым. После такого предварительного выбора конструкции аппарата рассчитываем скорости движения теплоносителей v (в м/с) в аппарате выбранной конструкции из уравнения расхода $v = V / S$, где V – объемный расход теплоносителя, м³/с; S – площадь поперечного сечения тракта, м². Эти скорости теплоносителей должны находиться в рекомендуемых пределах (табл. 1.3) [21, 29, 32].

Таблица 1.3

Рекомендуемые скорости теплоносителей в трубопроводах и каналах

Виды теплоносителей	Условия движения	v , м/с
Жидкости маловязкие (вода, бензин, керосин и т.п.)	Нагнетательные линии	1,0–3,0
	Всасывающие линии	0,8–1,2
Жидкости вязкие (легкие и тяжелые масла, растворы солей, смеси мороженого, молочные продукты и полуфабрикаты)	Нагнетательные линии	0,5–1,0
	Всасывающие линии	0,2–0,8
Жидкости маловязкие и жидкие	Самотек	0,1–0,5
Газы при большом напоре	Нагнетательные линии компрессоров	15,0–30,0
Газы при небольшом напоре	Нагнетательные линии вентиляторов, газоходы	5,0–15,0
Газы при естественной тяге	Газоходы	2,0–4,0
Пары насыщенные (углеводородные и другие)	Давление (в МПа):	
	0,005–0,02	60,0–75,0
	0,02–0,05	40,0–60,0
	0,05–0,10	20,0–40,0
Пар водяной: перегретый	–	30,0–60,0
	–	20,0–30,0
насыщенный		

Удовлетворительные значения коэффициентов теплоотдачи можно получить при скоростях теплоносителей для жидкостей $v = 1,0 \dots 1,5$ м/с, для газов $v = 8 \dots 30$ м/с [32]. Их повышение приводит к уменьшению рабочей поверхности теплообменника (из-за увеличения коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи) и росту гидравлических потерь. Если теплоносители имеют резко отличающиеся коэффициенты теплоотдачи, то скорость теплоносителя с большим коэффициентом теплоотдачи слабо влияет на коэффициент теплопередачи. Ее значение можно выбрать из условия получения приемлемой площади проходного сечения тракта или мощности устройства на его перемещение.

Поскольку массовые расходы потоков определяются тепловым балансом аппарата, то изменение линейной скорости теплоносителей в аппарате может повлиять на соответствующие сечения и конструкцию аппарата.

Пример 3. Выбрать конструкцию аппарата для подогрева сахарного раствора от 70 до 80°C, если аппарат обогревается насыщенным водяным паром давлением 0,13 МПа, а расход сахарного раствора $G = 23,8$ кг/с. Массовая доля сахара в растворе 20%.

Рассчитываем:

1) тепловую нагрузку аппарата по (1.7): $Q = 1139,24$ кВт;

2) температурный режим аппарата по (1.8) и (1.13)–(1.14): $\Delta t_{\text{ср}} = 30,9^\circ\text{C}$; $t_{\text{ср. п-ра}} = 76^\circ\text{C}$.

Определяем теплофизические характеристики сахарного раствора при $t_{\text{ср. п-ра}} = 76^\circ\text{C}$ [приложение Г]: $\nu = 0,5924 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\rho = 1056$ кг/м³ и т. д.

Руководствуясь примером расчета [31, 32], принимаем $Re = 15\,000$ и рассчитываем

$$nd = \frac{G}{0,785 Re \nu \rho} = \frac{23,8}{0,785 \cdot 15000 \cdot 0,5934 \cdot 10^{-6} \cdot 1056} = 3,23.$$

Принимаем трубы теплообменника $\varnothing 25 \times 2$ мм, тогда требуемое число труб $n = \frac{nd}{d} = \frac{3,23}{0,021} = 153,8$ шт.

Для выбора конструкции кожухотрубчатого теплообменника оценим площадь поверхности аппарата по формуле (1.1), при-

нимая ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K = 1400 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ по табл. 1.2: $F = \frac{1139,24 \cdot 10^3}{1400 \cdot 30,9} = 26,3 \text{ м}^2$. По

ТУ 3612-024-00220302-02 такой площади теплообмена и числу труб соответствует однокходовой аппарат с числом труб 111 и $F = 26 \text{ м}^2$. Проверяем значение скорости движения сахарного раствора в трубах аппарата:

$$v = \frac{G}{0,785 d^2 n \rho} = \frac{23,8}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 111 \cdot 1056} = 0,59 \text{ м/с.}$$

Сравнивая полученную скорость с рекомендуемой в таблице 1.3, а также учитывая, что коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара значительно больше коэффициента теплоотдачи со стороны сахарного раствора [31, 32], делаем вывод о необходимости увеличения скорости движения сахарного раствора v в трубах аппарата. Принимаем $v = 1,0 \text{ м/с}$, тогда

$$\text{Re} = \frac{v d}{\nu} = \frac{1,0 \cdot 0,021}{0,5924 \cdot 10^{-6}} = 35389 ;$$

$$n d = \frac{G}{0,785 \text{Re} \nu \rho} = \frac{23,8}{0,785 \cdot 35389 \cdot 0,5934 \cdot 10^{-6} \cdot 1056} = 1,365 \text{ м} ;$$

$$n = \frac{n d}{d} = \frac{1,365}{0,021} = 65 \text{ шт.}$$

Таким числу труб ($n = 65 \text{ шт.}$) и площади поверхности ($F = 26 \text{ м}^2$) по ТУ 3612-024-00220302-02 соответствует двухходовой аппарат с числом труб 100, в одном ходе $100/2 = 50 \text{ шт.}$ и $F = 31 \text{ м}^2$ при длине труб 4000 мм.

Проверяем значение скорости движения сахарного раствора

$$v = \frac{G}{0,785 d^2 n \rho} = \frac{23,8}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 50 \cdot 1056} = 1,30 \text{ м/с.}$$

Значение скорости находится в пределах рекомендуемых, поэтому выбор конструкции аппарата закончен.

Однако если в результате дальнейшего приближенного расчета действительное значение коэффициента теплопередачи

будет существенно отличаться от ориентировочного, потребуется еще одно уточнение конструкции аппарата.

Температурный режим был рассчитан для противоточной схемы движения теплоносителей, соответствующей одноходовому аппарату. Поскольку выбрана конструкция двухходового аппарата, необходимо уточнить температурный режим для схемы смешанного тока и теплофизические характеристики сахарного раствора.

Конструкционные материалы для теплообменных аппаратов должны удовлетворять требованиям к механическим свойствам, а также некоторым специфическим, например отличаться теплоустойчивостью, коррозионной стойкостью, а также быть дешевыми и недефицитными. Материал выбирают по рабочим условиям в аппарате: температуре, давлению, химическим свойствам и концентрациям теплоносителей, колебаниям нагрузки с учетом сохранения качества обрабатываемой жидкости. Указания по назначению и условиям применения того или иного материала приведены в [2, 26], а также в ГОСТ 5520-2017, ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 19807-91.

1.6. Расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи. Приближенный расчет

Скорость процесса переноса теплоты от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их твердую стенку характеризуется коэффициентом теплопередачи K , значение которого зависит от коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего α_1 и холодного α_2 теплоносителей и термического сопротивления стенки $\sum r_{\text{ст}}$.

Для расчета коэффициента теплопередачи K через тонкостенную цилиндрическую стенку ($d_{\text{вн}} > 0,5 \cdot d_{\text{нар}}$) с достаточной степенью точности применяют формулу для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.16)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, соответ-

ственно, Вт/(м²·К); $\sum r_{\text{ст}}$ – сумма термических сопротивлений всех слоев, из которых состоит стенка, включая слои загрязнений, (м²·К)/Вт.

Опыт эксплуатации промышленных теплообменных аппаратов и результаты многочисленных экспериментов свидетельствуют, что в ходе эксплуатации значения коэффициентов теплопередачи в аппаратах уменьшаются. Объясняется это тем, что на теплопередающих поверхностях аппаратов со стороны горячего и холодного теплоносителей в процессе эксплуатации отлагаются различные загрязнения (соли, твердые примеси, пригоревшие теплоносители и др.), оказывающие дополнительное термическое сопротивление тепловому потоку. Оценка величины этого термического сопротивления определяет срок эксплуатации теплообменного аппарата до его остановки на чистку (удаление загрязнений с поверхностями теплопередающей стенки). Имеющиеся в технической литературе рекомендации по оценке величины термических сопротивлений загрязнений недостаточно обоснованы и являясь ориентировочными [21, 32, 34].

Коэффициенты теплоотдачи являются сложной функцией многих переменных и зависят от скорости теплоносителя ϑ , его плотности ρ и вязкости μ , т. е. переменных, определяющих режим движения теплоносителя; теплофизических свойств теплоносителя (удельной теплоемкости c_p , теплопроводности λ , коэффициента объемного расширения β и др.); геометрических параметров – формы и определяющих размеров стенки (для труб – их диаметр d и длина L). Таким образом

$$\alpha = f(\vartheta, \mu, \rho, c_p, \lambda, \beta, d, L). \quad (1.17)$$

В разных случаях на теплоотдачу влияют различные факторы. Физические величины, отражающие действие этих факторов, комбинируются по-разному, образуя характерную для каждого случая систему критериев подобия, записанную в виде критериального уравнения.

Для каждого из частных случаев теплоотдачи в литературе [4, 20, 21, 23, 28-30, 32, 35] приводятся конкретные критериаль-

ные уравнения, с помощью которых рассчитываются коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 .

В теплообменной аппаратуре наиболее часто встречаются следующие основные случаи теплоотдачи.

1. Конвективный теплообмен в однородной среде:

- теплоотдача при вынужденном течении внутри труб и каналов различной формы;

- теплоотдача при вынужденном поперечном омывании пучка труб;

- теплоотдача при свободном и вынужденном движении жидкости в большом объеме;

- теплоотдача при пленочном течении жидкости.

2. Теплообмен при фазовых превращениях:

- теплоотдача при конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях;

- теплоотдача при конденсации чистых паров снаружи горизонтальных труб;

- теплоотдача при кипении жидкости в большом объеме и внутри труб.

Ниже приведены критериальные уравнения и расчетные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи для вышеперечисленных случаев.

Вынужденное движение внутри гладких труб и каналов является наиболее часто встречаемым на практике случаем теплоотдачи. При турбулентном режиме движения ($Re > 10000$) и умеренных числах Прандтля используется уравнение

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_L, \quad (1.18)$$

где $Nu = \alpha d / \lambda$ – среднее значение числа Нуссельта по длине теплоотдачи (искомая величина); Re – критерий Рейнольдса, рассчитанный для характерного размера трубы – диаметра, или канала другой формы – эквивалентного диаметра; Pr – критерий Прандтля для рабочей среды (теплоносителя) при его средней температуре; Pr_{ct} – то же при температуре поверхности стенки, омываемой теплоносителем; Pr / Pr_{ct} – множитель, учитывающий

влияние направления теплового потока (нагревание или охлаждение) на интенсивность теплоотдачи; ε_L – множитель, учитывающий влияние начального участка, при $L/d > 50$ $\varepsilon_L = 1$.

При ламинарном режиме движения ($Re < 2000$) в условиях влияния на теплоотдачу естественной конвекции используют уравнение

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_L, \quad (1.19)$$

где $Gr = \frac{g d^3}{\nu^2} \beta \Delta t$ – критерий Грасгофа, учитывающий влияние свободной конвекции на интенсивность теплоотдачи.

Уравнения (1.18) и (1.19) применимы для расчета интенсивности теплоотдачи в каналах другой формы, например прямоугольной (спиральный теплообменник), кольцеобразной (теплообменник типа «труба в трубе») и др. При этом скорость движения теплоносителя в канале рассчитывается через живое сечение канала этой формы, а в качестве определяющего размера используется эквивалентный диаметр $d_{э\kappa\text{в}} = 4S / \Pi$.

В некоторых случаях уравнения (1.18) и (1.19) дополняются поправками, учитывающими особенности движения. Например, при движении в изогнутых трубах (змеевиках) при турбулентном режиме движения в уравнение (1.18) необходимо ввести поправку

$$\varepsilon_{зм} = 1 + 3,54(d / D), \quad (1.20)$$

где d – внутренний диаметр трубы змеевика, м; D – диаметр витка змеевика, м, а при движении в канале кольцевого сечения, образованного двумя коаксиально расположенными трубами

$$\varepsilon_{тр} = (D_{в} / d_{н})^{0,45}, \quad (1.21)$$

где $D_{в}$ – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{н}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м.

Для газов вместо уравнения (1.18) рекомендуется формула, дающая результаты, лучше согласующиеся с опытными данными

$$Nu = 0,0225 Re^{0,8} Pr^{0,6}. \quad (1.22)$$

Уравнения (1.18)–(1.22) хорошо описывают теплоотдачу при движении теплоносителя в гладких каналах и становятся непригодными для расчета интенсивности теплоотдачи в шероховатых каналах, в том числе в каналах пластинчатых теплообменников, образованных гофрированными пластинами.

При этом вид уравнения определяется не только режимом движения (ламинарный – $Re < 50$, турбулентный – $Re > 50$), но и типом пластины. Например, для ленточно-поточных пластин модели П-2 при определяющих размерах $F_{\Pi} = 0,198 \text{ м}^2$, $b = 0,27 \text{ м}$, $h = 0,0028 \text{ м}$, $L = 0,74 \text{ м}$ в интервалах $100 < Re < 30000$ и $0,7 < Pr < 5000$ рекомендуется уравнение

$$Nu = 0,10 Re^{0,7} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (1.23)$$

где $Re = \frac{\vartheta d_{\text{эkv}} \rho}{\mu} = \frac{2 \vartheta h \rho}{\mu} = \frac{2 \vartheta h}{\nu}$ – критерий Рейнольдса при дви-

жении теплоносителя в канале между пластинами; $d_{\text{эkv}} = \frac{4S}{\Pi} = \frac{4bh}{2(b+h)} = 2h$ – эквивалентный диаметр канала между пластинами,

м; h – расстояние между пластинами, м, $b \approx (b+h)$, т. к. h мало.

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с поперечными перегородками имеет место *теплоотдача при вынужденном поперечном омывании пучка труб*.

В зависимости от способа размещения труб в трубных решетках теплообменника различают коридорное (рис. 1.4а) и шахматное (рис. 1.4б) расположение труб в пучках в межтрубном пространстве.

Для расчета интенсивности теплоотдачи рекомендуется использовать следующие критериальные зависимости [20, 22, 23, 28–32, 35]:

коридорные пучки
– при $Re < 1000$

$$Nu = 0,56 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\varphi}, \quad (1.24)$$

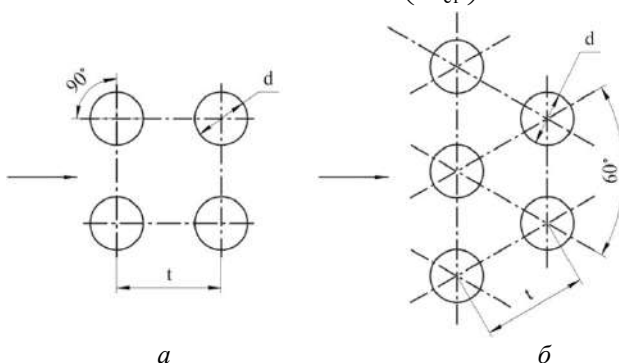


Рис. 1.4. Схема расположения труб в пучках:
а – коридорное; б – шахматное.

– при $Re > 1000$

$$Nu = 0,22 Re^{0,65} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\varphi}. \quad (1.25)$$

шахматные пучки

– при $Re < 1000$

$$Nu = 0,56 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\varphi}, \quad (1.26)$$

– при $Re > 1000$

$$Nu = 0,4 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\varphi}. \quad (1.27)$$

В уравнениях (1.24)–(1.27) ε_{φ} – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки φ на интенсивность теплоотдачи. Угол атаки – это угол между направлением движения потока теплоносителя и направлением оси труб в теплообменнике (рис. 1.5).

Значения коэффициента ε_{φ} , учитывающего влияние угла атаки φ приведены ниже.

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

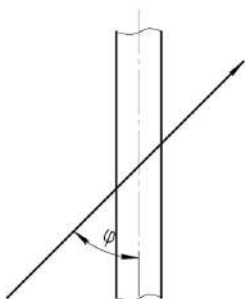


Рис. 1.5. Угол атаки

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками значение числа Рейнольдса рассчитывают по формуле

$$Re = v d_n / \nu = v d_n \rho / \mu, \quad (1.28)$$

где v – скорость движения теплоносителя в приведенном сечении межтрубного пространства теплообменника, м/с; d_n – наружный диаметр теплообменных труб в пучке, м; ν, μ – кинематическая и динамическая вязкость теплоносителя соответственно, м²/с, Па·с.

Скорость движения теплоносителя в приведенном сечении межтрубного пространства теплообменника вычисляют по формуле

$$v = V / S_{\text{прив}}, \quad (1.29)$$

где V – объемный расход теплоносителя, м³/с; $S_{\text{прив}}$ – приведенное сечение межтрубного пространства теплообменного аппарата с поперечными перегородками, м².

Приведенное сечение межтрубного пространства теплообменного аппарата с поперечными перегородками рассчитывают по формуле

$$S_{\text{прив}} = S_{\text{мтр}} h \psi / L_{\text{прив}}, \quad (1.30)$$

где $S_{\text{мтр}}$ – площадь поперечного сечения межтрубного пространства теплообменника без перегородок, м²; h – расстояние между поперечными перегородками в межтрубном пространстве теплообменника, м; ψ – коэффициент, учитывающие сужение сечения в межтрубном пространстве ввиду наличия труб; $L_{\text{прив}}$ – приведенная длина пути теплоносителя между перегородками, м.

Площадь поперечного сечения межтрубного пространства теплообменника без перегородок

$$S_{\text{мтр}} = \pi (D^2 - n d_n^2) / 4, \quad (1.31)$$

где D – внутренний диаметр кожуха аппарата, м; n – число теплообменных труб в аппарате, шт; d_n – наружный диаметр теплообменных труб в аппарате, м.

Коэффициент ψ , учитывающий сужение сечения ввиду наличия труб, находят по уравнению

$$\psi = \frac{1 - (d_n / t)}{1 - 0,9(d_n / t)^2}, \quad (1.32)$$

где t – шаг расположения труб в трубной решетке теплообменника, м.

Приведенную длину пути теплоносителя между перегородками $L_{\text{прив}}$ определяют по формулам:

– для сегментных перегородок (рис. 1.6а)

$$L_{\text{прив}} = h + \frac{D}{2} - \frac{4}{3}b, \quad (1.33)$$

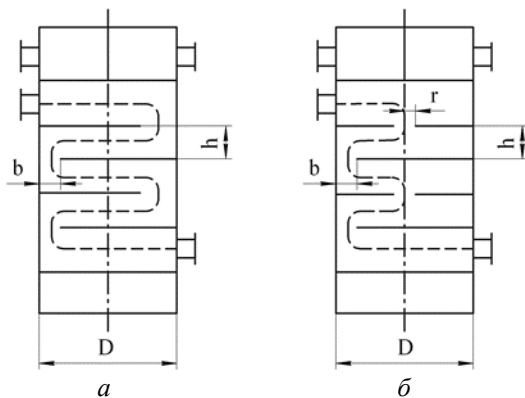


Рис. 1.6. Устройство поперечных перегородок:

a – сегментные перегородки; b – перегородки из чередующихся колец и дисков.

– для чередующихся колец и дисков (рис. 1.6б)

$$L_{\text{прив}} = h + D - \frac{2}{3}r - \frac{b}{2}, \quad (1.34)$$

где D – внутренний диаметр кожуха аппарата, м; h – расстояние между перегородками, м; b – расстояние края перегородки до внутренней поверхности кожуха аппарата (высота вырезанного сегмента) м; r – радиус отверстия в перегородке, м.

Величины h, b, D, r обозначены на рисунке 1.6.

Высоту вырезанного сегмента b рассчитывают по формулам:

– для сегментных перегородок

$$b = \sqrt{2} h \psi, \quad (1.35)$$

– для чередующихся колец и дисков

$$b = h \psi \frac{D - 2h\psi}{D - h\psi} < \frac{D}{2} - r; r = 2h\psi. \quad (1.36)$$

Однако по [32] скорость течения жидкости в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника можно определить как $v = V/S_{сж}$.

Для стандартных теплообменных аппаратов значения площади самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве в вырезе перегородки для труб 25×2 мм с шагом 32 мм приведены ниже (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Диаметр кожуха D, мм	159	273	325	400	600	800	1000	1200
Площадь проходного сечения в вырезе перегородки $S_{сж} \cdot 10^2, \text{ м}^2$	0,5	1,3	1,4	2,2	4,9	7,7	12,1	16,8

Для расчета интенсивности теплоотдачи от газа к поверхности пучка теплообменных труб, расположенных в коридорном порядке:

– при $Re < 1000$

$$Nu = 0,49 Re^{0,5} \varepsilon_{\varphi}, \quad (1.37)$$

– при $Re > 1000$

$$Nu = 0,194 Re^{0,65} \varepsilon_{\varphi}; \quad (1.38)$$

в шахматном порядке:

– при $Re < 1000$

$$Nu = 0,49 Re^{0,5} \varepsilon_{\varphi}, \quad (1.39)$$

– при $Re > 1000$

$$Nu = 0,356 Re^{0,6} \varepsilon_{\varphi}, \quad (1.40)$$

где ε_{φ} – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки φ при обтекании теплоносителем пучка труб.

При продольном обтекании пучка труб (например, кожухотрубчатые теплообменные аппараты с U -образными трубками) расчетное уравнение имеет вид

$$Nu = 1,16 Re^{0,6} Pr^{0,23} d_{\text{экв}}, \quad (1.41)$$

где $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

Для расчета интенсивности теплоотдачи от конденсата к поверхности теплообменных труб, расположенных в теплообменнике в шахматном порядке, при числах Рейнольдса $Re < 1000$, в [32] рекомендуется уравнение

$$Nu = 0,56 \varepsilon_{\varphi} Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

где ε_{φ} – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки φ при обтекании конденсатом труб ($\varepsilon_{\varphi} = 0,6$ – для аппаратов с многократно перекрестным движением конденсата в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками) [32].

В ряде случаев имеет место обтекание потоком теплоносителя пучка оребренных труб (воздухоподогреватели, теплообменные аппараты холодильной техники и ТЭС). Оребрение бывает различного вида, однако на практике чаще всего применяются две конфигурации оребренной трубы: с радиальными и со сплошными ребрами. Оребренные поверхности повышают теплообменные способности и коэффициент полезного действия рекуперативных теплообменников, особенно при обтекании пучка оребренных труб газами снаружи. В [22] приводятся расчетные зависимости для различных случаев омывания пучка разнообразных оребренных труб.

В различных отраслях промышленности имеет место тепловая обработка сырья, продуктов и полуфабрикатов в емкостных аппаратах (реакторах), поверхность теплообмена в некоторых представлена рубашкой или змеевиком (или тем и другим), а об-

рабатываемый материал подвергается перемешиванию мешалками. При этом имеет место *теплоотдача при вынужденном движении жидкости в большом объеме*.

Интенсивность теплоотдачи в аппаратах без внутренних отражательных перегородок с рубашками или змеевиками и мешалкой определяется по уравнению

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14} \Gamma^{-0,1}, \quad (1.42)$$

где $\text{Nu} = \frac{\alpha d_{\text{м}}}{\lambda}$, $\text{Re} = \frac{\rho n d_{\text{м}}^2}{\mu}$, $\Gamma = \frac{D}{d_{\text{м}}}$; D – диаметр аппарата, м;

$d_{\text{м}}$ – диаметр мешалки, м, $\mu_{\text{ст}}$, μ – динамическая вязкость перемешиваемой среды соответственно при температуре стенки рубашки или змеевика и при средней температуре, равной $0,5(t_{\text{ср.ж}} + t_{\text{ст}})$, Па·с; n – число оборотов мешалки, с⁻¹; ρ – плотность перемешиваемой среды, кг/м³; α – коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообмена (рубашки или змеевика) к перемешиваемой среде (или в обратном направлении), Вт/(м²·К).

Уравнение (1.42) применимо для турбинных, пропеллерных и лопастных мешалок с $\Gamma = 2,5 \dots 4,0$ в аппаратах диаметром до 1,5 м.

Для аппаратов с рубашками – $C = 0,36$, $m = 0,67$; для аппаратов со змеевиками – $C = 0,87$, $m = 0,62$.

Для проведения процессов биохимического превращения веществ в реактор постоянно подают воздух или кислород, организуя *аэрацию* – пропускание газа путем его барботажа в жидкость в сочетании с механическим перемешиванием или без него. Передача теплоты от поверхности теплообмена к обрабатываемой среде протекает при этом в двухфазной системе «газ – жидкость». Коэффициент теплоотдачи при наличии подачи газа в одних случаях может снижаться по сравнению со значением этой величины при отсутствии аэрации жидкости в аппарате из-за скопления газа у поверхности теплообмена и образования устойчивой пены, в других случаях – возрастать из-за дополнительных турбулентных возмущений, вносимых в жидкость движущимися пузырьками газа.

Интенсивность теплоотдачи в аппарате с рубашкой с мешалками различных типов для системы «газ – жидкость» рассчитывается по уравнению

$$\text{Nu} = 0,283 K_N^{0,25} \text{Re}_m^{0,75} \text{Pr}^{0,25} \left(\frac{D}{d_m} \right)^{0,25} \left(\frac{D}{H} \right)^{0,25} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}, \quad (1.43)$$

где $\text{Nu} = \frac{\alpha D}{\lambda}$; $\text{Re}_m = \frac{\rho n d_m^2}{\mu}$; $\text{Pr} = \frac{\mu c}{\lambda}$; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); λ , c , ρ , μ – теплопроводность, теплоемкость, плотность и динамическая вязкость жидкости при ее средней температуре соответственно, Вт/(м·К), Дж/(кг·К), кг/м³, Па·с; $\mu_{\text{ст}}$ – вязкость жидкости при температуре стенки, Па·с; n – частота вращения мешалки, с⁻¹; d_m – диаметр мешалки, м; D – диаметр аппарата, м; K_N – критерий мощности; H – высота жидкости в аппарате, м.

Во многих теплообменных аппаратах (оросительные теплообменники, пленочные выпарные аппараты, конденсаторы и др.) имеет место *теплоотдача при пленочном течении жидкости*. Скорость протекания процесса при этом зависит от толщины пленки и скорости ее движения.

При стекании жидкости по наружной поверхности расположенных друг над другом горизонтальных труб с шагом по вертикали, равным t , интенсивность описывается уравнениями

– при $(t / d_H) = 1,7 \dots 2,0$

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = 0,005 \text{Re}_{\text{пл}}^{0,4} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (1.44)$$

– при $(t / d_H) = 1,3$

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = 0,002 \text{Re}_{\text{пл}}^{0,57} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (1.45)$$

При стекании жидкости по вертикальной поверхности:

– при турбулентном течении ($\text{Re}_{\text{пл}} \geq 2300$)

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = 0,01 \text{Re}_{\text{пл}}^{0,33} \text{Pr}^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (1.46)$$

– при ламинарном течении ($Re_{пл} < 2300$)

$$Nu_{пл} = 0,67 Re_{пл}^{0,11} Pr^{0,33} \left(\frac{\delta_{прив}}{H} \right)^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (1.47)$$

В уравнениях (1.44)–(1.47) критерий $Re_{пл}$ рассчитывается по формуле

$$Re_{пл} = 4\Gamma / \mu, \quad (1.48)$$

а число $Nu_{пл}$ – по формуле

$$Nu_{пл} = \frac{\alpha \delta_{прив}}{\lambda}, \quad (1.49)$$

где Γ – линейная плотность орошения – количество жидкости G , проходящее в единицу времени через единицу длины периметра Π , по которой течет пленка, $кг/(м \cdot с)$:

$$\Gamma = G / \Pi; \quad (1.50)$$

$\delta_{прив}$ – приведенная толщина стекающей пленки жидкости, м:

$$\delta_{прив} = \left(\frac{\mu^2}{\rho^2 g} \right)^{0,33}, \quad (1.51)$$

μ , ρ , λ – динамическая вязкость, плотность, теплопроводность жидкости при ее средней температуре или температуре пленки соответственно, $Па \cdot с$, $кг/м^3$, $Вт/(м \cdot К)$; H – высота вертикальной поверхности, м; d_n – наружный диаметр трубки, м.

В уравнениях (1.44)–(1.45) определяющей температурой является средняя температура жидкости $t_{ж}$, а в уравнениях (1.46)–(1.47) – средняя температура пленки, равная $t_{пл} = \frac{t_{ж} + t_{ст}}{2}$, где $t_{ст}$ – температура поверхности стенки со стороны жидкости.

В процессах теплообмена часто нагреваемые или охлаждаемые среды (теплоносители) изменяют агрегатное состояние: испаряются или конденсируются. Особенности таких процессов теплообмена заключаются в том, что теплота подводится к средам или отводится от них при постоянной температуре и распространяется не в одной, а в двух фазах.

Определяющие размеры системы для процессов конденсации пара и кипения жидкостей различны.

Теплоотдача при кипении рассматривается обычно в условиях свободного парообразования при отсутствии организованной циркуляции либо в условиях вынужденного перемещения кипящей жидкости по поверхности нагрева под действием напора столба жидкости (при кипении в вертикальных трубках), циркуляционного насоса или лопастей мешалки.

В целях упрощения расчетов процессов теплообмена при кипении жидкости или конденсации паров в литературе приводятся уравнения для определения коэффициента теплоотдачи α .

Для пузырькового режима кипения в условиях естественной конвекции при кипении воды, различных растворов и некоторых органических жидкостей на стальных, медных, латунных и хромированных поверхностях получена формула

$$\alpha = 7,77 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\rho_{\text{п}} r}{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}} \right)^{0,033} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\sigma} \right)^{0,033} \frac{\lambda_{\text{ж}}^{0,75} q^{0,7}}{\mu_{\text{ж}}^{0,45} c_{\text{ж}}^{0,12} T_{\text{нас}}^{0,37}}, \quad (1.52)$$

где $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – плотности соответственно пара и жидкости, кг/м³; σ – поверхностное натяжение на границе раздела между жидкостью и паром, Н/м²; $\lambda_{\text{ж}}$ – теплопроводность жидкости, Вт/(м·К); $q = Q/F$ – удельная нагрузка, Вт/м²; $\mu_{\text{ж}}$ – динамическая вязкость жидкости, Па·с; $c_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К); $T_{\text{нас}}$ – температура насыщения, К.

При кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости (например, на поверхности змеевика, погруженного в кипятильник бражной колонны), для расчета коэффициента теплоотдачи рекомендуется формула

$$\alpha = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{-\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\lambda_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}} \sigma T_{\text{нас}}} \right)^{\frac{1}{3}} q^{\frac{2}{3}}, \quad (1.53)$$

– при кипении в трубах

$$\alpha = \frac{780 \lambda_{\text{ж}}^{1,3} \rho_{\text{ж}}^{0,5} \rho_{\text{п}}^{0,06} q^{0,6}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{\text{п}}^{0,66} c_{\text{ж}}^{0,3} \mu_{\text{ж}}^{0,3}}. \quad (1.54)$$

В формулах (1.52)–(1.54) все физические характеристики жидкости определяют при температуре кипения.

Определяющим размером при конденсации будет размер поверхности нагрева L , измеряемый вдоль пути стекания конденсата: высота вертикальной поверхности H , наружный диаметр горизонтальной трубки $d_{\text{н}}$.

При конденсации насыщенного пара и ламинарном стекании пленки конденсата под действием силы тяжести коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = C \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t L}}, \quad (1.55)$$

где $C = 1,15$, $L = H$ – для вертикальной поверхности (H – высота поверхности, м); $C = 0,72$, $L = d_{\text{нар}}$ – для одиночной горизонтальной трубы ($d_{\text{нар}}$ – наружный диаметр трубы, м).

В формуле (1.55) λ , ρ , μ – теплопроводность, плотность, динамическая вязкость образующегося из пара конденсата соответственно, Вт/(м·К), кг/м³, Па·с; r – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг; $g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести; $\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст1}}$ – температурный напор, °С; $t_{\text{ст1}}$ – температура поверхности стенки со стороны конденсирующегося пара, °С.

Удельную теплоту конденсации определяют при температуре конденсации $t_{\text{конд}}$; физические характеристики конденсата выбирают при средней температуре пленки конденсата

$$t_{\text{пл}} = 0,5 (t_{\text{конд}} + t_{\text{ст1}}).$$

В пучке горизонтальных труб на нижних трубах слой конденсата увеличивается за

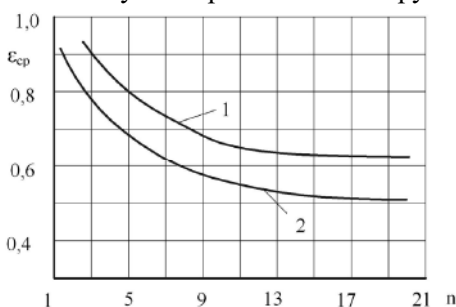


Рис. 1.7. Зависимость коэффициента $\epsilon_{\text{ср}}$ от числа рядов труб n в пучке по вертикали: 1 – шахматное расположение труб в пучке; 2 – коридорное расположение труб в пучке.

счет конденсата, стекающего с труб, расположенных выше. Это приводит к снижению коэффициентов теплоотдачи для нижних рядов. Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка в зависимости от числа рядов труб n в пучке по вертикали определяют по формуле

$$\alpha_{\text{ср}} = \varepsilon_{\text{ср}} \alpha, \quad (1.56)$$

где α – коэффициент теплоотдачи для одиночной горизонтальной трубы, вычисляемый по формуле (1.55); $\varepsilon_{\text{ср}}$ – усредненный для всего пучка коэффициент, зависящий от расположения труб в пучке и от числа рядов труб n по вертикали, определяемый по рисунку 1.7.

Интенсивность теплоотдачи при конденсации внутри горизонтальных труб можно оценить по уравнению

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = a \text{ Re}_{\text{пл}}^{0,5} \left(\frac{\sigma}{\rho_{\text{п}} g d_{\text{в}}^2} \right)^{0,3} \left(\frac{L}{d_{\text{в}}} \right)^{0,35}, \quad (1.57)$$

где $\text{Nu}_{\text{пл}}$ и $\text{Re}_{\text{пл}}$ рассчитываются по уравнениям (1.49) и (1.48); a – коэффициент (при конденсации паров воды и аммиака $a = 0,5$; при конденсации паров органических жидкостей $a = 0,36$); σ – поверхностное натяжение, Н/м²; $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, кг/м³; L – длина трубы, м; $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Приведенные выше зависимости справедливы для расчета интенсивности теплоотдачи при конденсации чистых паров.

Необходимо иметь в виду, что примеси неконденсирующихся газов в паре резко снижают эффективность теплоотдачи. Так, содержание в водяном паре всего 1% воздуха снижает коэффициент теплоотдачи на 40%. Если же содержание воздуха составляет 6–10%, это приводит к снижению α на 80%.

Поэтому при разработке соответствующих теплообменных аппаратов необходимо предусматривать устройства (воздушники) для вытеснения воздуха из парового пространства при эксплуатации аппаратов. Приведенные выше расчетные уравнения и формулы позволяют вести расчет интенсивности теплоотдачи в различных теплообменных аппаратах. Однако возможно использование и других расчетных зависимостей, имеющих более узкую область применения, но обеспечивающих надежность получаемых результатов. Так, при ламинарном движении холодного теплоносителя вверх внутри вертикальных труб хорошие результаты дает уравнение

$$\text{Nu} = 0,63 (\text{Re Pr})^{0,2} (\text{Gr Pr})^{0,1}. \quad (1.58)$$

Использование вышеприведенных формул требует знания температур поверхностей стенок аппарата, омываемых теплоно-

сителями. Их расчет возможен методом последовательных приближений и выполняется в уточненном расчете.

При выполнении приближенного расчета обычно используют ядро вышеприведенных уравнений без поправок, учитывающих влияние температур поверхностей стенок аппарата. Так, ядром уравнения (1.18) является

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43}, \quad (1.59)$$

которое используется для определения интенсивности теплоотдачи при турбулентном режиме движения теплоносителя в трубе и каналах в приближенном расчете.

При определении коэффициента теплоотдачи для конденсирующегося пара при выполнении приближенных расчетов пользуются преобразованным через расход уравнением (1.55):

– для n вертикальных труб

$$\alpha = 3,78 \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 d_n n}{\mu G}}, \quad (1.60)$$

– для n горизонтальных труб длиной L

$$\alpha = 2,02 \varepsilon_{\text{ср}} \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 L n}{\mu G}}, \quad (1.61)$$

где ρ , λ , μ – плотность, теплопроводность, динамическая вязкость конденсата при температуре конденсации соответственно, кг/м^3 , $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\text{Па}\cdot\text{с}$; n – общее число труб в пучке, шт; d_n , L – наружный диаметр труб и их длина, м; G – массовый расход конденсирующегося пара коэффициент, кг/с ; $\varepsilon_{\text{ср}}$ – усредненный коэффициент для всего горизонтального пучка труб (см. формулу (1.56)).

Подставляя в формулу (1.16) значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , рассчитанные по приближенным формулам, определяют приближенное значение коэффициента теплопередачи $K_{\text{прибл}}$ и уточняют значение требуемой площади поверхности аппарата выбранной конструкции по (1.1) или

$$F_{\text{тр}} = Q / q, \quad (1.62)$$

где $q = K_{\text{прибл}} \Delta t_{\text{ср}}$ – удельная тепловая нагрузка, Вт/м^2 .

Найденное значение требуемой площади поверхности сравнивают с площадью выбранного для приближенного расчета

аппарата. Если его площадь поверхности отвечает требуемой (на 5–20% больше требуемой), то выбор конструкции аппарата закончен, и можно приступить к уточненному расчету.

1.7. Уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи. Окончательный выбор теплообменного аппарата

Расчет коэффициентов теплоотдачи с учетом температуры стенки называется уточненным. Температуру стенки при этом рассчитывают методом последовательных приближений, исходя из того, что при установившемся процессе теплопередачи (рис. 1.8):

$$q_1 = q_2 = q_{\text{ст}}, \quad (1.63)$$

$$q_1 = \alpha_1 (t_{\text{ср1}} - t_{\text{ст1}}) = \alpha_1 \Delta t_1, \quad (1.64)$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{\text{ст2}} - t_{\text{ср2}}) = \alpha_2 \Delta t_2, \quad (1.65)$$

$$q_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}}{r_1 + r_{\text{ст}} + r_2} = \frac{\Delta t_{\text{ст}}}{\sum r_{\text{ст}}}. \quad (1.66)$$

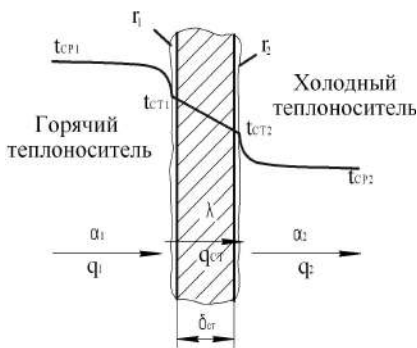


Рис. 1.8. Схема процесса теплопередачи

В формуле (1.66) $r_{\text{ст}} = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}}$ — термическое сопротивление стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$; $\delta_{\text{ст}}$ и $\lambda_{\text{ст}}$ — соответственно толщина стенки и теплопроводность материала стенки, м, $\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$; r_1 и r_2 — термические сопротивления загрязнений соответственно со стороны горячего и холодного теплоносителей, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$ [28, 29, 32, 34].

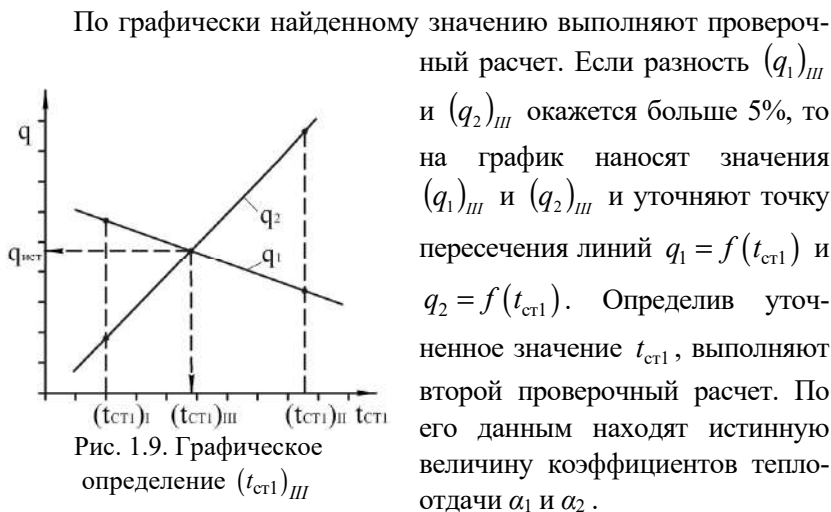
Для первого приближения задаются значением температуры стенки со стороны горячего теплоносителя, равным $(t_{\text{ст1}})_I = t_{\text{ср1}} - (q / \alpha_1)$, где q — удельная тепловая нагрузка, определяемая по формуле (1.62); рассчитывают коэффициент тепло-

отдачи от горячего теплоносителя к стенке $(\alpha_1)_I$ с учетом температуры стенки $(t_{ст1})_I$; $(q_1)_I$ и температуру поверхности стенки со стороны холодного теплоносителя $(t_{ст2})_I = t_{ср1} - (q_1)_I \sum r_{ст}$; коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю $(\alpha_2)_I$ и $(q_2)_I$. При несовпадении после первого приближения удельных тепловых нагрузок $(q_1)_I$ и $(q_2)_I$ выполняют второе приближение.

Температуру стенки со стороны горячего теплоносителя для второго приближения целесообразно принять равной

$$(t_{ст1})_{II} = t_{ср1} - \frac{(q_{ср1})_I}{(\alpha_1)_I}, \text{ где } (q_{ср1})_I = \frac{(q_1)_I + (q_2)_I}{2} - \text{средняя удельная тепловая нагрузка для условий первого приближения. Далее осуществляют расчет второго приближения по методике первого.}$$

Если при втором приближении разница $(q_1)_{II}$ и $(q_2)_{II}$ будет больше 5%, расчет продолжают, определяя $(t_{ст1})_{III}$ графически (рис. 1.9) по пересечению линий $q_1 = f(t_{ст1})$ и $q_2 = f(t_{ст1})$.



По графически найденному значению выполняют проверочный расчет. Если разность $(q_1)_{III}$ и $(q_2)_{III}$ окажется больше 5%, то на график наносят значения $(q_1)_{III}$ и $(q_2)_{III}$ и уточняют точку пересечения линий $q_1 = f(t_{ст1})$ и $q_2 = f(t_{ст1})$. Определив уточненное значение $t_{ст1}$, выполняют второй проверочный расчет. По его данным находят истинную величину коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 .

Далее по формуле (1.16) вычисляют коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплопередачи по формуле (1.1) $F = Q / q_{\text{ист}}$, где $q_{\text{ист}}$ – истинная удельная тепловая нагрузка, определяемая графически.

По государственным стандартам окончательно выбирают теплообменник с площадью теплопередающей поверхности на 10–15% большей, чем ее расчетное значение.

1.8. Обозначение теплообменных аппаратов

В настоящее время стандартизированы типы, параметры и основные размеры теплообменной аппаратуры общего назначения, изготавливаемой из черных и цветных металлов и сплавов, применяемой в различных отраслях промышленности.

1.8.1. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты

Внутренний диаметр аппаратов, изготавливаемых из стальных листов и поковок, а также из цветных металлов и сплавов, применяемых в различных отраслях промышленности, выбирается по ГОСТ 9617-76.

Внутренний диаметр аппарата, изготавливаемого из стальных листов и поковок, должен быть выбран из следующего ряда: 400 (450); 500 (550); 600 (650); 700; 800; 900; 1000 (1100); 1200; (1300) мм и т. д. Внутренний диаметр сосуда или аппарата, изготавливаемого из цветных металлов и сплавов, должен быть выбран из следующего ряда: 200; 250; 300; 350; 400; 450; 500; 600; 650; 700; 800; 900; 1000; 1100; 1200 мм и т. д.

Наружный диаметр аппарата, изготавливаемого из стальных труб, должен быть выбран из следующего ряда: 133; 159; 168; 219; 273; 325; 377; 426; 480; 530; 630; 720; 820; 920; 1020; 1120; 1220; 1320; 1420 мм.

По государственным стандартам кожухотрубчатые теплообменные аппараты обозначаются индексами и классифицируются:

– по назначению (первая буква индекса): Т – теплообменники; Х – холодильники; К – конденсаторы; И – испарители;

– по типу конструкции (вторая буква индекса): Н – с неподвижными трубными решетками; К – с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе (рис. 1.10); П – с плавающей головкой (рис. 1.11); У – с U-образными трубами (рис. 1.12);

– по расположению (третья буква индекса): Г – горизонтальные; В – вертикальные.

Основные параметры и размеры стальных аппаратов должны соответствовать указанным в таблице 1.5.

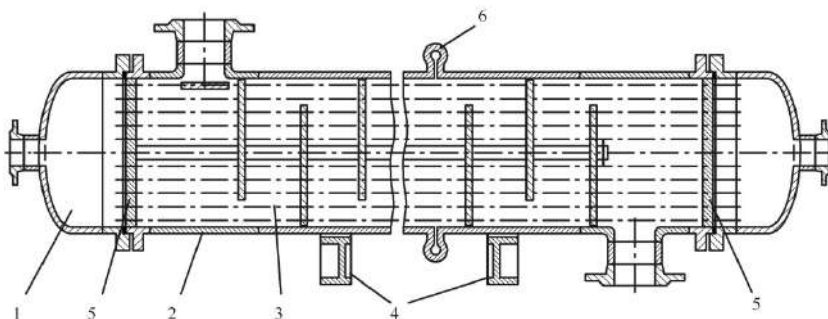


Рис. 1.10. Теплообменник с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе:

1 – распределительная камера; 2 – кожух; 3 – теплообменная труба; 4 – опора; 5 – трубная решетка.

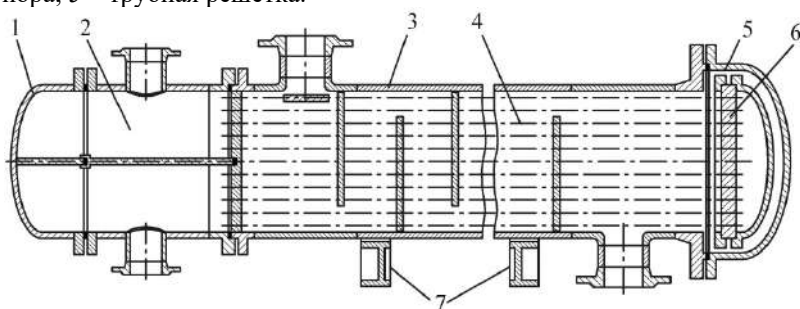


Рис. 1.11. Теплообменник с плавающей головкой:

1 – крышка распределительной камеры; 2 – распределительная камера; 3 – кожух; 4 – теплообменная труба; 5 – крышка кожуха; 6 – крышка плавающей головки; 7 – опора.

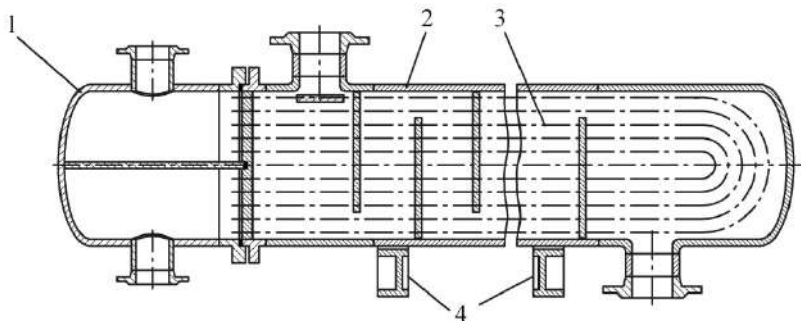


Рис. 1.12. Теплообменник с U-образными трубками:
1 – распределительная камера; 2 – кожух; 3 – теплообменная трубка;
4 – опора.

Таблица 1.5

**Основные параметры и размеры аппаратов, ГОСТ 31842-2012,
ТУ 3612-023-00220302-01, ТУ 3612-024-00220302-02**

Параметр	Значения параметров и размеров для аппаратов типа			
	Н	К	П	У
1	2	3	4	5
Поверхность теплообмена, м ²	От 1 до 5000		От 10 до 1250	От 12 до 1370
Условное давление в межтрубном пространстве, МПа	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0	0,6; 1,0; 1,6; 2,5	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0	1,6; 2,5; 4,0; 6,3
Диаметр кожуха, мм: наружный (из труб) внутренний (из листовой стали)	159; 273; 325; 426; 530; 630 400; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000; 3000; 4000		325; 426; 530; 630 400; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 2800	
Наружный диаметр и толщина стенки теплообменных труб (диаметр × толщина стенки), мм	16×1,5; 16×2; 20×2; 25×1,5; 25×2; 25×2,5*; 38×2*; 57×3*;		20×2; 25×2; 25×2,5; 38×2*	20×2; 25×2*; 25×2,5*
Длина теплообменных труб, мм	1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 9000		3000; 6000; 9000	

1	2	3	4	5
Схема и шаг размещения теплообменных труб в трубных решетках, мм	По вершинам равнобедренных треугольников: 21 для труб Ø 16 26 для труб Ø 20 32 для труб Ø 25 48 для труб Ø 38 70 для труб Ø 57		По вершинам квадратов или равнобедренных треугольников: 26 для труб Ø 20 32 для труб Ø 25 48 для труб Ø 38	

* Размеры применять для теплообменных аппаратов, изготавливаемых по индивидуальным заказам в технически обоснованных случаях, и только по согласованию с головной организацией по кожухотрубчатой теплообменной аппаратуре.

Условное обозначение аппарата выражается дробью, в числителе которой проставляются:

- 1) величина диаметра кожуха, мм;
- 2) обозначение типа аппарата: ТНГ, ТНВ, ТКГ, ТКВ, ТПГ, ТПВ и ТУВ, ХНГ, ХНВ, ХКГ, ХКВ, ХПГ, ХПВ и ХУВ и т. д.;
- 3) условное давление в трубах и кожухе, МПа;
- 4) исполнение по материалу: М1, М2 и т. д.

В знаменателе проставляются:

- 1) диаметр теплообменной трубы, мм;
- 2) состояние поставки наружной поверхности трубы: Г – гладкая; Д – диафрагменная;
- 3) длина труб, м;
- 4) схема размещения труб в трубных решетках: К – по вершинам квадрата; Т – по вершинам равнобедренных треугольников;
- 5) число ходов по трубному пространству.

Далее указывается группа климатического исполнения (У – для районов с умеренным климатом; Т – для районов с тропическим климатом), сведения о наличии деталей для крепления теплоизоляции (И – с деталями, отсутствие индекса – без деталей), а также стандарт аппарата.

Пример условного обозначения: теплообменник с плавающей головкой горизонтальный (ТПГ), с кожухом диаметром 1000 мм, на условное давление в трубах и кожухе 2,5 МПа, исполнения по материалу М1, с гладкими теплообменными трубами (Г), диаметром 20 мм, длиной 6 м, расположенными по вершинам равнобедренных треугольников (Т), 4-ходовой по трубному про-

странству, климатического исполнения (У), с деталями для крепления теплоизоляции.

Теплообменник $\frac{1000\text{ТПГ} - 2,5 - \text{М1}}{20\text{Г} - 6 - \text{Т} - 4}$ –У–И ТУ 3612–023–00220302–01.

Основные области применения кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками и компенсатором на кожухе отражены в таблице 1.6.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками типа ТН, ХН, КН, ИН можно применять только в тех случаях, когда разность температур кожуха t_k и труб t_t будет меньше максимальной, приведенной в таблице 1.7.

Таблица 1.6

Основные области применения кожухотрубчатых теплообменных аппаратов типа Н и К

Тип аппарата	Применение и нормы
Теплообменник ТН и ТК	Нагревание и охлаждение жидких и газообразных сред. Температура теплообмениваемых сред от 70 до +350°С. P_y , для ТН, МПа, с кожухами диаметрами: до 1000 мм – 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; до 1200 мм – 0,6; 1,0; 1,6; 2,5. P_y для ТК, МПа: 0,6; 1,0; 1,6
Конденсатор КН и КК	Конденсация и охлаждение технологических сред. Температура от –20 до +300°С P_y для КН, МПа: 0,6; 1,0; 1,6; 2,5. P_y для КК, МПа: 0,6; 1,0; 1,6
Холодильник ХН и ХК	Охлаждаемая среда. Температура от –20 до +300°С. P_y для ХН, МПа: 0,6; 1,0; 1,6; 2,5. P_y для ХК, МПа: 0,6; 1,0; 1,6
Испаритель ИН и ИК	Нагревание и испарение технологических сред. Температура от –70 до +350°С. P_y для ИН, МПа: 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0. P_y для ИК, МПа: 0,6; 1,0; 1,6

В том случае, когда разность t_k и t_t оказывается выше допустимой, необходимо использовать аппараты с компенсатором

на кожухе, с U-образными трубками или плавающей головкой. Теплообменники с плавающей головкой значительно дороже аппаратов с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе. При значительных термических изменениях длины труб в теплообменных аппаратах применяют сальниковые уплотнения между подвижной трубной решеткой и кожухом аппарата или сальниковые уплотнения труб в трубных решетках. Однако это оправдано только тогда, когда число труб небольшое и допускается соприкосновение теплоносителей.

Основные сведения о кожухотрубчатых теплообменных аппаратах с неподвижными решетками и температурным компенсатором на кожухе (ГОСТ 31842-2012, ТУ 3612-024-00220302-02) для труб Ø 25×2 мм приведены в таблицах 1.8–1.10.

Таблица 1.7

Допускаемая разность температур кожуха t_k и труб t_T при $P_y \leq 1,6$ МПа и $t_T \leq 250^\circ\text{C}$ для труб 25×2 мм с шагом 32 мм для стали 10 и 20 (исп. М1)

Диаметр кожуха, мм		Число ходов по трубам	$(t_{\text{к}} - t_{\text{т}})_{\text{max}}, ^\circ\text{C}$			
наруж.	внутр.		ТН	ХН	КН	ИН
159		1	30			
273		1				
325		1				
		2				
426	400	1				
		2				
630	600	1	40			
		2				
		4				
		6				
	800	1	40			
		2				
		4				
		6				
	1000	1	60	50		
		2				
		4				
		6				
	1200	1	60			
		2				
		4				
		6				

Таблица 1.8

**Площадь поверхности теплообмена для аппаратов типа ТН, ТК, ХН и ХК
с трубами Ø 25× 2мм**

Диаметр кожуха аппарата, мм	Общее число труб			ТН, ТК								ХН, ХК,	Число ря- дов труб по вертикали для гори- зонтальных аппаратов
				Длина труб, мм									
	в ре шетке	в секторе	1000	1500	2000	3000	4000	6000	9000				
			А	Б	Площадь поверхности теплообмена, м²								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Одноходовые												То же	
Наружн.	159	13	-	-	1,0	1,5	2,0	3,1	-	-	-		5
	273	42	-	-	3,3	4,9	6,6	10,0	-	-	-		7
	325	62	-	-	-	7,3	9,7	14,6	19,5	-	-		9
Внутр.	400	111	-	-	-	-	16,8	25,2	33,6	50,4	-	11	
	600	257	-	-	-	-	41,6	62,4	83,2	124,8	-	17	
	800	465	-	-	-	-	74,4	111,6	148,8	223,3	-	23	
	1000	747	-	-	-	-	-	181,6	242,1	363,1	544,7	29	
	1200	1083	-	-	-	-	-	-	349,8	524,7	787,0	35	
Двухходовые													
Наружн.	325	56	28	28	-	6,6	8,8	13,2	17,6	-	-	-	8
Внутр.	400	98	48	50	-	-	15,4	23,1	30,8	46,2	-	То же	10
	600	248	120	128	-	-	38,9	58,4	77,9	116,8	-		16
	800	451	221	230	-	-	70,8	106,2	141,6	212,4	-		26
	1000	741	359	382	-	-	-	174,5	232,7	349,0	523,5		36
	1200	1079	524	555	-	-	-	-	338,8	508,2	762,3		44
Четырехходовые													
Внутр.	600	214	52	51	-	-	33,6	50,4	67,2	100,8	-	То же	14
	800	411	107	94	-	-	64,5	96,8	129,1	193,6	-		20
	1000	689	158	175	-	-	-	162,3	216,3	324,5	486,8		26
	1200	1017	244	249	-	-	-	-	319,3	479,0	718,5		32
Шестихходовые													
	600	193	25	31	-	-	31,0	45,5	60,6	90,9	-	То же	14
Внутр.	800	383	52	64	-	-	60,0	93,5	124,7	187,0	-		20
	1000	665	105	108	-	-	-	156,6	208,8	313,2	454,0		26
	1200	973	131	165	-	-	-	-	311,8	467,7	667,4		32

Таблица 1.9

**Площадь поверхности теплообмена конденсаторов КН и КК
с трубами Ø 25×2 мм при $P_y=1,6$ Мпа**

Внутренний диаметр кожуха, мм	Общее число труб	Длина труб, мм		
		3000	4000	6000
		Площадь поверхности теплообмена, м ²		
Двухходовые				
600	237	55,81	74,42	111,63
800	451	106,21	141,61	212,42
1000	741	174,51	232,67	349,01
1200	1079	-	338,81	508,21
1400	1521	-	-	716,39
Четырехходовые				
600	203	47,81	63,74	95,62
800	411	96,79	129,05	193,58
1000	689	162,26	216,35	324,52
1200	1017	-	319,34	479,01
1400	1447	-	-	681,54
Шестиходовые				
600	193	46	61	91
800	397	93,49	124,66	186,99
1000	665	156,61	208,81	313,22
1200	993	-	311,80	467,7
1400	1417	-	-	667,41

Таблица 1.10

**Площадь поверхности теплообмена испарителей ИН-1 и ИК-1
с одноходовыми трубами Ø 25×2 мм при $P_y=1,6$ Мпа**

Внутренний диаметр кожуха, мм	Общее число труб	Длина труб, мм		
		2000	3000	4000
		Площадь поверхности теплообмена, м ²		
600	265	41,61	62,41	83,21
800	474	74,42	111,63	148,84
1000	770	120,89	181,34	241,78
1200	1114	174,89	262,35	349,8
1400	1562	245,23	367,85	490,47

Примечание. В таблицах 1.8–1.10 площадь поверхности теплообмена указана по наружному диаметру гладких труб.

1.8.2. Теплообменники типа «труба в трубе»

Типы, основные параметры и размеры теплообменников «труба в трубе» регламентированы [40]: ТТОР – однопоточные разборные; ТТОН – однопоточные неразборные; ТТМ – многопоточные разборные; ТТРМ – разборные малогабаритные.

К малогабаритным типам относятся теплообменники с площадью проходного сечения внутри теплообменных труб до $34,6 \text{ см}^2$. Одно- и многопоточные теплообменники типа «труба в трубе» (исполнение 1 – с приварными двойниками) применяются, когда не требуется периодической выемки теплообменных труб с целью их замены или механической очистки наружной поверхности от загрязнений. Если необходима регулярная механическая очистка внутренней поверхности теплообменных труб, рекомендуется исполнение 2 – со съемными двойниками (калачами).

В теплообменниках применяются гладкие (Г), теплообменные трубы с продольным оребрением (ПР) и ошипованные (Ш). Теплообменники могут эксплуатироваться в районах с умеренным и тропическим климатом.

На рисунке 1.13 изображен неразборный теплообменник типа «труба в трубе».

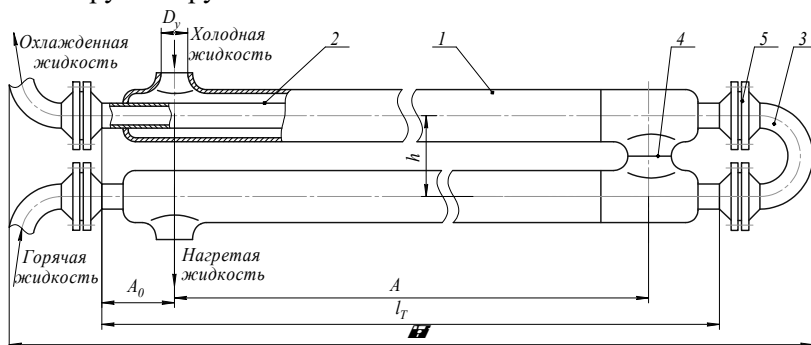


Рис. 1.13. Теплообменник типа «труба в трубе»:

1 – теплообменная труба; 2 – кожуховая труба; 3 – калач; 4 – штуцер; 5 – фланцевое соединение.

Основной узел теплообменника – элемент, состоящий из двух концентрически (коаксиально) расположенных труб: внут-

ренной (теплообменной) трубы 1 и наружной (кожуховой) 2, которые соединены между собой жестко или подвижно с сальником на одном конце или на обоих концах трубы. Для соединения нескольких элементов в теплообменнике с целью создания аппарата требуемой площади поверхности используют калачи 3 (соединение теплообменных труб) штуцера 4 (соединение кожуховых труб). Последовательно соединенные между собой элементы образуют секцию (ход). Если число элементов, требующихся для компоновки теплообменника, велико, то с целью уменьшения высоты аппарата и придания ему компактности его располагают в несколько рядов по вертикали.

С целью снижения скорости движения теплоносителя в теплообменных трубах до рекомендуемых значений (при больших расходах) используют параллельное соединение нескольких труб (двух, трех или более) через коллектор в несколько секций.

На рисунке 1.14а, г представлены схемы односекционной компоновки элементов, на рисунке 1.14б – двухсекционной, на рисунке 1.14в – трехсекционной.

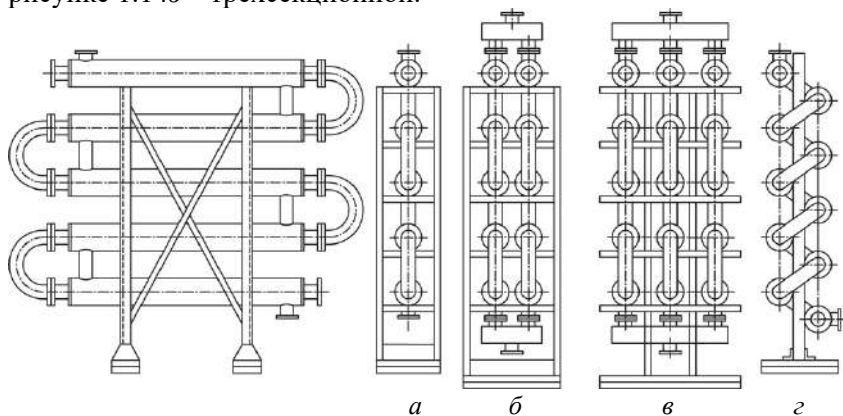


Рис. 1.14. Схемы компоновки элементов в секции теплообменника типа «труба в трубе»:

а, г – односекционная; б – двухсекционная; в – трехсекционная.

В теплообменниках типа «труба в трубе» обычно обеспечивается противоточная схема движения теплоносителей. Теплообменники предназначены для теплообмена между жидкостями,

газами и парами (нагрев, охлаждения, конденсации). Основные параметры теплообменников типа «труба в трубе» должны соответствовать указанным в таблицах 1.11 и 1.12.

Таблица 1.11

Основные параметры теплообменников «труба в трубе»

Основные параметры	Значения основных параметров для типов			
	ТТОН	ТТОР	ТТМ	ТТРМ
Наружный диаметр теплообменных труб, мм*	25; 38; 48; 57; 89; 108; 133; 159	89; 108; 133; 159	38; 48; 57	25; 38; 48; 57
Наружный диаметр кожуховых труб, мм*	57; 76; 89; 108; 133; 159; 219	133; 159; 219	89; 108	57; 76; 89; 108
Длина теплообменных труб, м	1,5; 3,0; 4,5; 6,0; 9,0	4,5; 6,0; 9,0	3,0; 4,5; 6,0; 9,0	1,5; 3,0; 4,5; 6,0
Площадь поверхности теплообмена, м ² **	От 0,11 до 4,45	От 5,0 до 18,0	От 3,9 до 93,0	От 0,55 до 4,6
Исполнение теплообменных труб	Г; ПР; Ш	Г	Г; ПР; Ш	Г; ПР; Ш
Условное давление внутри теплообменных труб, МПа, не более	1,6; 4,0; 6,3; 10,0; 16,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0	6,3; 10,0; 16,0
Условное давление снаружи теплообменных труб, МПа, не более	1,6; 4,0; 6,3; 10,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0; 6,3; 10,0
Температура рабочей среды внутри теплообменных труб, °С	От –30 до +300	От –30 до +400		
Температура рабочей среды снаружи теплообменных труб, °С				

* См. сортамент труб по ГОСТ 8732-78; ГОСТ 8734-75; ГОСТ 9567-75; ГОСТ 9941-81; ГОСТ 550-75.

** Площадь поверхности теплообмена следует определять по наружному диаметру теплообменных труб.

Условное обозначение аппарата выражается дробью, в числителе которой проставляется: тип аппарата (ТТОН; ТТОР; ТТМ; ТТРМ); для теплообменников ТТРМ указывается число потоков

по трубному и межтрубному пространству (1/2); для теплообменников ТТМ указывается число параллельных потоков; исполнение (1 – с приварными двойниками; 2 – со съёмными двойниками); наружный диаметр теплообменных и кожуховых труб (d/D в мм); условное давление внутри и снаружи теплообменных труб (P_v/P_n в МПа).

Таблица 1.12

Поверхность теплообмена элементов теплообменников типа ТТОН

Сортамент труб, мм		Поверхность теплообмена, м ² , при длине теплообменных труб, м				
внут.	наружн.	1,5	3,0	4,5	6,0	9,0
25×3; 25×4	57×4; 57×5	0,111	0,228	–	–	–
38×4; 38×5	57×4; 57×5; 89×5	0,167	0,346	0,525	–	–
48×4; 48×5	76×4; 76×5; 76×6; 89×5; 108×5; 108×6	–	0,437	0,664	0,890	–
57×5; 57×6	89×5; 89×6; 108×5; 108×6; 108×8	–	–	0,787	1,055	–
89×5; 89×6; 89×8	133×6; 133×8; 159×6; 159×8; 159×12	–	–	–	1,65	2,49
108×5; 108×6; 108×8; 108×10	159×6; 159×8; 159×12	–	–	–	2,0	3,02
133×6; 133×8; 133×12	219×6; 219×8; 219×12	–	–	–	–	3,72
159×6; 159×8; 159×12	219×6; 219×8; 219×12	–	–	–	2,94	4,45

В знаменателе проставляются: длина теплообменных труб (1,5; 3,0; 4,5; 6,0 и т. д.); вид теплообменных труб (Г – гладкие; ПР – с продольным оребрением; Ш – ошипованные); группа материального исполнения (М1, М4 и т. д.); группа климатического исполнения (У – для районов с умеренным климатом; Т – для районов с тропическим климатом). Далее в случае блочного исполнения указывается количество последовательно соединенных элементов; стандарт теплообменника.

Пример условного обозначения теплообменника типа «труба в трубе» однопоточного неразборного (ТТОН) со съёмными двойниками (исполнение 2), с диаметром теплообменной трубы

57 мм, с диаметром кожуховой трубы 108 мм, на условные давления внутри теплообменных труб 6,3 МПа и снаружи теплообменных труб 4,0 МПа, с длиной кожуховых труб 6 м, с гладкими теплообменными трубами (Г) длиной 6 м, материального исполнения (М1), климатического исполнения (У):

Теплообменник $\frac{\text{ТТОН}-2-57/108-6,3/4,0}{6-\Gamma-\text{М1}-\text{У}}$ ТУ 3612-014-00220302-99.

Условное обозначение аппаратов блочного исполнения состоит из условного обозначения аппарата, умноженного на количество последовательно соединенных элементов:

Теплообменник $\frac{\text{ТТОН}-2-57/108-6,3/4,0}{6-\Gamma-\text{М1}-\text{У}} \times 12$ ТУ 3612-014-00220302-99.

1.8.3. Пластичные теплообменные аппараты

Современные пластичные аппараты – один из наиболее эффективных видов теплообменного оборудования поверхностного типа в пищевой промышленности. Основным теплопередающим элементом в них является штампованная из листа нержавеющей стали толщиной 0,5–1,2 мм пластина с гофрированной поверхностью. Рабочая поверхность пластины окружена специальным пазом, в который уложена уплотнительная прокладка, закрепленная клеем или клипсами. Эта кольцевая прокладка охватывает также два угловых отверстия (с одной стороны пластины или по диагонали). Два остальных отверстия, создающие транзитный проход для второй рабочей среды, герметизируются малыми прокладками. При сжатии некоторого количества пластин между ними образуются щелевые зигзагообразные каналы для движения теплоносителей. Пластинчатые аппараты достаточно компактны и легко разбираются для осмотра и чистки

Одной из важнейших особенностей пластинчатых аппаратов является практически неограниченная возможность организовать движение жидкости между пластинами с учетом многих факторов, влияющих на работу аппарата. Это достигается варьированием схем движения потоков жидкостей между пластинами.

На рисунке 1.15 приведено три варианта компоновки аппарата, состоящего из девяти пластин. Сплошной линией показана схема движения холодного теплоносителя, а штриховой – горячего.

Параллельное движение характерно тем, что холодный и горячий теплоносители движутся либо в одном направлении (прямоток), либо навстречу друг другу (противоток). При последовательном движении противоточное движение чередуется с прямоточным, причем число каналов, работающих прямо- и противоточно, одинаково. Смешанное движение характерно тем, что одновременно в аппарате имеют место оба вида движения, при этом преобладает параллельное. При сборке аппарата необходимая схема движения теплоносителей в ней обеспечивается расположением пластин (верх, низ, прямая сторона, обратная сторона). Все пластины в аппарате собираются в пакеты.

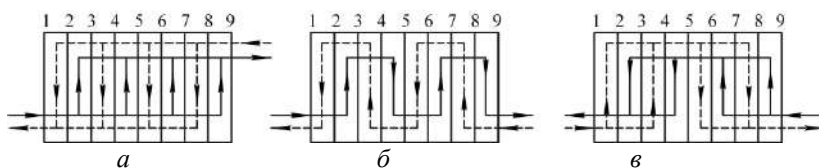


Рис. 1.15. Схемы движения в пластинчатых теплообменниках:
а – параллельное; б – последовательное; в – смешанное.

Пакетом называют группу пластин, образующих каналы, в которых теплоноситель движется в одном направлении. Понятие пакета эквивалентно понятию хода в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах. Каждый канал ограничен двумя соседними пластинами. Суммарное число пластин в аппарате на единицу больше общего числа каналов для горячего и холодного теплоносителей. На рисунке 1.15а при параллельной схеме движения потоков в аппарате из девяти пластин имеет место один пакет из четырех каналов для горячего теплоносителя и один пакет из четырех каналов для холодного теплоносителя. Подобная схема потоков представляется как $\frac{4}{4}$. Числитель дроби относится к горячему теплоносителю, а знаменатель – к холодному. Количество чисел, приведенных в

числителе, соответствует числу пакетов для горячего теплоносителя, а в знаменателе – для холодного теплоносителя.

Представленная на рисунке 1.15б схема потоков обозначается $\frac{1+1+1+1}{1+1+1+1}$. Это означает, что для обоих теплоносителей в

аппарате имеется по четыре пакета (хода) с одним каналом в каждом. Схема каналов, приведенная на рисунке 1.15в, обозначается

$\frac{2+2}{2+2}$, так как оба теплоносителя в аппарате имеют по два па-

кета, в каждом из которых по два параллельных канала. В общем случае необязательно, чтобы число каналов для горячего и холодного теплоносителей было одинаковым. Одинаковым (или почти одинаковым) должно быть общее число каналов для каждого из теплоносителей.

При компоновке пластин в аппарате необходимо помнить, что при неизменной производительности аппарата увеличение числа пакетов в аппарате ведет к уменьшению числа каналов и росту скорости движения теплоносителя. Увеличение скорости движения теплоносителя приводит, с одной стороны, к росту коэффициента теплоотдачи, а с другой стороны – к значительному увеличению гидравлического сопротивления (пропорционально скорости в степени n , где $1 \leq n \leq 2$). Для изготовления пластинчатых теплообменников используются пластины различной формы, обеспечивающие различную интенсивность теплоотдачи при движении теплоносителей в канале между ними [6, 27, 30, 35]. В настоящее время наиболее перспективными считаются пластины ленточно- и сетчато-поточного типов.

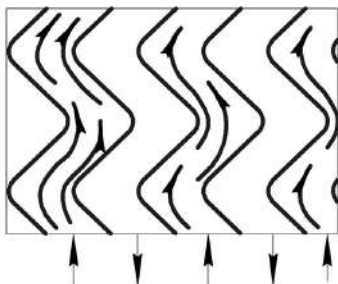


Рис. 1.16. Схема движения жидкости в пакете из ленточно-поточных пластин

лей в канале между ними [6, 27, 30, 35]. В настоящее время наиболее перспективными считаются пластины ленточно- и сетчато-поточного типов.

К первому типу относятся пластины с горизонтально или наклонно расположенными гофрами. При сжатии таких пластин в пакет между ними образуются щелевые каналы зигзагообразно изогнутой ленты.

На рисунке 1.16 представлена схема течения в щелевых каналах пластин ленточно-поточного типа. Сетчато-поточные пластины при сжатии их в пакет образуют каналы, напоминающие набор сеток, продвигаясь через которые поток жидкости многократно разделяется на отдельные струйки (как при движении через ячейки сеток), которые также много раз соединяются и разделяются между собой (за сеткой) вновь.

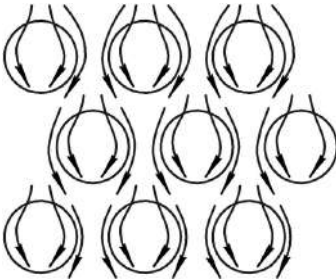


Рис. 1.17. Движение жидкости в зазоре между сетчато-поточными пластинами с полусферическими сферами

Такой эффект создается благодаря наличию на пластинах множества полусферических выступов (рис. 1.17) или выступов иной формы, которые при сжатии пластин в пакет соприкасаются с соседними пластинами [5, 6, 27]. Наличие большого числа таких контактов придает пакету пластин более высокую жесткость по сравнению с жесткостью пакета из ленточно-поточных пластин.

Формулы для расчета теплоотдачи в пластинчатых теплообменниках с сетчато-поточными пластинами при движении капельных жидкостей имеют вид

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} .$$

При турбулентном течении коэффициенты для некоторых пластин имеют следующие значения [6, 27]:

Тип пластины	0,2	0,3	0,5	0,6
C	0,09	0,135		
n	0,073			

Технические требования, типы, параметры и основные размеры пластинчатых теплообменных аппаратов регламентируются ГОСТ Р ИСО 15547-1-2009, ГОСТ 15518-87 [17, 18], а также каталогами фирм-производителей (табл. 1.13).

В соответствии с ГОСТ 15518-87 предусмотрены пластинчатые теплообменники следующих типов: Р – разборные с одинарными пластинами; РС – разборные со сдвоенными пластинами; Н – неразборные (табл. 1.14). Теплообменники типов Р и РС могут иметь исполнения: 1 – на консольной раме (рис. 1.18); 2 – на двухопорной раме (рис. 1.19); 3 – на трехопорной раме (рис. 1.20).

Таблица 1.13

Основные параметры и область применения пластинчатых теплообменников по [18]

Площадь поверхно- сти тепло- обмена пластины, м²	Площадь поверхности теплообмена теплообменников, м²							Темпе- ратура рабочих сред, °С	Рабочее давле- ние, МПа
	Тип								
	Р			РС			Н		
	Исполнение								
	1	2	3	1	2	3			
0,2	1; 2; 5; 6,3	10; 12,5	16; 25; 31,5; 40	—	—	—	—	От -20 до +180	1,0
0,3	3; 5; 8; 10	12,5; 16; 20; 25	—	12,5; 25; 33,5	—	—	—		
0,5	—	—	—	—	31,5; 50; 63; 80; 100; 140	160; 220; 280; 300; 320	—	От -20 до +200	1,0; 1,6
0,53	—	—	—	—	40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160	200; 250; 280; 315	—		
0,6*	10;16; 25	31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 140; 160	200; 250; 300	—	—	—	—		
1,0	—	—	—	—	—	—	400	От -70 до +150	4,0
1,3	—	200; 300; 400	500; 600; 800	—	—	—	—	От -20 до +180	1,0

* Пластины изготавливаются из сталей с углом гофра 60 и 120⁰; из титана с углом гофра 60⁰.

** Для теплообменников из титана – до 0,6 МПа.

В соответствии с [18] условное обозначение пластинчатых теплообменных аппаратов составляется по следующей схеме, указывается: краткое наименование изделия; тип теплообменника;

площадь поверхности теплообмена пластины, м^2 ; площадь поверхности теплообмена теплообменника, м^2 ; конструктивное исполнение теплообменника (для теплообменников типа Н – рабочее давление, МПа); исполнение по материалу основных деталей, соприкасающихся со средой (К – коррозионно-стойкие стали, Т – титан); порядковый номер модели (учитывающий конкретную марку материала).

Таблица 1.14

Техническая характеристика пластин теплообменников типа Р и РС [39]

Показатели	Тип пластины					
	0,2	0,3	0,5	0,6*	0,6**	1,3
Габариты, мм:						
длина	960	1370	1400	1375	1375	1915
ширина	460	300	670	600	600	920
толщина	1	1***	1	1***	1***	1
Площадь теплопередачи, м^2	0,2	0,3	0,5	0,6	0,6	1,3
Шаг гофр по нормали, 10^{-3} м	36	18	18	18	18	18
Высота гофра, 10^{-3} м	4,5	4	5	4,5	3	4,5
Количество гофр	14	50	43	63	36	95
Угол наклона гофр, град.	120	120	120	120	60	120
Эквивалентный диаметр канала, 10^{-3} м	8,8	8,0	9,0	8,3	6,0	9,6
Площадь поперечного сечения канала, 10^{-3} м^2	1,78	1,1	2,85	2,45	1,67	4,25
Ширина канала, м	0,4	0,25	0,57	0,545	0,55	0,846
Средний зазор для прохода теплоносителя в канале, 10^{-3} м	4,5	4	5	4,5	3	4,5
Приведенная длина канала, м	0,518	1,12	0,8	1,01	1,06	1,47

* – пластины из стали.

** – пластины из титана.

*** – в облегченном варианте толщина пластины может быть уменьшена до 0,5 мм.

Пример условного обозначения пластинчатого теплообменника типа Р с площадью поверхности теплообмена пластины $0,2 \text{ м}^2$ и площадью поверхности теплообмена теплообменника $6,3 \text{ м}^2$, 1-го

конструктивного исполнения с коррозионно-стойким исполнением по материалу основных деталей, соприкасающихся со средой, с порядковым номером модели 01:

Теплообменник Р 0,2-6,3-1К-01 ГОСТ 15518-87.

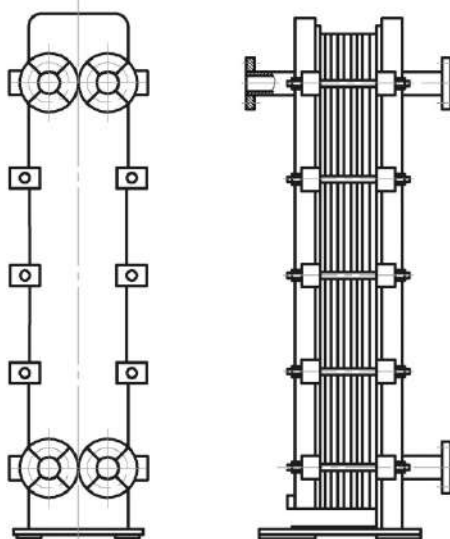


Рис. 1.18. Пластинчатый теплообменник на консольной раме

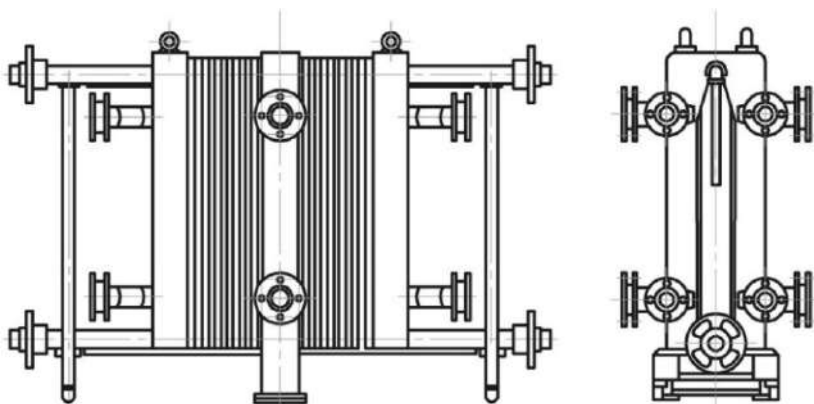


Рис. 1.19. Пластинчатый аппарат на двухопорной раме

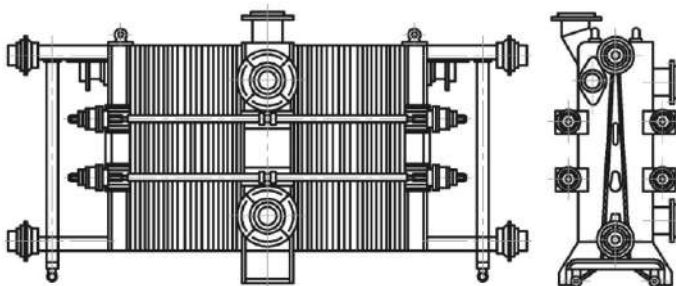


Рис. 1.20. Пластиначный аппарат на трехопорной раме

Для производства пластин используется листовая сталь из углеродной оцинкованной стали 08кп (ГОСТ 14918-80), углеродистой 08кп (ГОСТ 1050-2013), коррозионностойких сталей 08Х18Н10, 03Х17Н14М3, 10Х17Н13М2Т, ХН65МВ, 12Х17Н13М3Т, 06ХН28МТД и Х18АН5 (ГОСТ 5632-2014), алюминия АМг-5 (ГОСТ 4784-97), мельхиора МНЖмц 30-0,8-1 (ГОСТ 492-2006), из титана ВТ 1-0 (ГОСТ 22178-76), а также других штампуемых металлов и сплавов. При эксплуатации аппаратов с агрессивными средами на пластины может быть нанесено дополнительное антикоррозионное покрытие, например в виде пленки из фторопласта.

В зависимости от особенностей теплоносителей для более надежного уплотнения каналов между пластинами используются прокладки из резины различных марок. В основном используются резины марок ИРП-1376 (ТУ 38.0051166-98) из этилен-пропилен-каучука с рабочими температурными пределами от -30 до $+160^{\circ}\text{C}$, применяются для химических соединений, не содержащих жир и минеральные масла; ИРП-1078 (ТУ 2512-046-00152081-2003) из нитрил-каучука – это универсальное уплотнение для водных и жирных сред (вода/масло), не применяется для пара, с диапазоном рабочих температур от -20°C до $+140^{\circ}\text{C}$. А также резина ИПР-128НТА (ТУ 38.0051166-98) из фтор-каучука, имеющая высокую устойчивость к химикалиям, органическим растворяющим веществам, а также к серной кислоте и растительным маслам при высоких температурах с диапазоном рабочих температур от -10°C до $+180^{\circ}\text{C}$.

Основные параметры пластинчатых теплообменников приведены в таблице 1.15.

1.8.4. Другие виды теплообменных аппаратов

В различных отраслях промышленности наряду с рассмотренными выше находят применение и другие виды теплообменных аппаратов: змеевиковые (подогрев воды, кипятильники бражных колонн и др.), аппараты с рубашками и змеевиками (приготовление растворов и суспензий, проведение процессов растворения и др.), оросительные (охлаждение жидкостей и газов, конденсация паров и др.), комбинированные, состоящие из кожухотрубчатой и змеевиковой частей (конденсация спиртовых паров и их охлаждение) и другие.

Оросительными называются такие теплообменные аппараты, в которых теплота от рабочей среды передается через стенку орошающей ее жидкости, стекающей по наружной поверхности труб в виде тонкой пленки. Оросительные теплообменники выполняются большей частью трубчатыми, причем трубы могут иметь сечения различного профиля и собираются из нескольких параллельных секций.

Для распределения орошающей воды над верхней трубой устанавливается оросительное устройство – ороситель в виде желобов с зубчатыми стенками или труб с отверстиями, расположенными сверху или снизу. Оросители располагают иногда и между трубами (при большом расстоянии между ними) для направления движения жидкости. Под теплообменниками устанавливают поддон для сбора стекающей жидкости. Охлаждаемые жидкость или газ подаются обычно в теплообменник снизу, а если аппарат служит конденсатором, то пар подается сверху.

В теплообменнике имеет место многократный перекрестный ток.

По способу передачи теплоты теплообменники делятся на собственно оросительные, у которых теплота отводится за счет нагрева орошающей жидкости, и испарительные, где процесс осуществляется благодаря испарению этой жидкости.

Таблица 1.15

**Поверхность теплообмена и основные параметры разборных
пластинчатых теплообменников Р и РС в соответствии с [18]**

Исполнение	Площадь поверхности теплообмена F, число пластин N и масса аппарата M при площади одной пластины f																	
	f=0,2 м ²			f= 0,3 м ²			f= 0,5 м ²			f= 0,53 м ²			f=0,6 м ²			f=1,3 м ²		
	F, м ²	N, шт.	M, кг	F, м ²	N, шт.	M, кг	F, м ²	N, шт.	M, кг	F, м ²	N, шт.	M, кг	F, м ²	N, шт.	M, кг	F, м ²	N, шт.	M, кг
1	1	8	546	3	12	286	—	—	—	—	—	—	10	20	976	—	—	—
	2	12	562	5	20	323	—	—	—	—	—	—	16	30	1041	—	—	—
	5	28	622	8	30	362	—	—	—	—	—	—	25	44	1146	—	—	—
	6,3	34	645	10	36	387	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	12,5	44	820	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	25	84	1025	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	33,5	112	1165	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	10	52	724	12,5	44	425	31,5	64	1619	40	76	1600	31,5	56	1262	200	156	5121
	12,5	66	771	16	56	472	50	100	1886	50	96	1750	40	70	1363	300	232	6243
	—	—	—	20	70	526	63	126	2079	63	120	1930	50	86	1475	400	310	7386
2	—	—	—	25	86	587	80	160	2338	80	152	2160	63	108	1528	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	100	200	2626	100	188	2440	80	136	1826	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	140	280	3223	125	236	2800	100	170	2067	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	140	260	2974	140	236	2529	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	160	304	3300	160	270	2764	—	—	—
3	16	84	1222	—	—	—	160	320	4565	200	376	4980	200	340	4010	500	388	10903
	25	128	1371	—	—	—	220	440	5445	250	464	5648	250	420	4577	600	464	12053
	31,5	160	1485	—	—	—	280	560	6351	280	528	6100	300	504	5175	800	620	14362
	40	204	1636	—	—	—	300	600	6647	315	608	6700	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	320	640	6945	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Положительные качества оросительных теплообменников – легкое получение необходимой теплопроизводительности, пониженный расход воды, простота изготовления и ремонта, удобство осмотра и очистки труб, герметичность конструкции.

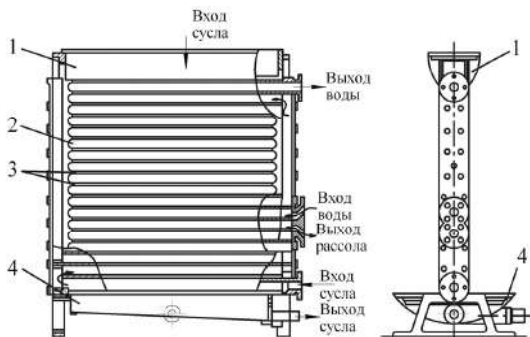


Рис. 1.21. Оросительный холодильник для охлаждения сусла с коллекторным соединением труб: 1 – ороситель; 2 – поверхность теплообмена; 3 – прокладки; 4 – поддон.

На рисунке 1.21 показан оросительный холодильник для охлаждения сусла с коллекторным соединением труб. Он состоит из параллельных горизонтальных труб, расположенных одна над другой в вертикальной плоскости. Снаружи по трубам тонким слоем стекает охлажда-

емое сусло, внутри противотоком, т. е. снизу вверх, движется вода.

Снижение температуры сусла в холодильнике до температуры 5–6°C, т. е. до обычных температур начального периода низового брожения, требует в летнее время предварительного охлаждения воды, осуществляемого в рассольных холодильных установках.

С целью экономии расход охлажденной воды стремятся свести к минимуму, разбивая холодильник на две секции: в верхней сусло охлаждают обыкновенной водопроводной или артезианской водой, а в нижней – до конечной температуры – охлажденной водой или рассолом.

Иногда холодильники для сусла делят на три секции, причем для верхней секции охлаждающей средой является водопроводная вода, для средней – охлажденная или артезианская вода, а для нижней – охлажденный рассол или холодильный агент. В теплообменнике осуществляется попарное коллекторное соединение труб. Это позволяет располагать трубы с малым шагом,

что способствует улучшению не только габаритных показателей теплообменника, но и его теплотехнических свойств.

Такая конструкция технологична и удобна в эксплуатации с точки зрения очистки внутренней поверхности труб в теплообменнике.

Комбинированный конденсатор-холодильник относится к теплообменным аппаратам специального назначения и служит для конденсации спиртовых паров брагоректификационной установки и охлаждения их конденсата. Он состоит из трубчатой части, предназначенной для конденсации спиртовых паров и представляющей собой вертикальный одноходовой кожухотрубчатый теплообменник, и змеевиковой части, представляющей собой корпус с расположенным в нем змеевиком из медной тянутой трубы.

Внутренний объем змеевика соединен с межтрубным пространством конденсатора, поэтому конденсат пара этилового спирта движется внутри змеевика. Охлаждающая вода поступает в корпус холодильника снизу и движется вверх к трубам конденсатора, омывая наружную поверхность змеевика.

Особенности конструкции комбинированного конденсатора-холодильника, приводящие к некоторым отличиям от стандартных тепловых, конструктивных и гидравлических расчетов, рассмотрены в приводимом ниже примере расчета аппарата.

1.8.5. Конденсаторы смешения

Конденсация – это процесс сжижения пара газа; он широко применяется в технике пищевой промышленности для различных целей: создания разрежения в выпарных аппаратах, использования теплоты конденсации для нагревания жидкостей (в теплообменниках с паровым обогревом), для разделения систем, состоящих из компонентов с различными температурами сжижения, в холодильных, сушильных, паротурбинных установках и т. д. Различают поверхностные конденсаторы и конденсаты смешения.

Поверхностные конденсаторы применяются в случае, когда конденсат надо сохранить в чистом виде (например, конденсат хладагента или сжижаемые спиртовые пары); эти конденсаторы

представляют собой поверхностные (обычно трубчатые) теплообменники с некоторыми специфичными деталями, устройство которых обусловлено, в основном, способом охлаждения паров. Хладоносителем обычно является вода или воздух; водяное охлаждение бывает проточным или испарительным.

К конденсаторам смешения относятся прямоточные или противоточные смешивающие конденсаторы, а также струйные (эжекторные) конденсаторы.

В этих конденсаторах паровой поток соприкасается с охлаждающей водой; получается конденсат в смеси с этой водой. Конденсаторы смешения бывают «мокрые» и «сухие». Из «мокрых» конденсаторов охлаждающая вода, конденсат и неконденсирующиеся газы отсасываются совместно мокровоздушным насосом. Из «сухих» конденсаторов воздух и газы отсасываются отдельным вакуум-насосом. Таким образом, в конденсатор подводятся пар и охлаждающая среда (вода, воздух); из конденсатора отдельными насосами отводятся конденсат (либо конденсат в смеси с охлаждающей водой), воздух и другие неконденсирующиеся газы, поступившие с рабочими средами и через неплотности системы.

Конденсаторы смешения применяются для создания разрежения в установках, работающих под вакуумом (в вакуум-аппаратах, выпарных установках, вакуум-сушилках, вакуум-фильтрах и пр.). В некоторых случаях такие конденсаторы снабжают производство горячей водой. В заводских условиях важно получить наибольший достижимый вакуум. Увеличение разрежения достигается, в основном, снижением температуры охлаждающей воды и удалением газов из конденсатора.

Общее давление в конденсаторе равно сумме парциальных давлений водяного пара и воздуха. Непрерывный отсос воздуха снижает его парциальное давление и поддерживает вакуум; скопление же газов уменьшает разрежение. Воздух обычно откачивают поршневыми или водокольцевыми насосами из того места конденсатора, где температура минимальна, так как при этом массовая производительность насоса будет максимальной.

В конденсаторах смешения обеспечивают развитую поверхность контакта и достаточное время соприкосновения пара с водой. Конденсат удаляется жидкостными или мокровоздушными

ми насосами, а из конденсаторов высокого уровня (барометрических) – самотеком через сливную трубу.

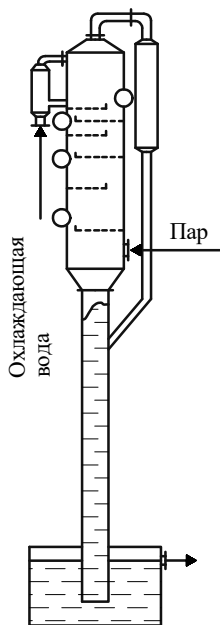


Рис. 1.22. Барометрический конденсатор смешения

На рисунке 1.22 изображен полочный (каскадный) барометрический конденсатор с противоточным движением воды и пара. Холодная вода через питатель, сглаживающий пульсации, подается на верхнюю полку и каскадами стекает вниз с полки на полку; уровень воды на полках регулируется подпорными планками, устанавливаемыми по уровню.

Пар подводится под нижнюю полку и движется вверх, конденсируясь на водяных завесах между полками. Расстояние между полками снизу-вверх уменьшается соответственно уменьшению количества пара. Воздух отсасывается вверх через ловушку для отделения водяных брызг.

Сливная (барометрическая) труба, в которой вода находится на уровне, соответствующем разрежению в конденсаторе, служит гидравлическим затвором, обеспечивает непосредственный слив охлаждающей воды в смеси с конденсатом без установки насоса. Барометриче-

ская труба опущена в сосуд (ящик), откуда вода удаляется также самотеком или откачивается насосом в зависимости от высоты установки. Сливная труба из брызгоголовушки также опущена в ящик или соединяется с основной барометрической трубой.

В конденсаторах с сегментными полками, образуются плоские струи (завесы) воды. Другие каскадные конденсаторы имеют кольцевые и круглые (дырчатые или сплошные) тарелки, чередующиеся по высоте конденсатора и образующие цилиндрические водяные завесы, либо линейные тонкие струи поды, вытекающие из круглых дырок в тарелках.

При достаточном количестве воды конденсация завершается полностью в одном конденсаторе. Для получения более горячей воды применяют двухступенчатую конденсацию.

Рабочий процесс в каскадных конденсаторах смешения. Условия тепло- и массообмена между паром и охлаждающей водой в конденсаторах смешения различного типа существенно отличаются в основном за счет различных гидродинамических условий. В довольно простом по устройству аппарате, каким является любой конденсатор смешения, происходит сложный процесс взаимно связанного тепло- и массообмена, конечным результатом которого являются фазовое превращение пара в конденсат и отделение от смеси охлаждающей воды и конденсата неконденсирующихся газов. Сложность теплового и гидродинамического процессов в конденсаторах смешения существенно затрудняют их расчет, который обычно производится приближенно.

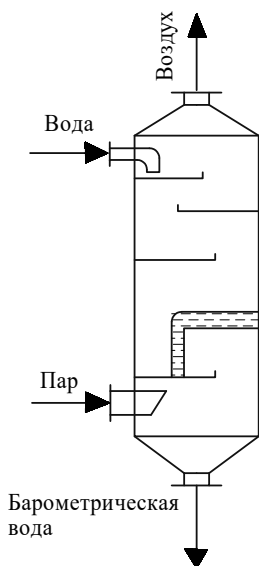


Рис. 1.23. Схема рабочего процесса в каскадном конденсаторе смешения

Для уяснения принимаемых допущений рассмотрим схему рабочего процесса в плоскоструйном каскадном конденсаторе смешения (рис. 1.23). При встречном движении пара и воды пар набегает на завесы, частично разрывая их при пересечении потоков. При этом ламинарное течение завес воды в местах разрывов турбулизуется; часть пара конденсируется на внешней поверхности завес, а часть – на поверхностях разрывов. Поэтому тепло конденсирующегося пара передается стекающей воде частично теплопроводностью, как в твердой стенке, частично конвекцией. Кроме того, при падении струй на полку и разрыве завес образуются брызги, вследствие чего попутно наблюдаются образование в потоке пара тумана и объемная конденсация. Процесс конденсации

пара при контакте с холодной водой происходит очень интенсивно; скачок температур на границе раздела фаз бывает около 0,01 K, а коэффициент теплоотдачи от пара к воде достигает значений 200 кВт/(м²·K), в результате удельные массовые нагрузки поверхности конденсации доходят до 1600 кг/(м²·ч).

В принятых упрощенных методиках расчета каскадных конденсаторов смешения полагают, что процесс конденсации пара происходит без примеси газов и падения давления по высоте конденсатора, т. е. при постоянном давлении и изотермически. В действительности начальное давление парогазовой смеси $p_{\text{нач}} = P_{\text{пн}} + P_{\text{гн}}$ складывается из начальных парциальных давлений пара $p_{\text{пн}}$ и газа $p_{\text{гн}}$; при этом основное количество примесей газов выделяется из пара сразу после его входа в конденсатор.

Наличие протяженных водяных завес (при высоте конденсатора до 7 м), значительная скорость движения пара (около 40 м/с) при нескольких поворотах его на 180° приводят к заметному падению давления по высоте конденсатора Δp , вследствие гидравлических сопротивлений. Поэтому общее давление по высоте конденсатора уменьшается от $p_{\text{нач}}$ до $p_{\text{кон}}$, в соответствии с чем уменьшается парциальное давление пара от $p_{\text{пн}}$ до $p_{\text{гк}}$. Уменьшение парциального давления паров $p_{\text{п}}$ происходит также потому, что по мере конденсации относительное содержание воздуха и других газов в парогазовой смеси увеличивается. Соответственно уменьшению $p_{\text{п}}$ снижает температура пара, убывая по высоте конденсатора снизу-вверх, от $t_{\text{нач}}$ до $t_{\text{кон}}$.

Температура стекающей смеси охлаждающей воды и конденсата возрастает от верхней к нижней полке в пределах от t_1 до t_2 при этом текущее значение действующего температурного напора $\Delta t = t'' - t$ по высоте конденсатора не постоянно. Следовательно, все параметры, характеризующие рабочий процесс в конденсаторе смешения, изменяются по высоте конденсатора, вызывая изменение условий теплопередачи от пара к воде на скорости конденсации.

Основными параметрами, определяющими кинетику теплового процесса в каскадном конденсаторе, являются высота падения l и толщина струи δ_0 (или для круглых струй – диаметр d_0), температурные напоры Δt_1 и Δt_2 , скорость падения воды w_0 , ско-

рость течения пара w_n и его плотность ρ'' . При точном расчете конденсатора следует определять локальные значения этих параметров для каждого каскада. В приближенных расчетах процесс конденсации полагают изобарическим и изотермическим.

1.9. Расчет толщины слоя изоляции аппарата

Температура поверхности теплоизоляции теплообменных аппаратов в промышленности не должна превышать 40°C при температуре теплоносителя $+150^\circ\text{C}$ и ниже, при температуре теплоносителя от 150 до 500°C – не должна превышать 45°C , свыше 500°C – 55°C [37].

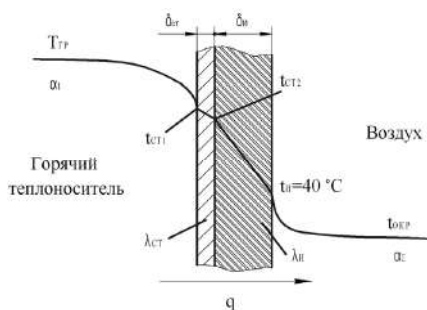


Рис. 1.24. Схема процесса теплопередачи через многослойную стенку

Для расчета толщины слоя изоляции рассмотрим процесс передачи теплоты через многослойную (стальная стенка корпуса и слой изоляции) плоскую стенку ($d_{вн} > 0,5d_{нар}$) (рис. 1.24).

Поскольку процесс передачи теплоты – установившийся процесс, то справедливо равенство

$$q = q_1 = q_2 = q_{ст} = q_{и},$$

где

$$q_1 = \alpha_1 (T_{гр} - t_{ст1}) = \alpha_1 \Delta t_1, \quad (1.67)$$

$$q_2 = \alpha_{\Sigma} (t_{и} - t_{окр}) = \alpha_{\Sigma} \Delta t_2, \quad (1.68)$$

$$q_{ст} = \frac{t_{ст1} - t_{ст2}}{\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}} = \frac{\Delta t_{ст}}{r_{ст}}, \quad (1.69)$$

$$q_{и} = \frac{t_{ст2} - t_{и}}{\frac{\delta_{и}}{\lambda_{и}}} = \frac{\Delta t_{и}}{r_{и}}, \quad (1.70)$$

где q_1 – удельный тепловой поток от горячего теплоносителя к стенке, Вт/м²; q_2 – удельный тепловой поток от поверхности слоя изоляции к окружающему воздуху, Вт/м²; $q_{\text{ст}}$ – удельный тепловой поток через стенку аппарата, Вт/м²; $q_{\text{и}}$ – удельный тепловой поток через слой изоляции, Вт/м²; $T_{\text{гр}}$ – температура горячего теплоносителя, °С; $t_{\text{ст1}}$ – температура поверхности стенки аппарата со стороны горячего теплоносителя, °С; $t_{\text{ст2}}$ – температура поверхности стенки аппарата со стороны слоя изоляции, °С; $t_{\text{и}} = 40^\circ\text{С}$ – температура наружной поверхности слоя изоляции; $t_{\text{окр}}$ – температура окружающего воздуха, °С.

Расчет толщины слоя изоляции ведут в следующей последовательности:

- рассчитывают коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху α_{Σ} ;
- из уравнения (1.68) определяют q_2 ;
- рассчитывают коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке кожуха аппарата α_1 ;
- из уравнения (1.67) рассчитывают $t_{\text{ст1}}$;
- из уравнения (1.69) рассчитывают $t_{\text{ст2}}$;
- из уравнения (1.70) определяют толщину слоя изоляции.

Расчет коэффициента теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающей среде (воздуху) в закрытом помещении можно вести по приближенной формуле [32]

$$\alpha_{\Sigma} = 9,74 + 0,07\Delta t, \quad (1.71)$$

где α_{Σ} – суммарный коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием и конвекцией, Вт/(м² К); Δt – разность температур между поверхностью слоя изоляции $t_{\text{и}}$ и окружающего воздуха $t_{\text{окр}}$, °С.

Для расчета коэффициента теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке кожуха аппарата используют формулы и уравнения, соответствующие условиям теплоотдачи. Например, при конденсации пара в межтрубном пространстве вертикального кожухотрубчатого теплообменного аппарата может быть применена формула (1.60).

Поскольку температура поверхности стенки со стороны горячего теплоносителя неизвестна, то ее расчет ведут методом последовательных приближений (см. подраздел 1.7).

При выборе изоляционного материала следует иметь в виду, что использование стекловолокна, минеральной ваты или асбеста нецелесообразно в связи с тем, что волокна этих веществ при попадании в организм человека могут вызывать (стимулировать) появление злокачественных новообразований [37].

Потери теплоты в окружающую среду определяют по формуле

$$Q_{\text{пот}} = q F, \quad (1.72)$$

где q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; $F = \pi D_{\text{и}} H$ – площадь наружной поверхности слоя изоляции, м²; $D_{\text{и}} = D_{\text{н}} + 2 \delta_{\text{и}}$ – диаметр аппарата со слоем изоляции, м; $D_{\text{н}}$ – наружный диаметр корпуса аппарата, м; H – высота (длина) корпуса аппарата, м.

Величину потерь теплоты по отношению к тепловой нагрузке аппарата рассчитывают по формуле

$$(Q_{\text{пот}} / Q) \cdot 100\%$$

и сравнивают с ранее принятыми (формула (1.6)).

2. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ

Цель конструкторского расчета рекуперативных теплообменных аппаратов с трубчатой поверхностью теплообмена при выполнении курсового проекта – расчет диаметров штуцеров и выбор конструкционных материалов для изготовления аппарата; трубных решеток, способов размещения и крепления в них теплообменных труб и трубных решеток к кожуху; конструкторской схемы поперечных перегородок и расстояния между ними; распределительных камер, крышек и днищ аппарата; фланцев, прокладок и крепежных элементов; конструкции компенсирующего устройства, воздушников, отбойных щитков, опор; места установки контрольно-измерительной аппаратуры и т. п. При необходимости выполняют расчет элементов теплообменника на прочность и жесткость.

Приведенные выше задачи решаются при выполнении конструкторского расчета кожухотрубчатых аппаратов. При расчете других типов теплообменных аппаратов эти задачи могут изменяться или дополняться.

При выполнении конструкторского расчета теплообменников типа «труба в трубе» обычно решаются задачи выбора конструктивных материалов для изготовления узлов и деталей аппарата, определяя длины элементов теплообменника и их количество; расчета фланцевых соединений теплообменника и калачей, расстояния между элементами и выбора штуцеров для соединения кожуховых труб, прокладок для фланцевых соединений; разработки схемы компоновки элементов в аппарате, определения габаритных размеров аппарата, выбор способа его крепления и крепежных элементов; проверки необходимости установки компенсирующих устройств.

Пластинчатые теплообменные аппараты состоят из стандартных узлов и деталей, поэтому основные задачи их конструкторского расчета сводятся к определению числа пластин в аппарате, числа пакетов для каждого из теплоносителей, составлению формулы компоновки и построению компоновочной схемы; проверке диаметров штуцеров для теплоносителей, выбору стандартных фланцев для них; определению габаритных размеров аппарата.

Оросительные теплообменные аппараты менее стандартизированы, чем кожухотрубчатые, типа «труба в трубе», спиральные или пластинчатые аппараты. Поэтому особое внимание при

выполнении их конструкторского расчета следует обращать на выбор материалов для изготовления труб холодильника и других его узлов, определения числа труб в каждой секции и размеров аппарата, способа крепления труб в коллекторах и крышек коллекторов к ним; расчет диаметров штуцеров для ввода и вывода теплоносителей; выбор фланцев и разработку конструкций распределителя охлаждаемой жидкости и поддона.

Комбинированный конденсатор-холодильник относится к аппаратам специального назначения, поэтому при конструировании аппарата возможно принятие нестандартных решений, проявление творческого подхода к решению следующих задач: выбора материалов для его изготовления, способа размещения труб в трубной решетке и их крепления; определения числа труб и диаметра корпуса конденсатора и холодильника и их высоты (габаритных размеров аппарата); выбора крышек и длины аппарата; расчета диаметров штуцеров для ввода и вывода теплоносителей; выбора опор аппарата; разработки узлов ввода и вывода змеевика и другое.

Примеры выполнения конструкторского расчета пластинчатого теплообменника, барометрического конденсатора и комбинированного конденсатора-холодильника приведены в примерах проектного расчета соответствующих аппаратов (см. главу 5).

Ниже приведены сведения и нормативные рекомендации по конструкторскому расчету кожухотрубчатых теплообменных аппаратов.

2.1. Выбор конструкционных материалов для изготовления аппарата

Конструкционные материалы для теплообменных аппаратов должны удовлетворять требованиям к механическим свойствам, а также отличаться теплоустойчивостью, коррозионной стойкостью, быть дешевыми и недефицитными.

Материал выбирают по рабочим условиям в аппарате: температуре, давлению, химическим свойствам и концентрациям теплоносителей, колебаниям нагрузки и др. Указания по назначению и условиям применения того или иного материала приведены в [1, 2, 9, 26, 39], а также в ГОСТ 5520-2017, ГОСТ 5632-2014, ГОСТ 4784-2019 и ГОСТ 19807-91. По применяемым материалам теплообменники делятся на определенные группы (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Группы материального исполнения теплообменных аппаратов [41, 42]

Диаметр аппарата, мм	Расчетное давление, МПа	Группа материального исполнения								
		M1	M3	M4	M8, M9, M10, M11, M17, M19, M20, M23, M24	M21, M22	Б1	Б2	Б3	Б7
159	1,6	+	+	-	+	+	-	-	-	-
	2,5	+	-	-	+	+	-	-	-	-
	4,0	+	-	-	+	+	-	-	-	-
273	1,6	+	+	-	+	+	-	-	-	-
	2,5	+	-	-	+	+	-	-	-	-
	4,0	+	-	-	+	+	-	-	-	-
300	1,6	+	+	-	+	+	-	-	-	-
	2,5	+	-	+	+	+	+	+	+	+
	4,0	+	-	+	+	+	+	+	+	+
	6,3 [*]	+	+	-	-	-	-	-	+	-
400	1,6	+	+	-	+	+	-	-	-	-
	2,5	+	-	+	+	+	+	+	+	+
	4,0	+	-	+	+	+	+	+	+	+
	6,3 ^{**}	+	+	+	-	-	+	+	+	+
600	1,0	+	+	-	+	+	-	+	+	-
	1,6	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	2,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	4,0	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	6,3 ^{**}	+	+	+	-	-	+	+	+	+
	8,0 ^{***}	+	+	+	-	-	+	+	+	-
800	1,0	+	+	-	+	+	-	+	+	-
	1,6	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	2,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	4,0	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	6,3 ^{**}	+	+	+	-	-	+	+	+	+
	8,0 ^{***}	+	+	+	-	-	+	+	+	-
1000	0,6	+	+	-	+	+	-	-	-	-
	1,0	+	+	-	+	+	-	+	+	-
	1,6	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	2,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	4,0	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	6,3 ^{****}	+	+	+	-	-	+	+	+	-
1200	0,6	+	+	-	+	+	-	-	-	-
	1,0	+	+	-	+	+	-	+	+	-
	1,6	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	2,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	4,0 ^{****}	+	+	+	-	-	+	+	+	-
	6,3 ^{****}	+	+	+	-	-	+	+	+	-
1400	0,6	+	+	-	+	-	-	-	-	-
	1,0	+	+	-	+	-	-	-	-	-
	1,6	+	+	+	+	-	-	+	+	+
	2,5	+	+	+	+	-	-	+	+	+

* – для аппаратов типа ХП; ** – для аппаратов типов ТП, ХП, ТУ;

*** – для аппаратов типа ТП; **** – для аппаратов типов ТП, ХП.

Таблица 2.2

**Материалы основных узлов и деталей аппаратов
теплообменных кожухотрубчатых по [41, 42]**

Группа материаль-ного испол-нения	Узлы и детали			
	Кожух	Распределитель-ная камера и крышки	Трубы	Трубная решетка
М 1	СтЗсп ГОСТ 380-2005, ГОСТ 14637-89 Сталь 16ГС ГОСТ 5520-2017 Трубы – сталь 20 ГОСТ 1050-2013, ГОСТ 8731-74	СтЗсп, СтЗпс ГОСТ 380-2005, ГОСТ 14637-89 Сталь 16ГС ГОСТ 5520-2017 Трубы – сталь 20 ГОСТ 1050-2013, ГОСТ 8731-74	Стали 10 и 20 ГОСТ 1050-2013	Сталь 16ГС ГОСТ 5520-2017 и ГОСТ 19281-2014, ГОСТ 8479-70
М 3			Латунь ЛАМш 70-1-0,05 ГОСТ 15527-2004	Сталь 16ГС ГОСТ 5520-2017 и ГОСТ 19281-2014, ГОСТ 8479-70 с наплавкой из латуни ЛО 62-1 или Л63 ГОСТ 15527-2004
М4		Двухслойная сталь 16ГС+08Х13 или СтЗсп+08Х13 ГОСТ 10885-85	Сталь 15Х5М или Х8 ГОСТ 550-75	Сталь 15Х5М ГОСТ 20072-74, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 8479-70
М 8	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 7350-77 Трубы – сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 9940-81		Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 9941-81	Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81
М9	Сталь 10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 7350-77 Трубы – сталь 10Х17Н13М2Т ГОСТ 9940-81		Сталь 10Х17Н13М 2Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 9941-81	Сталь 10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81
М 10	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 7350-77 Трубы – сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 9940-81	СтЗсп, СтЗпс ГОСТ 380-2005, ГОСТ 14637-89 Сталь 16ГС ГОСТ 5520-2017 Трубы – сталь 20 ГОСТ 1050-2013, ГОСТ 8731-74	Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-2014 ГОСТ 9941-81	Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81
М 11	Сталь 10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 7350-77 Трубы – сталь 10Х17Н13М2Т ГОСТ 9940-81		Сталь 10Х17Н13М 2Т ГОСТ 5632-2014 ГОСТ 9941-81	Сталь 10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81

Продолжение табл. 2.2

Группа материаль- ного испол- нения	Узлы и детали			
	Кожух	Распределитель- ная камера и крышки	Трубы	Трубная решетка
M12	СтЗсп ГОСТ 380- 2005, ГОСТ 14637-89 Сталь 16ГС ГОСТ 5520- 2017 Трубы – сталь 20	СтЗсп, СтЗпс ГОСТ 380-2005, ГОСТ 14637-89 Сталь 16ГС ГОСТ 5520-2017 Трубы – сталь 20 ГОСТ 1050- 2013, ГОСТ 8731-74	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 9941- 81 и ГОСТ 5632- 2014 Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632- 2014 ГОСТ 9941- 81	Сталь 16ГС ГОСТ 5520- 2017, ГОСТ 8479-70
M13	ГОСТ 1050- 2013, ГОСТ 8731-74		Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 9941- 81	Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81
M17	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520-2017 Трубы – сталь 10Г216ГС ГОСТ 8731-74		Сталь 10Г2 ГОСТ 550- 75, ГОСТ 8733- 74	Сталь 09Г2С и 10Г2С1 ГОСТ 5520-2017; 09Г2С и 10Г2 ГОСТ 8479-70
M19	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 7350-77	СтЗсп, СтЗпс ГОСТ 380-2005, ГОСТ 14637-89 Сталь 16ГС ГОСТ 5520-2017 Трубы – сталь 20 ГОСТ 1050- 2013, ГОСТ 8731-74	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 9941- 81 и ГОСТ 5632- 2014	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 25054-81, ГОСТ 7350-77
M20	Сталь 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632- 2014 и ГОСТ 7350-77		Сталь 08Х21Н6М2 Т ГОСТ 5632- 2014	Сталь 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 25054-81, ГОСТ 7350-77
M21	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 5632-2014, ГОСТ 7350-77		Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 9941- 81, ГОСТ 5632- 2014	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 25054-81, ГОСТ 7350-77
M22	Сталь 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 7350-77		Сталь 08Х21Н6М2 Т ГОСТ 5632- 2014	Сталь 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 25054-81, ГОСТ 7350-77

Продолжение табл. 2.2

Группа материаль- ного испол- нения	Узлы и детали			
	Кожух	Распределитель- ная камера и крышки	Трубы	Трубная решетка
M23	Ст3сп ГОСТ 380- 2005, ГОСТ 14637-89 Сталь 16ГС ГОСТ 5520- 2017	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 7350-77	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 9941- 81, ГОСТ 5632- 2014	Сталь 08Х22Н6Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 25054-81, ГОСТ 7350-77
M24	Трубы – сталь 20 ГОСТ 1050- 2013, ГОСТ 8731-74	Сталь 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632-2014 и ГОСТ 7350-77	Сталь 08Х21Н6М2 Т ГОСТ 5632- 2014	Сталь 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 25054-81, ГОСТ 7350-77
B1	Двухслойная сталь 16ГС+12Х18Н10Т или Ст3сп+12Х18Н10Т 10885-85		Сталь 08Х13 ГОСТ 9941- 81, ГОСТ 5632- 2014	Сталь 12Х13 или 20Х13 ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81
B2	Двухслойная сталь 16ГС+08Х13 или Ст3сп+08Х13 ГОСТ 10885-85		Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 9941- 81, ГОСТ 5632- 2014	Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81
B3	Двухслойная сталь 16ГС+10Х17Н13М2Т или Ст3сп+10Х17Н13М2Т ГОСТ 10885-85		Сталь 10Х17Н13М 2Т ГОСТ 9941-81, ГОСТ 5632- 2014	Сталь 10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632- 2014, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 25054-81
B7	Двухслойная сталь 16ГС+08Х13 или Ст3сп+08Х13 ГОСТ 10885-85		Сталь 15Х5М ГОСТ 550-75	Сталь 15Х5М ГОСТ 20072- 74, ГОСТ 7350-77, ГОСТ 8479-70

Примечания: 1. Теплообменники с трубными решетками из сталей марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т следует применять до 350°С.

2. Теплообменники исполнения М12 следует применять до 300°С.

При проектировании теплообменников необходимо следить за соответствием выбранного материала указанному в таблице 2.2.

2.2. Выбор трубных решеток, способов размещения и крепления в них теплообменных труб и трубных решеток к кожуху

Трубная решетка представляет собой диск, в котором высверлены отверстия под трубки, и служит вместе с трубками для разделения трубного и межтрубного пространств. Трубные решетки изготавливаются обычно цельными, вырезкой из листа, лишь в отдельных случаях – из двух или трех частей с расположением продольных стыков электросварных швов между рядами трубных отверстий.

Расчет трубных решеток требует сведений из области теории упругости и расчетов на ползучесть и релаксацию.

Для надежного крепления трубок в трубной решетке ее толщина $S_{p(\min)}$ (в мм) должна быть не менее

$$S_{p(\min)} = (d_n / 8) + C, \quad (2.1)$$

где $C = 5$ для стальных и $C = 10$ для трубных решеток из цветных сплавов.

Толщину трубной решетки выбирают в зависимости от диаметра кожуха аппарата и условного давления в аппарате (табл. 2.3). Размещение отверстий в трубных решетках и их шаг для всех теплообменников представлены в [13, 16, 26, 39, 41, 42].

Таблица 2.3

Толщина трубной решетки теплообменника

P_y , МПа	Толщина, мм, трубной решетки теплообменника при диаметре аппарата, мм							
	159	273	325	400	600	800	1000	1200
0,25	13	18	18	18	20	21	32	32
0,6	17	20	20	23	25	27	48	54
1,0	21	23	24	25	31	39	54	64
1,6	25	28	28	32	45	49	74	-
2,5	27	31	32	39	51	59	-	-
4,0	27	39	42	50	58	71	-	-
6,3	35	45	50	59	71	-	-	-
10,0	43	57	66	74	-	-	-	-
16,0	47	65	74	-	-	-	-	-
20,0	79	107	-	-	-	-	-	-

В теплообменниках типа ТН и ТК трубы размещают по вершинам равносторонних треугольников (рис. 2.1а) со следующими значениями шага t при наружном диаметре труб d_n :

d_n , мм	16	20	25	38	57
t , мм	21	26	32	48	70

Для ТП и ТУ установлено размещение отверстий под трубки по вершинам квадратов (рис. 2.1б) или равносторонних треугольников (рис. 2.1а) с таким же шагом.

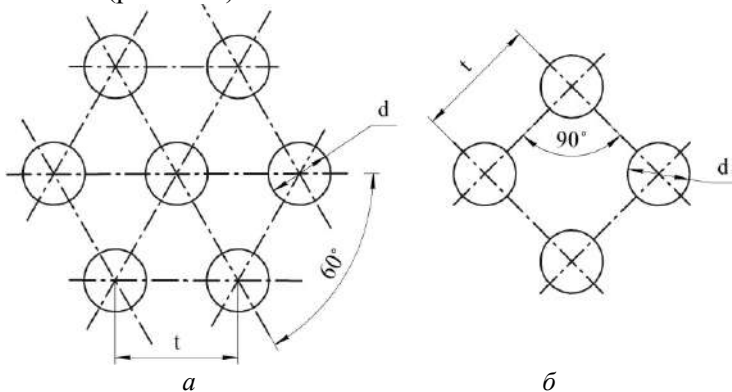


Рис. 2.1. Размещение отверстий в решетках: а – размещение отверстий под трубки по вершинам равносторонних треугольников; б – размещение отверстий под трубки по вершинам квадратов.

Кроме этих основных способов трубы размещают по концентрическим окружностям (в кислородной аппаратуре) и комбинированно, например в многоходовых теплообменниках в каждом ходу применяется разметка по треугольникам, а между ходами – по квадратам для того, чтобы легче разместить перегородки. Разметка трубных решеток для крепления U -образных трубок отличается тем, что средняя часть решетки остается незаполненной трубами.

При выполнении курсового проекта отверстия под трубы в трубных решетках и перегородках в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах типов ТН и ТК размещают в соответствии с

[41] (табл. 2.5–2.7, рис. 2.2). Основные размеры для размещения отверстий под трубы $\varnothing 25 \times 2$ мм в трубных решетках теплообменных аппаратов приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Основные размеры для размещения отверстий под трубы $\varnothing 25$ мм в трубных решетках теплообменных аппаратов

Диаметр аппарата, мм		D_0 , мм	$2R$, мм	h , мм	
наружный	внутренний			Для четырех ходов	Для шести ходов
159	-	140	136	-	-
273	-	242	233	-	-
325	-	295	287	-	-
426	400	387	381	-	-
630	600	590	583	110,8	138,5
	800	788	780	138,5	193,9
	1000	988	981	193,9	249,3
	1200	1188	1182	221,6	304,7
	1400	1386	1380	277,0	360,1

Примечание. D_0 – диаметр предельной окружности, за которой не располагают отверстия под трубы; h – расстояние от центра до наиболее удаленной образующей отверстия.

Отверстия в трубных решетках выполняют гладкими или с канавками. По ГОСТ Р 55601-2013 под трубки с наружным диаметром 25 мм устанавливают диаметр отверстия в зависимости от класса точности соединения:

Класс точности соединения	1	2	3	4	5
Диаметр отверстия, мм	25,15	25,25	25,35	25,50	26,00

Крепление труб в трубной решетке должно быть герметичным и обеспечивать их легкую замену. Применяют несколько способов: развальцовку труб в отверстиях гладких (рис. 2.3а) или с кольцевыми проточками (рис. 2.3б); развальцовку труб с их отбортовкой (рис. 2.3в); приварку труб к трубной решетке (рис. 2.3г); приклейку (рис. 2.3д) и припайку (рис. 2.3е).

Способ крепления труб выбирают по ГОСТ Р 55601-2013.

Наиболее распространено крепление развальцовкой.

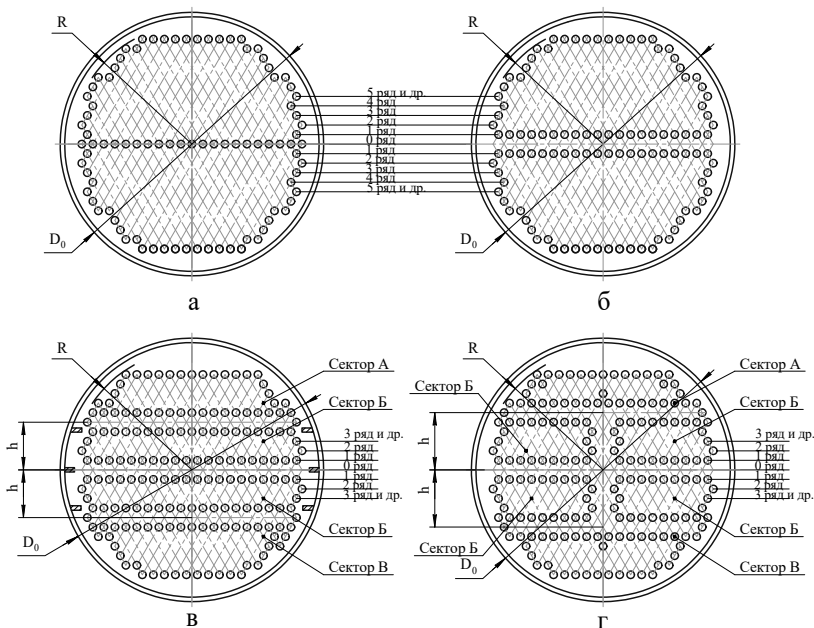


Рис. 2.2. Размещение отверстий в трубных решетках кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

Конец трубы, вставленный с минимальным зазором в отверстие трубной решетки, расширяется изнутри раскаткой роликами специального инструмента, вызываемого вальцовкой. Труба деформируется, увеличивается по диаметру. Приходит в соприкосновение со стенкой отверстия трубной решетки, заполняет зазоры между поверхностями соприкосновения, чем достигается плотность соединения. В процессе развальцовки металл трубы получает остаточную деформацию, а прилегающий к трубе металл трубной решетки – упругую деформацию от трубы. Эти деформации создают силы трения между поверхностями, обеспечивающие необходимую прочность.

На прочность соединения влияет степень развальцовки: чем она (т. е. величина расширения трубы) больше, тем прочнее соединение. Для того чтобы увеличить сопротивление вырыванию труб из отверстий трубной решетки и повысить герметичность

соединения, на образующих поверхностях отверстий протачивают 1–2 кольцевые канавки глубиной 0,5–0,8 мм, а выступающие над решеткой на 2–3 мм концы труб отбортовывают на конус (рис. 2.3а, б) или на решетку (рис. 2.3в).

Крепление труб развальцовкой применяют при P_y до 0,6 МПа в гладких отверстиях; P_y от 0,6 до 4 МПа – в отверстиях с одной (если толщина трубной решетки $S_p < 26$ мм) или двумя канавками (если $S_p > 26$ мм). При $P_y > 4$ МПа трубки крепят приваркой. Этот способ необходим и при работе с взрывоопасными или токсичными средами, когда требуется надежная герметичность соединения и совершенно недопустимо смешение сред, текущих по трубам и межтрубному пространству. Способ пайки концов труб в решетках применяют при изготовлении теплообменников из меди и ее сплавов, склеивание – из полимерных материалов.

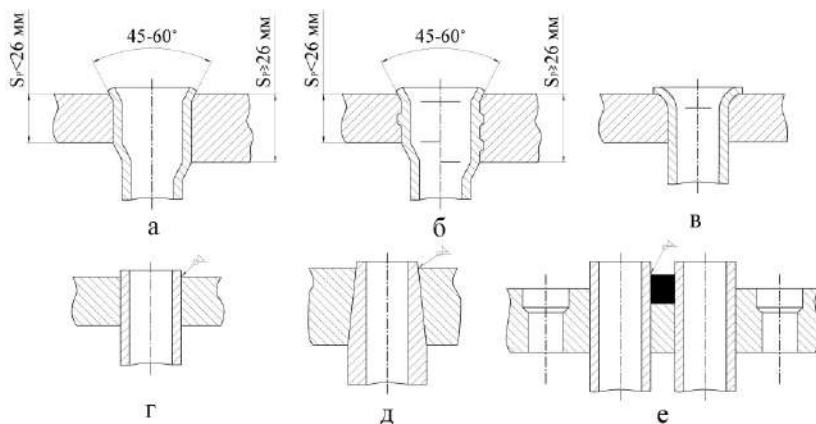


Рис. 2.3. Способы крепления труб в трубной решетке

Способы крепления трубной решетки в аппаратах довольно разнообразны (рис. 2.4а, б, в – с подкладочным кольцом).

Во всех кожухотрубчатых теплообменниках с жестким соединением трубных решеток с обечайкой корпуса, работающих под избыточным давлением в трубном или межтрубном пространствах, и местах соединения решетки с обечайкой действуют краевые моменты, вызывающие дополнительные напряжения.

Диаметр аппарата, мм		Число отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках не менее																								
		по рядам																					одно- двые	двухходовые		
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		21	Общее в решет- ке	Общее в сек- торе решке
наруж- ный	внут- ренний																									
159		3	4	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	13	-	-
273		6	7	6	5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	42	-	-	
325		6	9	8	7	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	62	28	56	
426	400	9	12	11	10	9	8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	111	50	100	
630	600	17	18	17	16	17	16	15	12	9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	257	120	240	
	800	23	24	23	24	23	20	21	20	19	18	17	12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	465	221	442	
	1000	29	30	29	30	29	28	29	26	27	26	25	24	21	20	15	-	-	-	-	-	-	747	359	718	
	1200	35	36	37	36	35	36	35	34	31	32	31	30	29	28	27	26	23	18	-	-	-	1083	524	1048	

81

Таблица 2.6
Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках четырехходовых (рис. 2.2а) теплообменных аппаратов типов ТН и ТК

Диаметр аппарата, мм		Сектор	Число отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках не менее																							
На- руж- ный	Внут- ренний		по рядам																				общее			
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	в сек- торе	в реше- тке
630		A					16	15	12	9															52	214
		Б	18	17	16																				51	
		В					16	15	12	11	6														60	
800		A																							107	411
		Б	24	23	24	23																			94	
		В																							116	
1000		A																							158	689
		Б	30	29	30	29	28	29																	175	
		В																							181	
1200		A																							244	1017
		Б	36	37	36	35	36	35	34																249	
		В																							275	

Таблица 2.7

Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках шестиходовых (рис. 2.2з) теплообменных аппаратов типов ТН, ТК, КН, КК*

Диаметр аппарата, мм		Число отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках не менее																								
		Сектор	по рядам																						общее	
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22		
630	На-руж-ный	A					15	10																	25	193
	600	B	8	8	7	8																		31		
	B						15	12	11	6														44		
800	Внут-рен-ний	A							19	18	15														52	383
		B	11	11	11	10	10																	64		
	B								19	18	17	14	7											75		
1000		A								25	24	21	20	15											105	665
		B	14	14	14	13	14	12	13															108		
		B								25	24	21	20	17	14	7								128		
1200		A										29	28	27	26	21								131	973	
		B	17	18	17	17	17	16	16	15	15													165		
		B										29	28	27	26	23	22	17	10					182		
1400**		A												35	34	33	30	29	26	23				210	1395	
		B	20	21	20	20	20	20	19	20	19	19	18	18										234		
		B													35	34	33	30	29	26	25	22	15	249		

* – данные приведены для условного давления в кожухе 1,0 МПа.

** – только для аппаратов типа КН, КК.

С целью снижения их концентрации рекомендуется обечайку в месте присоединения ее к решетке на длине не менее $10S$ (но не менее 100 мм) выполнять толщиной в 1,2...1,4 раза (рис. 2.4а), а место соединения утолщенной обечайки с решеткой – с галтелью радиусом, равным толщине присоединяемой стенки. Для обеспечения равномерного прогрева решетки и кожуха при их сварке толщина выступа на трубной решетке должна быть равной толщине корпуса аппарата (рис. 2.4з).

Толщину стенки корпуса S определяют при расчете на прочность; она должна быть не меньше величины, указанной в таблице 2.8 [16].

Таблица 2.8

Минимальная толщина кожуха теплообменника

Тип аппарата	Материал	Минимальная толщина стенки кожуха при диаметре аппарата, мм					
		до 400; 426*	600; 630*	800	1000	1200	1400
ТН, ТК	Сталь углеродистая и низколегированная	5	6	6	6	6	6
	Сталь высоколегированная хромоникелевая	3	4	4	6	6	6
ТП, ТУ	Сталь углеродистая и низколегированная	5	6	8	10	12	14
	Сталь высоколегированная хромоникелевая	3	4	6	8	10	12

* – наружный диаметр.

В теплообменниках типа ТП и ТУ неподвижные трубные решетки зажимают во впадинах фланцев корпуса и распределительной камеры (рис. 2.5а, б), а подвижные трубные решетки соединяют с крышкой с помощью стяжного кольца и прижимных винтов (рис. 2.6а) или фланцами (рис. 2.6б).

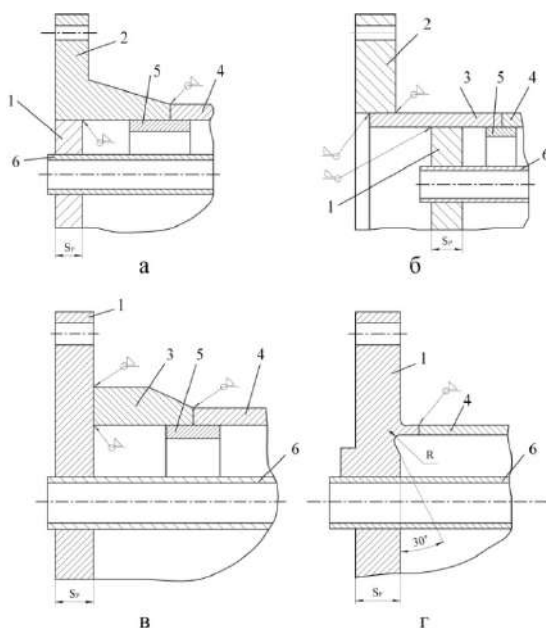


Рис. 2.4. Рекомендуемые конструкции узла крепления трубной решетки в аппаратах типа ТН и ТК:

1 – трубная; 2 – фланец; 3 – концевая обечайка; 4 – кожух; 5 – подкладочное кольцо; 6 – теплообменная труба.

При проектировании теплообменников типа ТП необходимо предусмотреть такую величину крышки плавающей головки двухходового по трубному пространству аппарата, чтобы площадь центрального сечения крышки превышала в 1,3 раза площадь проходного сечения одного хода по трубам.

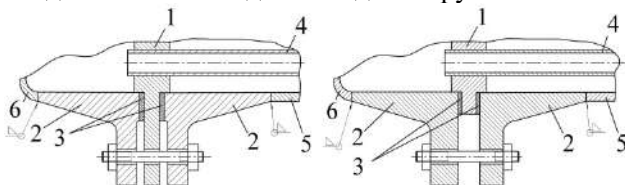


Рис. 2.5. Рекомендуемые конструкции узла крепления неподвижной трубной решетки в аппаратах типа ТП и ТУ:

1 – решетка трубная; 2 – фланец; 3 – прокладка; 4 – трубка теплообменная; 5 – кожух; 6 – крышка.

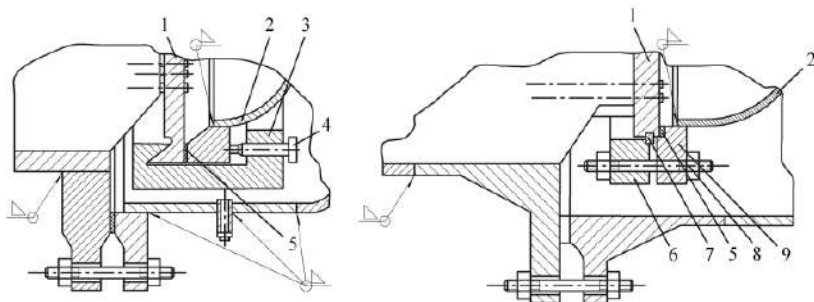


Рис. 2.6. Рекомендуемые конструкции узла крепления подвижной трубной решетки в аппаратах типа ТП:

1 – решетка трубная; 2 – крышка эллиптическая; 3 – полукольцо стяжное; 4 – винт; 5 – прокладка; 6 – фланец накидной; 7 – кольцо разъемное; 8 – шпилька; 9 – фланец.

2.3. Выбор конструкторской схемы поперечных перегородок и расстояния между ними. Противоударная защита

Для более эффективной работы теплообменников как жесткой конструкции, так и с подвижной решеткой, широко применяют внутренние поперечные перегородки, устанавливаемые в межтрубном пространстве. По назначению они подразделяются на опорные, предназначенные для поддержания расстояний между трубами, и ходовые – для направления движения потока среды в межтрубном пространстве поперек теплообменных труб. При этом увеличивается скорость потока и, следовательно, эффективность теплообмена.

Конструкторское оформление поперечных перегородок теплообменников и их взаимное расположение могут быть различными (рис. 2.7). Наиболее часто используют поперечные перегородки с сегментным вырезом (рис. 2.7б), реже – с секторным (рис. 2.7г), щелевым (рис. 2.7д) и кольцевыми (рис. 2.7в).

Секторный вырез, равный четверти круга, делают поочередно – то справа, то слева. При такой конструкции среда в корпусе совершает вращательное движение попеременно то против, то по часовой стрелке. Сплошные перегородки (рисунок 2.7, а) без выреза применяют для чистых жидкостей. В этом случае жидкость перетекает через перегородку по кольцевым щелям между трубами и перегородкой (рис. 2.8).

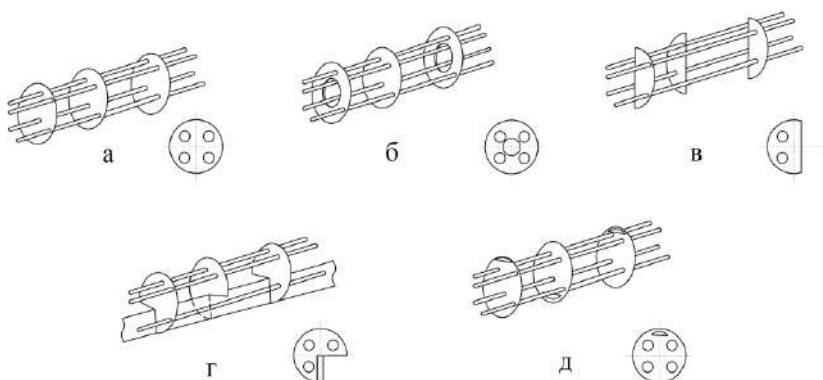


Рис. 2.7. Конструкторские схемы поперечных перегородок

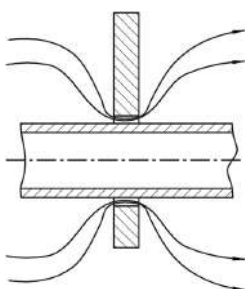


Рис. 2.8. Схема течения жидкости через «сплошную» перегородку

У труб с наружным диаметром 25 мм диаметр отверстий в такой перегородке обычно равен 27–28 мм. Диаметр отверстий для труб в других перегородках на 1 мм больше номинального диаметра труб. Чтобы теплообменники лучше работали, необходимо обеспечить минимальный зазор между корпусом и перегородкой. Номинальный диаметр поперечных перегородок принимают в зависимости от внутреннего диаметра D аппарата по следующим данным:

D , мм	159–426	400	600	800	1000	1200	1400
D_{Π} , мм	$D-2S_c-3$	397	597	796	995	1195	1395

Максимальное расстояние между перегородками рекомендуется принимать по таблице 2.9, минимальную толщину перегородок – по таблице 2.10. Взаимное расположение поперечных перегородок фиксируют несколькими стяжками между ними. Стяжки придают трубному пучку жесткость и дополнительную прочность, обеспечивают удобство его сборки. Они представляют собой тяги из прутка, пропущенные через отверстия перегородок и трубных решеток.

Таблица 2.9

Максимальное расстояние между перегородками

Диаметр труб, мм	Максимальное расстояние, мм, в теплообменниках, испарителях при материале труб		Максимальное расстояние, мм, в холодильниках, конденсаторах при материале труб	
	сталь	латунь, алюминиевые сплавы	сталь	латунь, алюминиевые сплавы
16; 20	700	600	1000	900
25	800	700	1200	1000
38	1000	800	1300	1200
57	1400	1400	1400	1400

В промежутке между перегородками на стяжки надеты распорные трубки. При навинчивании на концевые резьбовые части тяг образуется жесткий каркас. Число стяжек принимают в зависимости от диаметра аппарата:

Диаметр аппарата, мм	До 325	426–700	800–1000	1200 и выше
Диаметр стяжек, мм	12	12	16	16
Число стяжек	4	6	8 (min 6)	10

Таблица 2.10

Минимальная толщина перегородок

Диаметр аппарата, мм	Толщина перегородки, мм, при расстоянии между перегородками, мм				
	до 300	301–450	451–600	600–850	850 и более
До 325	3	5	6	8	10
426–600	5	6	8	8	10
700–1000	6	8	8	10	12
1200 и более	6	8	10	10	12

При входе среды в межтрубное пространство теплообменника часто устанавливают противоударную пластину, которая защищает от местного износа трубы, расположенную против входного штуцера (рис. 2.9). Пластина должна заходить не менее чем на 25 мм за пределы отверстия штуцера в плане. Наличие

защиты не должно создавать излишнее гидравлическое сопротивление, поэтому расстояние от внутренней поверхности корпуса до пластины должно быть не меньше проходного сечения штуцера, толщина пластины не менее 6 мм. Противоударную пластину (отбойник) приваривают минимум к двум дистанционным трубкам или крепят хомутами к трубам, не рекомендуется приваривать его к трубам из-за опасности прожога стенки трубы. Расстояние b от отбойника до первой перегородки должно быть не менее 100 мм для беспрепятственного распределения входящего потока среды.

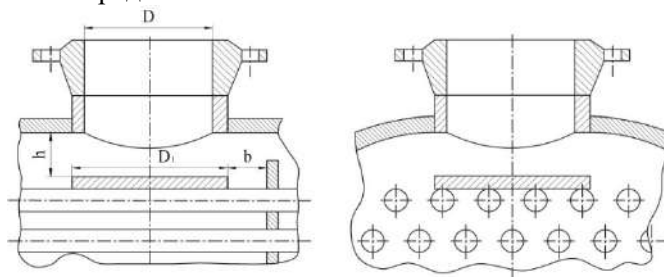


Рис. 2.9. Схема размещения противоударной пластины (отбойника): слева – вид в плане, справа – вид слева.

2.4. Выбор распределительных камер, крышек и днищ аппарата

Распределительная камера направляет поток рабочей среды по теплообменным трубам. Она представляет собой эллиптическое фланцевое днище, присоединяемое к трубной решетке (рис. 2.10), или короткую обечайку, снабженную по краям фланцами, одним из которых она присоединяется к трубной решетке, а другим – к плоской (рис. 2.11) или эллиптической (рис. 2.12) крышке. Крышка может быть приварена (рис. 2.13) к обечайке распределительной камеры. В одноходовых теплообменных аппаратах по трубному пространству предпочтение следует отдать плоским или эллиптическим фланцевым днищам и крышкам (рис. 2.10), причем плоские используются в аппаратах диаметром до 400 мм, а эллиптические – свыше 400 мм.

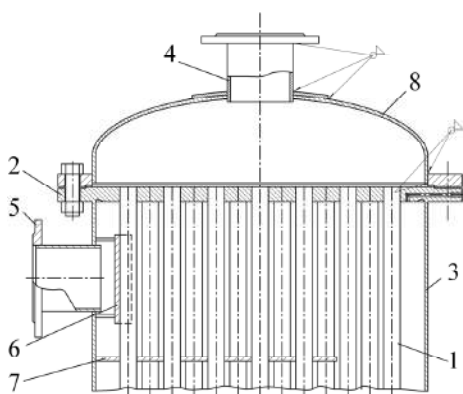


Рис. 2.10. Одноходовой по трубному пространству вертикальный теплообменник с эллиптической крышкой:

1 – теплообменные трубы; 2 – трубная решетка; 3 – кожух; 4, 5 – штуцеры; 6 – отбойник; 7 – перегородка; 8 – крышка.

применяются крышки с фланцами. Для создания нужного числа ходов внутри распределительной камеры устанавливают перегородки. Узел их соединения с трубной решеткой герметизируют прокладкой, уложенной в паз трубной решетки (рис. 2.14). Минимальную толщину перегородки S_{Π} определяют по D аппарата:

D , мм	325–426	500–630	700–1000	1200 и более
S_{Π} , мм	5	8	10	12

Минимальную толщину стенки распределительной камеры, крышки и днища принимают равной толщине кожуха аппарата (см. табл. 2.8). Высота обечайки распределительной камеры зависит от диаметра фланцев штуцеров распределительной камеры D_{ϕ} , мм:

$$H = D_{\phi} + (1...3)h, \quad (2.2)$$

где h – высота фланца штуцера на обечайке, мм.

Для многоходовых по трубному пространству аппаратов рекомендуются распределительные камеры, показанные на рисунках 2.11, 2.12, 2.13. Приварная крышка целесообразна в тех случаях, когда чистка внутренней поверхности теплообменных труб затруднительна, например в аппаратах типа ТУ, или когда в трубном пространстве обрабатываются среды, не загрязняющие поверхность. С целью периодической чистки труб

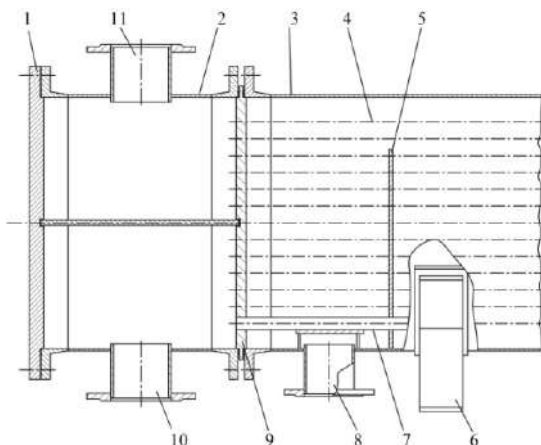


Рис. 2.11. Распределительная камера горизонтального теплообменника типа ТП с плоской крышкой:

1 – плоская крышка; 2 – распределительная камера; 3 – кожух; 4 – теплообменные трубки; 5 – ходовая перегородка; 6 – опора; 7 – платформа; 8, 10, 11 – штуцеры; 9 – решетка.

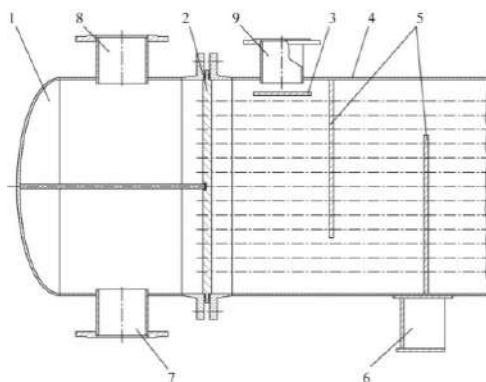


Рис. 2.12. Распределительная камера горизонтального теплообменника типа ТУ с приварной эллиптической крышкой:

1 – распределительная камера; 2 – трубная решетка; 3 – отбойник; 4 – кожух; 5 – ходовые перегородки; 6 – опора; 7, 8 – штуцеры ввода и вывода теплоносителя из трубного пространства; 9 – штуцер ввода теплоносителя в трубное пространство.

Днища и крышки теплообменных аппаратов выбирают по [26] в зависимости от диаметра кожуха.

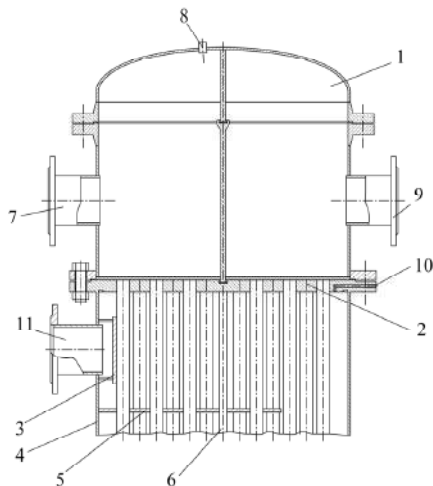


Рис. 2.13. Распределительная камера двухходового вертикального кожухотрубчатого теплообменника с эллиптической крышкой:
 1 – распределительная камера; 2 – трубная решетка; 3 – отбойник;
 4 – кожух; 5 – ходовая перегородка; 6 – стяжка; 7, 9 – штуцеры ввода и вывода теплоносителя из трубного пространства; 8, 10 – воздушники; 11 – штуцер ввода теплоносителя в межтрубное пространство.

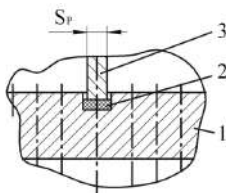


Рис. 2.14 – Узел соединения перегородки распределительной камеры с трубной решеткой:
 1 – трубная решетка; 2 – прокладка; 3 – перегородка.

2.5. Расчет диаметров штуцеров, выбор фланцев, прокладок и крепежных элементов

Присоединение трубопроводов к теплообменным аппаратам бывает разъемным и неразъемным. Разъемное присоединение труб и измерительных приборов (термометры, манометры и т. д.) к аппаратам осуществляют при помощи фланцевых и резьбовых шту-

церов. Фланцевые штуцеры применяют для труб с диаметром больше 10 мм, а резьбовые – для труб с диаметром меньше 10 мм.

Диаметр штуцера зависит от расхода и скорости теплоносителя:

$$V = v S, \quad (2.3)$$

где V – объемный расход теплоносителя, м³/с; $S = \pi d_{\text{шт}}^2 / 4$ – площадь проходного сечения штуцера, м²; v – скорость движения теплоносителя в штуцере, м/с; $d_{\text{шт}}$ – диаметр штуцера, м.

Скорости теплоносителей в штуцерах рекомендуется выбирать по таблице 1.4, принимая их несколько больше, чем в аппарате. Значение диаметра штуцера, вычисленного из (2.3), округляют до ближайшего стандартного размера. Вылеты штуцеров рекомендуется принять по таблице 2.11.

Таблица 2.11

Основные размеры фланцевых штуцеров для стальных аппаратов

D_y , мм		10	15; 20	25; 32	40; 50	70; 80	100; 125	150; 200	250; 300	350; 400
Длина вылета штуцера, мм	при $P_y \leq 2,5$ МПа	70	80	90	100	110	120	130	140	150
	при P_y от 2,5 до 10 МПа	80	90	100	125	150	175	200	250	300

При разработке конструкции аппарата расположение штуцера для вывода конденсата из межтрубного пространства должно соответствовать рисунку 2.15 [29].

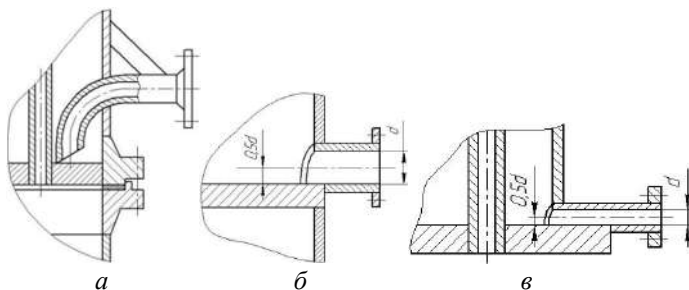


Рис. 2.15. Установка штуцеров для вывода конденсата

Фланцевые соединения [26, 39] являются прочноплотными разъемными соединениями. С их помощью к аппаратам присоединяются всевозможные днища, крышки и трубы.

Фланцы различают по конструкции и способу соединения с трубой или обечайкой, по внешней форме, по форме привалочной (уплотнительной) поверхности. Фланцы к аппаратам и штуцерам выбирают по условному проходу, по условному давлению, а также в зависимости от условий работы аппарата, агрессивности среды, условий монтажа и технологических возможностей изготовления фланцев.

Условным проходом D_y называют номинальный внутренний диаметр аппарата или трубы, который выбирают по ГОСТ 9617-76 и ГОСТ 8732-78.

Условным давлением P_y называют максимальное избыточное давление среды в аппарате, допускаемое в эксплуатации (без учета гидростатического давления столба жидкости) при температуре стенок аппарата 293 К. Для более высоких температур стенок аппарата условные давления должны быть, соответственно, уменьшены пропорционально допускаемым напряжениям при этих температурах для каждой марки применяемого металла.

В соответствии с ГОСТ 356-80 приведен ряд условных давлений (в МПа), обязательных к применению при стандартизации и рекомендуемых при конструировании машин: 0,1; 0,16*; 0,25*; 0,40*; 0,63; 1,00; 1,60; 2,50; 4,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 16,00; 20,00; 25,00; 32,00; 40,00; 50,00; 63,00; 80,00; 100,00.

Значения условного давления с индексом * рекомендуются преимущественно для аппаратов из цветных металлов и сплавов.

Использование условных давлений и проходов позволяет уменьшить число типоразмеров фланцев, унифицировать их и обеспечить взаимозаменяемость соединительных узлов и арматуры.

Фланцы бывают цельные, свободные и резбовые. Цельные фланцы, отлитые или откованные заодно с трубой или обечайкой, характерны для литой чугуновой или ковanej аппаратуры, плоские приварные – для стальной сварной, фланцы с шейкой – для аппаратуры из углеродистых и низколегированных сталей.

Стальные свободные фланцы на отбортовке применяют в аппаратуре и на трубопроводах из алюминия, меди и других цветных металлов или хрупких материалов (ферросилид, керамика) в целях экономии дорогого материала [26]. Свободные фланцы на приварном бурте необходимы при высоких давлениях и температурах до 530°C. Фланцы на резьбе и на развальцовке в настоящее время вытесняются более дешевыми видами.

Фланцы соединяют друг с другом или с заглушкой при помощи болтового соединения, между ними устанавливается прокладка. Количество болтов (шпилек) и их диаметр зависят от типа фланца и условных прохода и давления [26, 39]. Выбор болтов или шпилек во фланцевых соединениях обуславливается в основном, конструктивными соображениями. Длину болтов (шпилек) следует выбирать из такого расчета, чтобы в собранном фланцевом соединении за пределами гаск выступали концы, равные (в мм)

$$C = 0,25 d_{\text{б}} , \quad (2.4)$$

где $d_{\text{б}}$ – диаметр болта (шпильки), мм. Если он менее 10...12 мм, его применять не следует. Число болтов должно быть кратно четырем. Разъемные болтовые соединения представлены в [2, 26].

Соединения, требующие постоянной разборки, крепят откидными болтами (рис. 2.16) на отдельной оси или на общем кольцевом стержне. Их число уменьшают за счет увеличения их диаметра. Для исключения опасности самопроизвольного соскакивания болта с фланца к фланцу приваривают упоры.

Прокладка уплотняет зазор между соединительными поверхностями фланцев и исключает возможность утечки жидкости или газа через него.

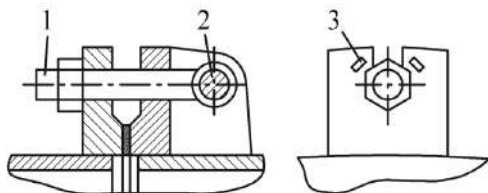


Рис. 2.16. Фланцевое соединение с откидными болтами:

1 – откидной болт; 2 – ось; 3 – упор.

В зависимости от материала прокладки делятся на неметаллические, металлические и комбинированные [2, 26, 39]. Неметаллические – это прокладки из резины, паронита, ас-

беста, полихлорвинила, фторопласта и некоторых других полимерных материалов. Их назначение и область применения указаны в [2, 26, 39].

Наибольшее распространение в промышленных аппаратах нашли прокладки из паронита. Металлические прокладки применяют при повышенных и высоких давлениях. Для них используются металлы, обладающие достаточной пластичностью: медь, алюминий, мягкое (малоуглеродистое) железо, никель, свинец. Комбинированные прокладки состоят из металлических и неметаллических материалов, которым металлическая армировка придает жесткость, а более пластичный неметаллический наполнитель обеспечивает герметичность соединения. Назначение и области применения основных неметаллических материалов для прокладок можно выбирать по таблице 2.12.

Таблица 2.12

Неметаллические материалы для прокладок

Марка материала и ГОСТ	Рабочие среды	Давление среды, МПа	Температура среды, °С
Фторопласт-4 ГОСТ 10007-80	Сильные агрессивные среды любой концентрации	До 20,0	От –260 до +260
Резина ГОСТ 7338-90	Вода, воздух, инертные газы, кислоты и щелочи (до 20%), растворы солей (до насыщения), масла и топлива на нефтяной основе, бензин	До 10,0	От –40 до +80
Паронит ГОСТ 481-80	Вода, воздух, газы, насыщенные и перегретые пары, растворы солей, жидкие азот и кислород, нефтепродукты, хладоны, кислоты, щелочи, органические растворители, минеральные масла	До 16,0	От –182 до +450
Асбест (шнур) ГОСТ 1779-83	Газ, пар, вода	До 0,15	До +400
Асбест (картон) ГОСТ 2850-95	Газы, щелочи, неорганические кислоты, растворы и расплавы солей, органические соединения	До 0,6	До +500

2.6. Проверка необходимости установки компенсирующего устройства. Выбор его конструкции

Жесткое крепление трубных решеток к корпусу и труб в трубной решетке обуславливает возникновение температурных усилий в трубах и корпусе (кожухе) при различных температурах их нагрева и может привести к нарушению развальцовки или обварки труб в решетках, продольному изгибу труб, истиранию их поперечными перегородками и другим неблагоприятным явлениям (рис. 2.17).

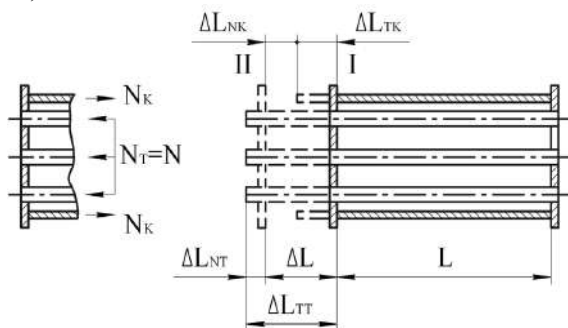


Рис. 2.17. Схема температурных деформаций труб и корпуса теплообменника

В случае если трубы нагреваются сильнее, чем кожух ($T_T > T_K$), они становятся длиннее кожуха и давят на трубные решетки, стремясь удлинить и сам кожух. В нем возникают растягивающие усилия N_K . В свою очередь он не дает возможности трубам удлиниться, стремится их сжать. В трубах возникают сжимающие усилия N_T (рис. 2.17).

Если бы трубы не были закреплены в трубных решетках и могли свободно удлиняться, то они удлинились бы на величину ΔL_{TK}

$$\Delta L_{TT} = \alpha_T L (T_T - T_0), \quad \Delta L_{TK} = \alpha_K L (T_K - T_0), \quad (2.5)$$

где α_T и α_K — температурные коэффициенты линейного расширения соответственно труб и корпуса, K^{-1} ; L — длина труб и кожуха при $T_0 = 20^\circ C$ изготовления теплообменника, м; T_K , T_T — темпера-

туры стенок кожуха и труб в рабочих условиях, К или °С; T_0 – температура, при которой изготовлен теплообменник, К или °С.

В результате совместного расширения труб и кожуха трубная решетка переместится из положения I в положение II (рис. 2.17); при этом трубы будут сжаты на величину $\Delta L_{\text{тт}}$, а кожух растянут на величину $\Delta L_{\text{пк}}$.

По закону Гука

$$\Delta L_{\text{тт}} = \frac{N L}{E_{\text{т}} F_{\text{т}}}, \quad \Delta L_{\text{пк}} = \frac{N L}{E_{\text{к}} F_{\text{к}}}, \quad (2.6)$$

где $E_{\text{т}}$, $E_{\text{к}}$ – модули упругости материала соответственно труб и корпуса, Па; $F_{\text{т}}$, $F_{\text{к}}$ – площади поперечного сечения соответственно всех труб и корпуса, м².

Окончательная деформация труб от теплового расширения и сжатия силой $N_{\text{т}}$ должна быть равна окончательной деформации кожуха от теплового расширения силой $N_{\text{к}}$, т. е. $\Delta L_{\text{т}} = \Delta L_{\text{к}} = \Delta L$.

Из рисунка 2.16 видно, что

$$\Delta L = \Delta L_{\text{тк}} + \Delta L_{\text{пк}} = \Delta L_{\text{тт}} - \Delta L_{\text{тп}}. \quad (2.7)$$

Подставляя в уравнение деформаций (2.7) значения входящих в него величин из формул (2.5), (2.6), получают:

$$\alpha_{\text{к}} L (T_{\text{к}} - T_0) + \frac{N L}{E_{\text{к}} F_{\text{к}}} = \alpha_{\text{т}} L (T_{\text{т}} - T_0) - \frac{N L}{E_{\text{т}} F_{\text{т}}},$$

откуда

$$N = \frac{\alpha_{\text{т}} L (T_{\text{т}} - T_0) - \alpha_{\text{к}} L (T_{\text{к}} - T_0)}{\frac{1}{E_{\text{к}} F_{\text{к}}} + \frac{1}{E_{\text{т}} F_{\text{т}}}}. \quad (2.8)$$

Если трубы и кожух теплообменника изготовлены из одного материала ($E_{\text{т}} = E_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{т}} = \alpha_{\text{к}}$), то уравнение (2.8) упрощается:

$$N = \frac{E \alpha (T_{\text{т}} - T_0)}{\frac{1}{F_{\text{к}}} + \frac{1}{F_{\text{т}}}}. \quad (2.9)$$

Напряжения в стенках кожуха и трубах находят по формулам:

$$\sigma_{\kappa} = N / F_{\kappa} \text{ (растяжение),} \quad (2.10)$$

$$\sigma_{\tau} = N / F_{\tau} \text{ (сжатие).} \quad (2.11)$$

Обычно напряжения в стенке кожуха значительно превосходят напряжения в стенках труб, так как площадь поперечного сечения кожуха меньше, чем площадь поперечного сечения труб, а усилие N одинаково.

Стенка кожуха аппарата находится в плоском напряженном состоянии под действием главных меридиональных σ_1 и тангенциальных (окружных) σ_2 напряжений.

Главное меридиональное напряжение (в Па):

$$\sigma_1 = \frac{N_1 + N}{F_{\kappa}}, \quad (2.12)$$

где $N_1 = P - N_2$ – внутреннее усилие в стенках кожуха, обусловленное разностью давлений в трубном и межтрубном пространствах аппарата, Н; $N_2 = \frac{P}{1 + \frac{E_{\kappa} F_{\kappa}}{E_{\tau} F_{\tau}}}$ – внутреннее усилие в стенках

труб, обусловленное разностью давлений в трубном и межтрубном пространствах аппарата, Н; $P = P_{\kappa} + P'_{\text{реш}} + P''_{\text{реш}}$ – величина суммарной силы, растягивающей кожух, Н; $P_{\kappa} = 0,785 D_{\text{в}}^2 q_{\text{т}}$ – сила, действующая на крышку аппарата от давления в трубном пространстве, Н; $P'_{\text{реш}} = 0,785 (D_{\text{в}}^2 - d_{\text{н}}^2 n) q_{\text{м}}$, $P''_{\text{реш}} = 0,785 (D_{\text{в}}^2 - d_{\text{н}}^2 n) q_{\text{т}}$ – силы, действующие на трубную решетку от давления соответственно в межтрубном $q_{\text{м}}$ и трубном $q_{\text{т}}$ пространстве, Н; $D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр кожуха аппарата, м; $d_{\text{н}}$, $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры трубы, м; n – число трубок в аппарате, шт.

Главное тангенциальное напряжение (в Па):

$$\sigma_2 = \sigma_{\tau} = \frac{q_{\text{м}} D_{\text{в}}}{2 \delta_{\kappa}}, \quad (2.13)$$

где δ_{κ} – толщина стенки кожуха аппарата, м.

Согласно IV теории прочности условие прочности определяют из выражения

$$\sigma_{\text{эКВ} IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1 \sigma_2} . \quad (2.14)$$

Если оно удовлетворяется, то установка компенсирующего устройства не требуется. Если же имеется перенапряжение: $\sigma_{\text{эКВ} IV} > [\sigma]$, то установка компенсирующего устройства необходима.

Применяются два способа компенсации: при помощи гибкого элемента (в аппаратах типа ТК, ИК, ХК, КК) и за счет свободного расширения нагреваемых деталей (в аппаратах типов ТП, КП, ХП, ТУ). Допускаемое напряжение и модуль упругости для различных материалов выбирают по таблицам 2.13, 2.14.

Таблица 2.13

Допускаемое напряжение при расчетной температуре стенки [15]

Расчетная температура стенки, °С	Допускаемое напряжение, МПа, для сталей марок						
	ВСт3 ГОСТ 380-2005	09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1 ГОСТ 5520-79	20, 20К ГОСТ 1050-2013	10 ГОСТ 1050-2013	15Х5М ГОСТ 20072-74	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т ГОСТ 5632-2014	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т ГОСТ 5632-2014
20	140	183	147	130	146	168	184
100	134	160	142	125	141	156	174
150	131	154	139	122	138	148	168
200	126	148	136	118	134	140	160
250	120	145	132	112	127	132	154
300	108	134	119	100	120	123	148
350	98	123	106	88	114	113	144
375	93	116	98	82	110	108	140
400	85	105	92	77	105	103	137

**Расчетное значение модуля упругости для углеродистых
и легированных сталей аустенитного класса [12]**

Сталь	Модуль упругости, 10^5 МПа, при температуре, °С							
	20	100	150	200	250	300	350	400
Углеродистая	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64	1,55
Легированная аустенитного класса	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,91	1,86	1,81

При выборе типа компенсирующего устройства следует руководствоваться рекомендациями [26, 39].

2.7. Опоры аппаратов и устройства для строповки

Химические аппараты устанавливают на фундаменты или специальные несущие конструкции при помощи опор. Тип опоры выбирают в зависимости от конструкции оборудования, нагрузки и способа установки. Широко применяют опорные лапы (рис. 2.18а) при установке вертикальных аппаратов на полу или на фундаментах и боковые (рис. 2.18б) – при подвеске их между перекрытиями.

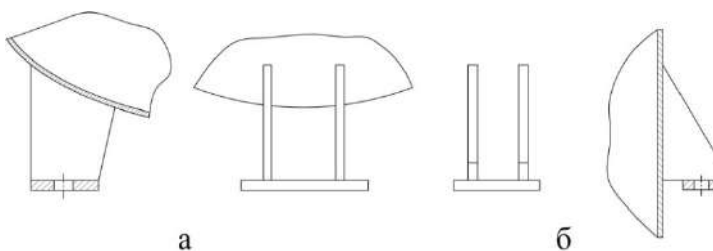


Рис. 2.18. Схема опор аппаратов:

а – опорные лапы; *б* – боковые лапы.

Лапы имеют отверстия для крепления оборудования к фундаменту и отжимные болты, которые служат для точной установки машин и аппаратов при монтаже. При наличии нижних опор

аппарат устанавливают на три или четыре точки, при подвеске между перекрытиями – на три лапы и более (редко – на две лапы).

Для выбора размеров опор необходимо руководствоваться ГОСТ 26296-84. Расчетную нагрузку, воспринимаемую опорой аппарата, определяют по максимальной силе тяжести его в условиях эксплуатации или гидравлического испытания (при заполнении аппарата водой) с учетом возможных дополнительных внешних нагрузок от силы тяжести трубопроводов, арматуры и т.д. Вес аппарата (с жидкостью) делится на число «лап», и по допустимой нагрузке на опору выбирают ее основные размеры по таблице 2.15 (рис. 2.19). Массу аппарата без жидкости можно принимать для аппаратов типа ТН, ТК по таблице 2.16 [41].

Опоры горизонтальных аппаратов размещают внизу аппарата; они могут быть съемными или жестко закрепленными. Наиболее часто используют седловые опоры, охватывающие аппарат не менее чем на 120° по окружности.

Таблица 2.15

Основные размеры опор вертикальных аппаратов

Допускаемая нагрузка на опору, Н	Основные размеры, мм											
	<i>a</i>	<i>a₁</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>c₁</i>	<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>S_I</i>	<i>k</i>	<i>k₁</i>	<i>d</i>	<i>d_б</i>
1600	45	65	60	15	40	85	8	4	10	25	12	М12
4000	75	95	95	20	50	140	10	5	15	25		
10000	90	115	115			85	170	14	6	20	30	24
25000	125	155	155	45	90	230	16	8	25	40		
40000	150	190	185				295	20	10	30	60	35
63000	185	230	230	60	130	360	24	12	35	70		
100000	250	310	310	65	160	475	30	16	40	95	42	М36
160000	300	380	390		200	585	36	20	60	115		
250000	360	455	480		240	695	40	24	75	135		
400000	430	540	520	70	280	810	45	30	85	150	50	
630000	540	490	680	80	400	1100	55	40	110	170		

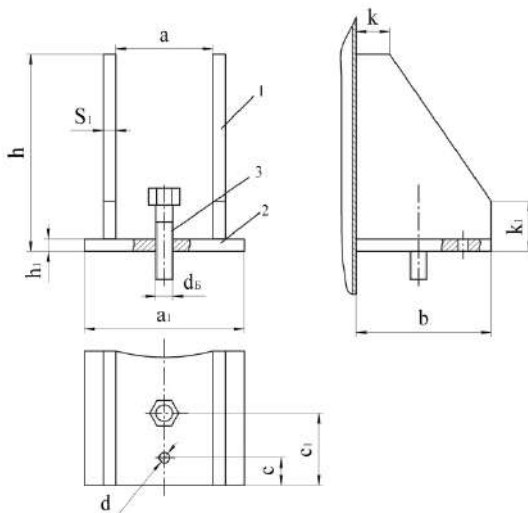


Рис. 2.19. Опора вертикальных аппаратов (тип 1 – без теплоизоляции):
1 – косынка; 2 – основание; 3 – болт отжимной.

Таблица 2.16

Масса кожухотрубчатых аппаратов типа ТН, ТК со стальными трубами
диаметром 25×2 мм, кг [41]

Диаметр кожуха, мм	Дав- ление, МПа	Число ходов	Длина труб, м						
			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	1,6	1	135	165	185	235	-	-	-
	2,5; 4,0	1	170	190	210	255	-	-	-
273	1,6	1	275	345	410	535	-	-	-
	2,5	1	345	415	475	600	-	-	-
	4,0	1	405	470	535	670	-	-	-
325	1,6	1	-	435	495	610	720	-	-
		2	-	415	465	575	680	-	-
	2,5	1	-	510	570	690	820	-	-
		2	-	480	535	645	750	-	-
	4,0	1	-	565	680	800	910	-	-
		2	-	575	625	730	900	-	-
400	1,6	1	-	-	780	1030	1290	1750	-
		2	-	-	790	1020	1340	1660	-
	2,5	1	-	-	870	1140	1400	1860	-
		2	-	-	960	1180	1380	1860	-
	4,0	1	-	-	1030	1200	1480	1940	-
		2	-	-	1080	1350	1510	2130	-

Продолжение табл. 2.16

Диаметр кожуха, мм	Дав- ление, МПа	Число ходов	Длина труб, м						
			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
600	1,6	1	-	-	1360	1840	2450	3190	-
		2	-	-	1350	1820	2190	2910	-
		4	-	-	1360	1780	2130	2760	-
	2,5	1	-	-	1550	2020	2560	3480	-
		2	-	-	1710	2190	2640	3550	-
		4	-	-	1720	2150	2580	3400	-
	4,0	1	-	-	1970	2470	3390	3950	-
		2	-	-	2290	2800	3280	4270	-
		4	-	-	2300	2760	3220	4120	-
800	1,0	1	-	-	2300	3160	3760	5420	-
		2	-	-	2520	3240	3960	5380	-
		4	-	-	2560	3260	3930	5260	-
	1,6	1	-	-	2320	3280	4040	5460	-
		2	-	-	2720	3450	4180	5620	-
		4	-	-	2790	3470	4150	5500	-
	2,5	1	-	-	2920	3730	4570	6350	-
		2	-	-	2870	3680	4500	6120	-
		4	-	-	2940	3700	4470	6000	-
	4,0	1	-	-	3660	4600	5470	7070	-
		2	-	-	4080	4740	5690	7340	-
		4	-	-	4150	4760	5660	7220	-
1000	0,6	1	-	-	-	4410	5460	7870	11250
		2	-	-	-	4480	5590	7810	11150
		4	-	-	-	4520	5570	7670	10830
	1,0	1	-	-	-	4540	5770	7970	11400
		2	-	-	-	4580	5710	7970	11350
		4	-	-	-	4620	5690	7830	11030
	1,6	1	-	-	-	4890	6160	8370	12050
		2	-	-	-	4930	6110	8370	11950
		4	-	-	-	4970	6090	8230	11630
	2,5	1	-	-	-	5510	6790	9270	13350
		2	-	-	-	5430	6800	9120	13200
		4	-	-	-	5470	6780	8980	12880
	4,0	1	-	-	-	6780	8190	11010	-
		2	-	-	-	7750	8950	11650	-
		4	-	-	-	7450	8780	11440	-
1200	0,6	1	-	-	-	-	7910	11190	16080
		2	-	-	-	-	8000	11120	15850
		4	-	-	-	-	8040	11020	15530
	1,0	1	-	-	-	-	8210	11360	16280
		2	-	-	-	-	8350	11500	16250
		4	-	-	-	-	8390	11400	15930
	1,6	1	-	-	-	-	8460	11780	16730
		2	-	-	-	-	8600	11770	16600
		4	-	-	-	-	8640	11670	16280
	2,5	1	-	-	-	-	9910	13590	19180
		2	-	-	-	-	10100	13670	19100
		4	-	-	-	-	10140	16570	18780

Примечание: массы других теплообменных аппаратов можно найти в [29, 39, 41, 42].

Опоры седловые по конструкции и размерам предусматриваются трех типов: тип 1 – опоры для сосудов и аппаратов диаметров от 159 до 630 мм с допускаемой нагрузкой на опору от 16 до 80 кН. Исполнения: 1 – с одним овальным отверстием под фундаментный болт для диаметров от 159 до 273 мм; 2 – с двумя овальными отверстиями под фундаментные болты для диаметров от 325 до 630 мм; тип 2 – опоры для сосудов и аппаратов диаметром от 800 до 2000 мм; тип 3 – опоры для сосудов и аппаратов диаметром 2200 до 4000 мм.

Размеры опорного листа опор горизонтальных аппаратов (рис. 2.20, 2.21) следует выбирать по таблице 2.17.

Таблица 2.17

Основные размеры опорного листа горизонтальных аппаратов

Диаметр аппарата D , мм		Размеры, мм			Диаметр аппарата D , мм	Размеры, мм			
внутренний	наружный	S	R	H		S	R	H	
	159 273 325	4	84 141 167	140	800	10 8 6	414	360	
400		10 8 6 4 10 8	214	220		12 10 8 6	422		
		6 4	222			14 12 10 8 6	432		
		8 6	230			14 12 10 8 6	442		
		10 8	322			10 8 6	514		
		12 10 8 6	332			12 10 8 6	522		
		12 10 8 6	342						
600						1000			

Количество опор в аппарате равно двум, трем и более (в зависимости от длины аппарата). Одну из опор жестко соединяют с фундаментом, остальные свободно перемещаются относительно фундамента, если возможно удлинение обечайки аппарата во время работы за счет температуры. Если длина аппарата не изменяется под действием температуры, то ставят неподвижные опоры. Если аппараты устанавливают друг на друга (например, секционные теплообменники, теплообменники типа «труба в трубе»), то опорами служат штуцеры аппаратов.

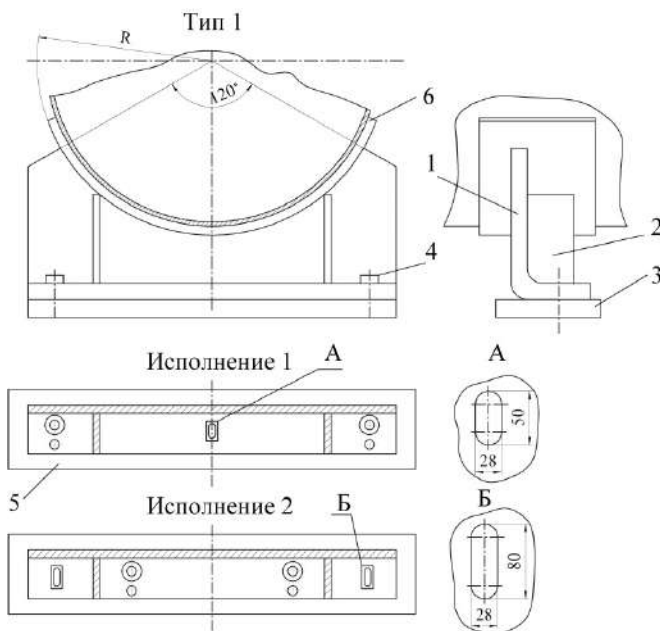


Рис. 2.20. Седловая опора горизонтальных аппаратов:

1 – опорная плита; 2 – ребро; 3 – подкладной лист; 4 – резьбовая втулка; 5 – болт М 12 ГОСТ 20700-75; 6 – лист опорный.

Для строповки аппаратов с целью подъема и перемещения при монтаже и ремонте на аппаратах предусматривают специальные устройства – крюки (рис. 2.22а), ушки (рис. 2.22б) и цапфы (рис. 2.22в).

При установке подвесных лап на тонкостенных сварных аппаратах применяют подкладки, усиливающие место приварки лап к корпусу. Толщину подкладных листов обычно принимают равной толщине стенки аппарата.

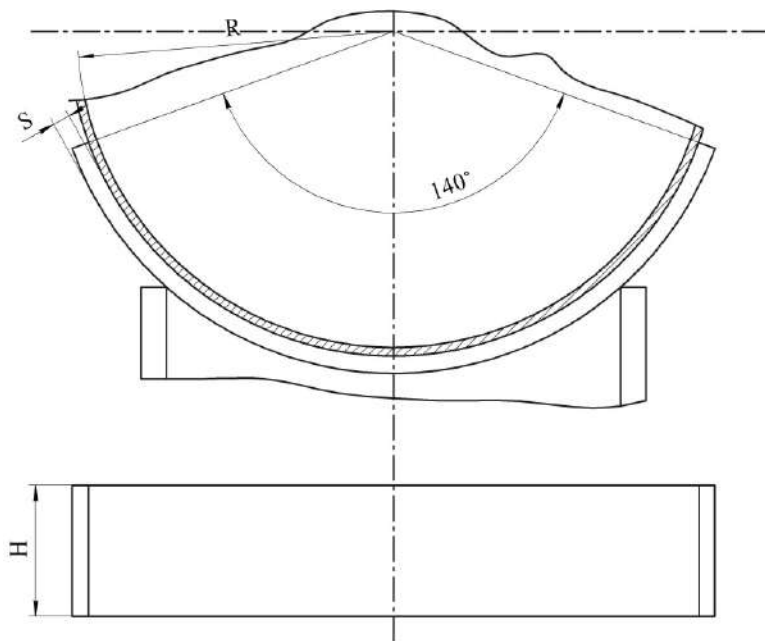


Рис. 2.21. Опорный лист седловых опор горизонтальных аппаратов

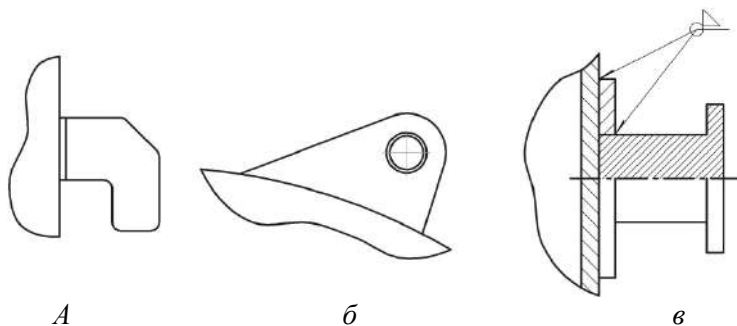


Рис. 2.22. Схема грузозахватных приспособлений

2.8. Трубопроводы, запорные устройства и КИП

Аппараты, предназначенные для тепловой обработки сырья и полуфабрикатов, занимают определенное место в технологической схеме производства конечного продукта. В ней они соединяются с помощью системы коммуникаций, в том числе трубопроводов с запорными устройствами и КИП на них [2]. С помощью трубопроводов в аппарат подводятся и отводятся горячий и холодный теплоносители (один из которых является продуктом тепловой обработки), отводятся неконденсирующиеся газы через воздушники в безопасное место, сливаются остатки теплоносителей при чистке и ремонте аппарата, выключаются аппараты из схемы в случае возникновения аварийной ситуации и т. п.

Запорная арматура перекрывает трубопроводы в целях прекращения движения среды и открывает их для возникновения ее течения. Конструкция и материал запорной арматуры зависят от величины ее прохода, давления, температуры и физико-химических свойств передаваемой среды. Широко применяется приводная запорная арматура (краны, вентили, задвижки) и автоматическая (обратные, редукционные и предохранительные клапаны, регуляторы давления, водоотделители, конденсатоотводчики и т. д.). Контрольно-измерительные приборы устанавливают на трубопроводах для измерения температуры и давления сред.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Цель гидравлического расчета – определение величины сопротивления, вносимого теплообменником в систему технологических трубопроводов, и мощности, необходимой для перемещения теплоносителей, выбор насоса, работающего на сеть.

Теплоносители должны подаваться в теплообменный аппарат под некоторым избыточным давлением для того, чтобы преодолеть гидравлическое сопротивление аппарата и системы технологических трубопроводов за аппаратом, переместить теплоноситель из одной точки пространства в другую (например, поднять его) и иметь возможность сообщить ему дополнительную скорость. При этом теплоноситель должен обладать достаточной энергией в заданной точке технологической схемы.

Потери энергии жидкостью и газами при их движении, обусловленные внутренним трением, определяют величину гидравлического сопротивления.

Различают потери напора по длине h_l и потери в местных сопротивлениях (местные сопротивления) h_{mc} , обусловленные изменением скорости потока по величине или направлению.

Полное гидравлическое сопротивление потоку, движущемуся в закрытых каналах теплообменных аппаратов (потери напора) (в м):

$$\sum h_t = h_l + h_{mc}. \quad (3.1)$$

Потери напора по длине оценивают по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{L_{\Sigma}}{d_{\text{эКВ}}} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.2)$$

а местные сопротивления (потери в местных сопротивлениях) – по формуле Вейсбаха

$$h_{mc} = \sum \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (3.3)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения; L_{Σ} – общая длина потока теплоносителя в аппарате, м; $d_{\text{эКВ}}$ – эквивалентный диа-

метр потока, м; $\sum \xi$ – суммарный коэффициент местного сопротивления, отнесенный к средней скорости потока; v – средняя скорость потока, м/с; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения, м/с².

С учетом (3.2) и (3.3) формула (3.1) приобретает вид

$$\sum h_{\tau} = \left(\lambda \frac{L_{\Sigma}}{d_{\text{экв}}} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g} \quad (3.4)$$

или (в Па)

$$\Delta P_{\tau} = \left(\lambda \frac{L_{\Sigma}}{d_{\text{экв}}} + \sum \xi \right) \frac{\rho v^2}{2}, \quad (3.5)$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

При значительных изменениях температуры рабочей среды и большой высоте вертикальных каналов возникают дополнительные потери энергии, обусловленные местными ускорениями потока вследствие изменения плотности теплоносителя, ΔP_y (в Па), а также потери на преодоление подъемных сил (самотяги) в вертикальных каналах теплообменника.

При постоянном сечении канала

$$\Delta P_y = \rho_2 v_2^2 - \rho_1 v_1^2, \quad (3.6)$$

где v_1 и v_2 – скорости, м/с; ρ_1 и ρ_2 – плотности теплоносителей во входном и выходном сечениях потока, кг/м³.

В случае нагревания теплоносителя ΔP_y положительно, в случае охлаждения – отрицательно.

Подъемная сила и равное ей по величине сопротивление самотяги ΔP_c (в Па), возникающее вследствие того, что вынужденному движению нагретой жидкости в нисходящих каналах противодействует сила, направленная вверх, определяются следующим соотношением:

$$\Delta P_c = g \delta (\rho_0 - \rho_1), \quad (3.7)$$

где ρ_0 и ρ_1 – плотность холодного и нагретого теплоносителя, кг/м³; δ – высота вертикального канала, м.

При нисходящем движении нагретой жидкости величина самотяги является дополнительным сопротивлением канала, при восходящем движении сопротивление канала уменьшается на величину ΔP_c .

Полное гидравлическое сопротивление теплообменника (Па):

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_t + \Delta P_y + \Delta P_c. \quad (3.8)$$

Мощность N (в кВт), необходимая для перемещения теплоносителя через аппарат:

$$N = \frac{V \Delta P_{\Sigma}}{1000}, \quad (3.9)$$

а мощность $N_{\text{дв}}$ (в кВт), потребляемая электродвигателем насоса (или вентилятора):

$$N_{\text{дв}} = \frac{V \sum \Delta P}{1000 \eta}, \quad (3.10)$$

где V – объемный расход теплоносителя, м³/с; $\sum \Delta P$ – полное гидравлическое сопротивление сети, Па [32, 34]; η – общий КПД насосной (вентиляционной) установки.

3.1. Коэффициенты гидравлического трения и местных сопротивлений

Коэффициент гидравлического трения λ в общем случае зависит от режима течения теплоносителя и шероховатости стенки канала Δ . При ламинарном режиме движения ($Re < 2300$) λ зависит только от режима движения и определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{A}{Re}, \quad (3.11)$$

где $Re = \vartheta d / \nu$ – число Рейнольдса; A – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения канала и от его размеров (табл. 3.1). При турбулентном режиме движения и числах Рейнольдса от 2300 до 10^5 (промежуточная зона) λ является функцией и Re , и шероховатости стенки канала Δ , а при $Re > 10^5$ (квадратичная зона) – функцией только относительной шероховатости и практически не зависит от Re .

Таблица 3.1

Значение коэффициента A для некоторых сечений

Форма сечения		A
Круг		64
Квадрат		57
Равносторонний треугольник		53
Кольцо		96
Прямоугольник	$a/b = 0$	96
	$a/b = 0,1$	85
	$a/b = 0,2$	76
	$a/b = 0,25$	73
	$a/b = 0,33$	69
	$a/b = 0,5$	62
	Эллипс – главная полуось b , вспомогательная полуось a	
	$a/b = 0,1$	78
	$a/b = 0,3$	73
	$a/b = 0,5$	68
	$a/b = 0,7$	65

В справочной и специальной литературе приводятся многочисленные эмпирические формулы для расчета коэффициента трения λ при турбулентном режиме движения жидкостей в трубах. Наиболее распространены формулы Никурадзе

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg 0,27 \frac{\Delta}{d} \quad (3.12)$$

и Шифринсона для квадратичной зоны

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0,25}, \quad (3.13)$$

формула Колбрука

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{\Delta}{d} \right) \quad (3.14)$$

и Альтшуля для промежуточной зоны

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{k_s}{d} \right)^{0,25}, \quad (3.15)$$

где k_s – эквивалентная шероховатость, учитывающая не только среднюю высоту выступов, но и их форму, расположение в плане и пр.

Под эквивалентной шероховатостью понимается такая высота выступов равнозернистой шероховатости, которая при введении ее в формулы для коэффициента трения (содержащие k_s) позволяет вычислить λ для данной категории труб в реальных условиях (табл. 3.2).

Таблица 3.2

**Значения эквивалентной шероховатости k_s для труб
из разных материалов [7, 33, 34]**

Трубы	Состояние труб	k_s , мм
Тянутые из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	0–0,002
Бесшовные стальные	Новые и чистые. После нескольких лет эксплуатации	0,01–0,02 0,15–0,3
Стальные сварные	Новые и чистые. С незначительной коррозией после очистки. Умеренно заржавевшие. Старые заржавевшие. Сильно заржавевшие или с большими отложениями	0,03–0,1 0,1–0,2 0,3–0,7 0,8–1,5 2–4
Оцинкованные железные	Новые и чистые. После нескольких лет эксплуатации	0,1–0,2 0,4–0,7
Чугунные	Новые без покрытия. Бывшие в употреблении. Очень старые	0,2–0,5 0,5–1,5 До 3

Для металлических труб $k_s = (0,5 \dots 0,7) \Delta$ [15].

Если высота выступов Δ в трубе меньше толщины вязкого подслоя

$$\delta = 11,6 \frac{d}{\text{Re}} \sqrt{\frac{8}{\lambda_{\text{гд}}}}, \quad (3.16)$$

то шероховатость стенок не влияет на величину коэффициента λ и при турбулентном режиме движения потока. Такие трубы называются гидравлически гладкими.

При турбулентном режиме движения λ для гидравлически гладких труб определяют по формулам Блазиуса ($4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$)

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (3.17)$$

и Прандтля ($Re > 10^5$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{гл}}}} = 2 \lg \left(Re \sqrt{\lambda_{\text{гл}}} \right) - 0,8. \quad (3.18)$$

Так как толщина вязкого подслоя $\delta = f(Re)$, труба может быть шероховатой при одном расходе жидкости и гидравлически гладкой – при другом. Поэтому при выборе расчетной формулы необходимо проверить трубу на шероховатость для конкретных условий ее эксплуатации.

Для расчета гидравлического сопротивления при турбулентном движении жидкости в каналах некруглого сечения вместо фигурирующего в формулах (3.12)–(3.18) диаметра трубопровода должен подставляться эквивалентный диаметр $d_{\text{эkv}}$ (м), определяемый формулой [7, 33]

$$d_{\text{эkv}} = 4S / \Pi, \quad (3.19)$$

где S – площадь поперечного сечения потока, m^2 ; Π – смоченный периметр, м.

Кривизна канала несколько увеличивает его гидравлическое сопротивление. Она учитывается введением поправочного коэффициента φ , который может быть представлен как функция отношения радиуса изгиба R к диаметру трубы d [32]:

$$3,0 < \frac{R}{d} < 12; \quad \varphi = 2,77 \left(\frac{R}{d} \right)^{-0,346}. \quad (3.20)$$

При $R/d < 3$ кривизну канала следует учитывать через коэффициент местных сопротивлений, а при $R/d > 12$ коэффициент $\varphi = 1$.

Теплоносители, движущиеся в трубах и каналах рекуперативных теплообменных аппаратов, нагреваются или охлаждаются. При этом изменяется вязкость теплоносителей, а следовательно, и сопротивление трения. Влияние изменяемости вязкости, температуры и направления теплового потока на сопротивление

трения для ламинарного и турбулентного режимов в технически гладких трубах приведено в [3, 22, 38].

Коэффициент местных сопротивлений ξ обуславливается не только вязкостью и скоростью течения основного потока, но и геометрической формой и размерами препятствий на пути потока. Коэффициенты разных местных сопротивлений находят, как правило, опытным путем. Таблицы значений этих коэффициентов (табл. 3.3 [21, 28, 29, 32]) или формулы для их определения содержатся в справочниках и руководствах по гидравлике.

Таблица 3.3

Коэффициенты местных сопротивлений

Виды сопротивления	Значение
Входная и выходная камеры (удар и поворот).	1,5
Поворот на 180° из одной секции в другую через промежуточную камеру.	2,5
То же через колено в секционных подогревателях и теплообменниках типа «труба в трубе» ($R/d < 3$).	2,0
Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку.	1,5
Поворот на 180° в U-образной трубке.	0,5
Переход из одного элемента в другой (межтрубный поток).	2,5
Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве.	1,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы.	0,5
Вход в межтрубное пространство под углом 90° и выход из него.	1,0
Вход в трубное пространство и выход из него.	1,0
Поперечное движение в межтрубном пространстве между перегородками (m – число рядов труб).	$\frac{3m}{Re^{0,2}}$
Внезапное расширение.	$\xi = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2$ или $\xi^* = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2$
Внезапное сужение.	$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right)$
Проходной вентиль $d = 50$ мм при полном открытии.	4,6
Нормальная задвижка.	0,5–1,0
Проходной кран.	0,6–2,0
Угольник 90°	1,0–2,0

* Коэффициент отнесен к средней скорости перед местным сопротивлением, в остальных случаях – к средней скорости за сопротивлением.

3.2. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления при поперечном обтекании пучка труб и в каналах пластинчатых теплообменников

Сопротивление пучка является функцией скорости потока, конфигурации пучка и физических параметров обтекающей жидкости. Для жидкостей, плотность которых постоянна, сопротивление пучка

$$\Delta P = f(\vartheta, S_1, S_2, d_n, z, \mu, \rho) \Delta, \quad (3.21)$$

где S_1 и S_2 – поперечный и продольный шаги пучка, м²; z – число рядов труб в пучке; μ и ρ – коэффициент динамической вязкости и плотность теплоносителя, Па·с и кг/м³; d_n – наружный диаметр трубы (рис. 3.1–3.4).

В безразмерной форме эта зависимость будет следующей:

$$Eu = f\left(\text{Re}, \frac{S_1}{d}, \frac{S_2}{d}, z\right), \quad (3.22)$$

где $Eu = \Delta P / (\rho \vartheta^2)$ – число Эйлера.

Число Рейнольдса рассчитывают по наружному диаметру трубы; скорость потока – по самому узкому сечению пучка труб; значение физико-химических констант берут для средней температуры потока. Для практического определения гидравлического сопротивления пучков труб при поперечном омывании их потоком теплоносителя широко применяют результаты многочисленных экспериментальных исследований [22, 28, 29, 32, 34, 38].

При разработке номограмм (по исследованиям Жукаускаса А. А.) для коридорных пучков (рис. 3.1) за основу принимают сопротивление пучков с расположением труб по вершинам квадрата. Определяющим при этом является продольный относительный шаг $b = S / d$. Для пучков с иными шагами в зависимости от их величины и числа вводят графически определяемую поправку u . При разработке номограмм для шахматных пучков (рис. 3.2) за основу принимают пучки с расположением труб по равнобедренному треугольнику. Для пучков с иным расположением труб в основной график, учитывающий влияние поперечного относительного шага $a = S_1 / d$, также вводят поправку u в зависимости от шагов и Re .

Номограммы составлены исходя из отношения коэффициента сопротивления к одному ряду многорядного пучка.

При определении гидравлического сопротивления многорядного пучка по этим номограммам пользуются формулой

$$\Delta P = \lambda_1 \frac{\rho v^2}{2} z. \quad (3.23)$$

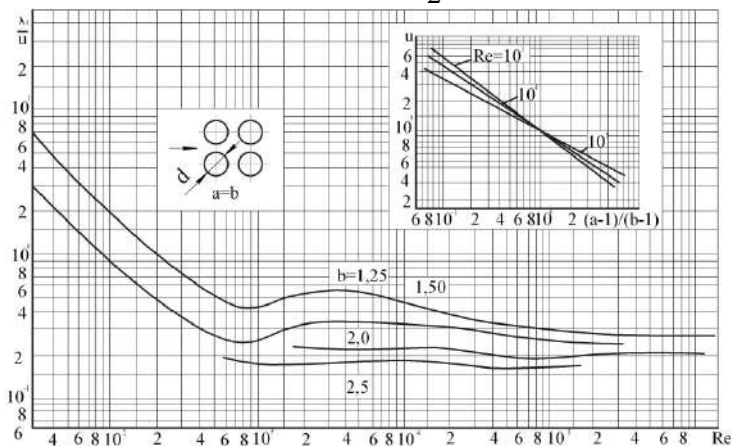


Рис. 3.1. Номограмма для определения коэффициента сопротивления коридорных пучков

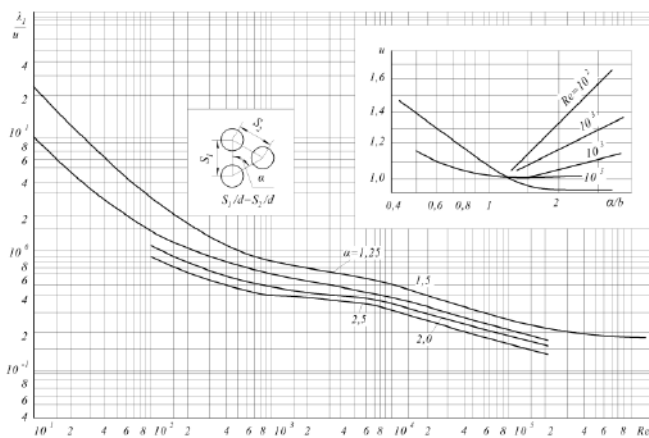


Рис. 3.2. Номограмма для определения коэффициента сопротивления шахматных пучков

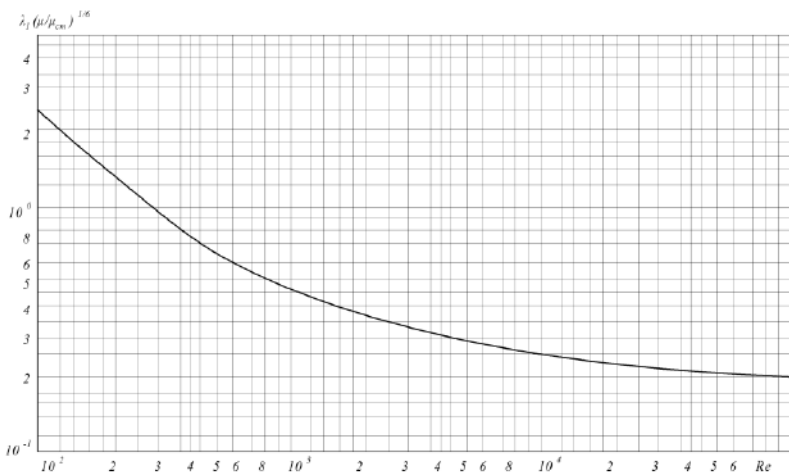


Рис. 3.3. Коэффициент гидравлического сопротивления одного ряда труб при поперечном обтекании в кожухотрубчатых теплообменниках с сегментными перегородками и расположением труб по квадрату

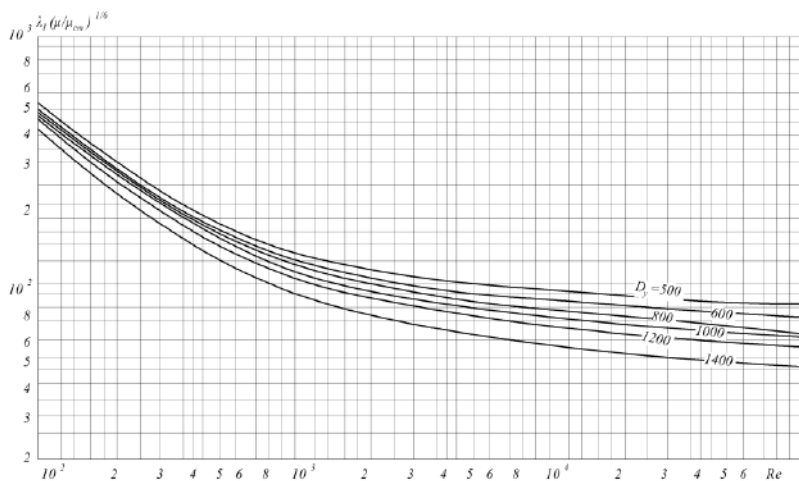


Рис. 3.4. Коэффициент суммарного гидравлического сопротивления при движении жидких теплоносителей в межтрубном пространстве типовых кожухотрубчатых теплообменников с трубами $d = 25$ мм и $L = 6$ м, расположенными по квадрату (коэффициент сопротивления одного аппарата)

При расчете коэффициента сопротивления λ_1 для коридорных пучков с любым расположением труб сначала определяют член λ_1 / u по продольному относительному шагу b , далее – множитель и по вспомогательному графику, а затем $\lambda_1 = \frac{\lambda_1}{u} u$.

Для шахматных пучков коэффициент сопротивления рассчитывают также, только величину λ_1 / u находят на основе поперечного относительного шага a .

Зависимости на рисунках 3.3 и 3.4 могут быть использованы для расчета сопротивления в аппаратах с расположением труб и по треугольнику, однако при этом расчет дает несколько завышенное значение ΔP (на 20–30%).

Потери напора в каналах пластинчатых теплообменников определяют по формуле (м)

$$h_{\tau} = i \xi \frac{L_{np}}{d_s} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.24)$$

где i – число пакетов в секции, шт.; ξ – коэффициент сопротивления единицы относительной длины канала; L_{np} – приведенная длина канала, м; d_s – эквивалентный диаметр канала, м; v – скорость движения теплоносителя в каналах, м/с.

Для расчета коэффициента сопротивления ξ используют многочисленные формулы [21, 22, 28–30, 32, 35], вид которых зависит от типа пластин, формы и размеров расположенных на них гофр.

По методике, изложенной в [6, 27] для ламинарного течения, справедлива формула $\xi = A/Re$, для турбулентного – $\xi = (B/Re)^{0,25}$. Там же для ламинарного течения в каналах пластинчатых теплообменников с пластинами типа 0,2 рекомендуется принимать критическое значение $Re_{кр} = 100$, для остальных – $Re_{кр} = 50$. Коэффициенты A и B в зависимости от типа пластин и режима течения для разборных теплообменников имеют следующие значения (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Коэффициенты для гидравлического расчета [6, 27]

Коэффициент	Тип пластины				
	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
A	425	425	300	320	400
B	17,0	19,3	22,4	15,0	17,0

Приведенные значения справедливы для ограниченного интервала скоростей: для капельных жидкостей – до 2,5 м/с, для паров – до 50 м/с, для воздуха – до 30 м/с.

3.3. Расчет сопротивлений трубопровода и включенных в него аппаратов

Теплообменные аппараты включаются в трубопроводы, входящие в состав насосных установок, образующих технологические схемы различных отраслей промышленности. Расчету подлежит схема насосной установки, предлагаемая в задании на проектирование.

3.3.1. Разбивка трубопровода насосной установки на участки: всасывающая линия, участок напорного трубопровода от насоса до теплообменника, теплообменник, участок напорного трубопровода от теплообменника до конечной точки

Трубопровод состоит из всасывающей и напорной линий. Всасывающая линия – трубопровод от источника (приемного бака) до насоса. Напорная линия – участок трубопровода от насоса до конечной точки трубопровода в расчетной схеме с включенным в него теплообменником:

- участок трубопровода от насоса до теплообменника;
- теплообменник;
- участок напорного трубопровода от теплообменника до конечной точки трубопровода.

Разбивка трубопровода на перечисленные участки обусловлена отличиями на них либо скоростей движения теплоноси-

телей, либо их температур, а в конечном итоге – разными значениями чисел Рейнольдса.

3.3.2. Определение геометрических характеристик участков трубопровода, скоростей и режимов движения в них теплоносителя

Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов определяют из уравнения расхода (2.3), откуда

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi v}}, \quad (3.25)$$

где V – расход жидкости на рассматриваемом участке, м³/с; v – средняя скорость, м/с.

Скорость движения жидкости на всасывающем участке трубопровода выбирают из интервала $v_{\text{вс}} = 0,8 \div 1,1$ м/с, на напорном участке – $v_{\text{н}} = 1,1 \div 1,5$ м/с.

Так как для изготовления трубопровода используют стандартные трубы, то расчетные диаметры всасывающего и напорного трубопроводов необходимо округлить до ближайшего размера по государственному стандарту. Выбирают по ГОСТ 8732-78, ГОСТ 8734-75, ГОСТ 9940-81 для всасывающего и напорного участков трубопровода внутренние диаметры стандартных труб и уточняют значения и скорости движения теплоносителя по формуле

$$v = \frac{4V}{\pi d^2}, \quad (3.26)$$

где d – внутренний диаметр стандартных труб, м.

Для установления движения теплоносителя на различных участках трубопровода необходимо рассчитать число Рейнольдса по формулам

$$\text{Re} = v d \rho / \mu = v d / \nu, \quad (3.27)$$

где v – скорость движения теплоносителя на данном участке, м/с; d – внутренний диаметр трубы, м; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; μ , ν – динамическая и кинематическая вязкости теплоносителя, Па·с, м²/с.

Так как плотность ρ , динамическая вязкость μ , кинематическая вязкость ν теплоносителя зависят от температуры, то их значения выбирают из справочной литературы при средних температурах на рассматриваемых участках.

Геометрические характеристики потока теплоносителя в теплообменнике выбирают из теплового расчета (см. раздел 1).

3.3.3. Расчет сопротивлений трубопроводов и аппаратов, включенных в них

Под сопротивлениями понимают потери напора, эквивалентные затратам энергии потока теплоносителя на работу против сил трения, обусловленных вязкостью перекачиваемой среды. Потери напора на каждом участке рассчитывают по формулам (3.2) и (3.3), а входящие в них значения коэффициентов гидравлического трения λ и местных сопротивлений ξ – по методикам и формулам, представленным в подразделах 3.1 и 3.2.

Потери напора по длине h_l и в местных сопротивлениях h_{mc} суммируются на каждом участке и определяются суммарные потери в сети (трубопроводе, включая теплообменник) $\sum h_{\pi}$.

3.4. Определение требуемого напора насоса

Насос при работе должен сообщать протекающей через него жидкости энергию, необходимую для ее подъема на определенную высоту, для преодоления разности давлений в приемном и напорном баках (начале всасывающего и конце напорного участков трубопровода) и гидравлических сопротивлений трубопроводов и аппаратов, включенных в них.

Требуемый напор насоса определяют по формуле

$$H_{\text{тр}} = (H + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_0}{\rho g} + \sum h_{\pi}, \quad (3.28)$$

где H – высота подъема жидкости от оси насоса, м; $h_{\text{вс}}$ – высота всасывания насоса, м; $P_{\text{к}}$, P_0 – давления в напорном и приемном баках, соответственно, Па; ρ – плотность перекачиваемой жид-

кости, кг/м^3 ; $\sum h_{\text{ц}}$ – суммарные потери напора в трубопроводе, включая теплообменник (см. п. 3.3.3).

3.5. Выбор типа и марки насоса

Решающим фактором при выборе типа насоса являются физико-химические свойства перекачиваемой жидкости. При этом учитываются также заданная подача и рассчитанный требуемый напор насоса. Марку насоса выбирают по полному характеристике $V-H$ насосов выбранного типа, соответствующую этим параметрам (V и $H_{\text{тр}}$). В заданиях на проектирование, приводимых в разделе 5, целесообразно использовать лопастные насосы.

3.6. Построение характеристик насоса и трубопровода. Определение рабочей точки насоса

В связи со сложной формой движения жидкости в проточной части лопастного насоса точно определить рабочие параметры расчетным путем практически невозможно. Действительные характеристики насосов получают путем стендовых испытаний.

Одной из важных характеристик насоса является его рабочая характеристика. Это графические зависимости основных технических показателей (параметров работы) [19, 39]: напора H , мощности N , коэффициента полезного действия η от подачи V при постоянной частоте вращения, вязкости и плотности перекачиваемой жидкости на входе в насос. Они позволяют определить подачу насоса при заданном сопротивлении – по кривой $V-H$; затраты энергии – по кривой $V-N$.

Кривая $V-\eta$ служит для оценки экономичности действия насоса. Для каждой марки насоса существуют свои характеристики, которые приводятся в специализированных каталогах, поэтому, выбрав марку насоса, определяют одновременно рабочие характеристики. Характеристика сети – это зависимость потребного напора от подачи. Она может быть рассчитана по формуле (3.31); сумма первых двух слагаемых является постоянной величиной и называется статическим напором

$$H_{\text{ст}} = (H + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_0}{\rho g}. \quad (3.29)$$

Третье слагаемое уравнения (3.28) представляет собой суммарные потери напора. Поскольку насосные установки, как правило, эксплуатируются при турбулентном режиме, при котором потери напора (сопротивление) пропорциональны квадрату скорости, а, следовательно, и подачи, то

$$\sum h_{\text{п}} = bV^2, \quad (3.30)$$

где b – коэффициент пропорциональности, зависящий от условий эксплуатации трубопроводов насосной установки.

С учетом (3.29) и (3.30) характеристика насосной установки (характеристика сети) приобретает вид

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + bV^2. \quad (3.31)$$

Уравнение (3.31) представляет собой ветвь параболы $\sum h_{\text{п}} = bV^2$ с вершиной в точке, отсекающей на оси ординат от-

резок $H_{\text{ст}} = (H + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_0}{\rho g}.$

Точка пересечения характеристик сети и насоса V – H называется рабочей точкой насоса (т. A). Подача V_A , соответствующая рабочей точке насоса, определяет количество жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод. Напор H_A характеризует величину, создаваемую насосом. КПД η_A определяет эффективность работы насоса в найденных условиях. По параметрам рабочей точки A рассчитывают потребляемую насосом мощность.

4. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект является завершающим этапом изучения дисциплины. Выполнение курсового проекта и его защита дают студентам возможность показать, насколько они овладели материалом дисциплины и как умеют использовать свои знания при решении практических инженерных задач.

Одновременно выполнение курсового проекта должно рассматриваться как подготовка к выполнению дипломного проекта на выпускающей кафедре. Курсовой проект является самостоятельной творческой работой студента, который несет ответственность за правильность выполненных расчетов в пояснительной записке и графических изображений во второй части проекта (графической).

4.1. Объем и содержание пояснительной записки

Пояснительная записка курсового проекта должна содержать:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- содержание;
- введение;
- основную часть в соответствии с утвержденным заданием на курсовой проект;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения (при необходимости).

Пояснительная записка является текстовым документом, выполняемым в соответствии с требованиями межгосударственного стандарта ГОСТ 2.105-95. Она выполняется на листах формата А4 и состоит из титульного листа, заглавного листа с основной надписью по форме 2 и последующих листов с основной надписью по форме 2а ГОСТ 2.104-2006. Допускается оформление основных надписей ксерокопированием, с помощью клише или другим способом, облегчающим труд студента.

Пояснительную записку выполняют одним из следующих способов:

- рукописным (ГОСТ 2.304-81) с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм на одной или обеих сторонах листа. Цифры и буквы необходимо писать четко, чернилами черного, синего или фиолетового цвета;

- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ (ГОСТ 2.004-88);

- на магнитных носителях данных. Способ оформления документов согласовывается с преподавателем, выдавшим задание на курсовой проект, и учитывает требования кафедры.

Титульный лист и задание выполняются на листах формата А₄ по установленным в университете образцам.

Собственно текст пояснительной записки пишется в соответствии с нижеизложенными правилами.

Расстояние от рамки до границ текста в начале и конце строк – не менее 3 мм.

Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм.

Абзацы в тексте начинаются отступом, равным 5–17 мм.

Слова «Содержание», «Введение», «Заключение», «Список использованных источников» записывают в виде заголовка (симметрично тексту) с прописной буквы в верхней части нового листа и не нумеруют.

Основную часть пояснительной записки разделяют на разделы, подразделы и пункты. Разделы, подразделы и пункты нумеруются.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей записки, обозначенные арабскими цифрами.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце заголовка подраздела точки не ставятся.

Пункты должны иметь нумерацию в пределах каждого подраздела. Номера пунктов состоят из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точкой и без точки в конце.

Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Пункты могут заголовков не иметь.

Заголовки должны четко и кратко отражать содержание разделов, подразделов (пунктов).

Заголовки разделов, подразделов и пунктов записывают с прописной буквы, с абзацного отступа, без точек в конце, не подчеркивая. Переносы слов в заголовках не допускаются. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Расстояние между заголовком и текстом при выполнении документа должны быть равны 15 мм. Расстояние между заголовками раздела и подраздела, подраздела и пункта – 8 мм.

Каждый раздел пояснительной записки начинают с нового листа (страницы).

Текст записки должен быть кратким и четким и излагаться от 1-го лица множественного числа. В тексте записки не допускается использовать синонимы, применять сокращения, кроме установленных, употреблять математические знаки без цифр.

Количество иллюстраций (рисунки, схемы, графики) должно быть достаточным для пояснения изложенного текста. Иллюстрации могут быть расположены как по тексту записки, так и в конце ее (в приложениях). Иллюстрации, за исключением иллюстраций приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Например – Рисунок 1.1. Иллюстрации при необходимости могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Если в тексте записки имеется иллюстрация, на которой изображены составные части изделия, то на этой иллюстрации должны быть указаны номера позиций этих составных частей в пределах данной иллюстрации. Обозначение рисунков и пояснительные данные (подрисуночный текст) помещают под рисунком. На все рисунки должны быть приведены ссылки в тексте записки.

Оформление координатных осей сеток и характерных точек, выбор масштаба шкал, обозначение величин, нанесение единиц измерения и поясняющих надписей на диаграммах и графиках производятся по Р 50-77-88.

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Название таблицы, при его наличии, должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Название следует помещать над таблицей после слова «Таблица». Слово «Таблица» указывается один раз над таблицей. Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой. На все таблицы записки должны быть приведены ссылки в тексте записки, при ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера. Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы, а подзаголовки граф – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. Заголовки и подзаголовки граф указывают в единственном числе. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят. Таблицы слева, справа и снизу, как правило, ограничивают линиями. Разделять заголовки и подзаголовки боковика и граф диагональными линиями не допускается. Горизонтальные и вертикальные линии, разграничивающие строки таблиц, допускается не проводить, если их отсутствие не затрудняет пользование таблицей. Графу «Номер по порядку» в таблицу включать не допускается.

Формулы записываются с интервалом в одну строку до и после текста. После формулы приводятся пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу. Пояснения приводятся в той последовательности, в какой символы приведены в формуле. Все физические величины, их наименования и обозначения приводятся только в СИ по ГОСТ 8.417-2002.

Рекомендуется формулы нумеровать в пределах раздела, тогда номер формулы будет состоять из номера раздела и номера формулы в этом разделе, разделенных точкой. При повторном использовании формулы в тексте ссылаются на номер формулы и в буквенном выражении формулу не повторяют.

Если формула не помещается на одной строке, то ее допускается переносить только на знаках выполняемых операций, при этом знак в начале следующей строки повторяется.

Ссылки в тексте на формулы даются в круглых скобках. Если формулы следуют одна за другой, то они разделяются запятой.

Ссылки в тексте на источники приводятся в виде порядковых номеров по списку источников, выделенных квадратными скобками. Ссылки оформляются по ГОСТ 7.0.5-2008.

Список использованных источников формируется по порядку упоминания последних в тексте и располагается в конце его перед приложениями согласно ГОСТ 7.0.100-2018. Он включается в содержание пояснительной записки.

Опечатки, опiski и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения записки, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же тексте исправленного текста. Повреждения листов текстовых документов, помарки и следы не полностью удаленного прежнего текста не допускаются.

Листы пояснительной записки нумеруются по ГОСТ 2.105-95.

Объем пояснительной записки – 35–40 страниц.

Задание на курсовой проект помещают после титульного листа перед содержанием на специальном бланке или листе формата А₄.

На втором (заглавном) листе и при необходимости на последующих листах помещают содержание, включающее номера и наименования разделов, подразделов и пунктов: указанием номеров листов, ограничивающих соответствующие разделы, подразделы и пункты. Наименования, включенные в содержание, записываются строчными буквами, начиная с прописной буквы.

После содержания в записке оформляется «Введение», отражающее роль тепловых процессов в соответствующей отрасли промышленности. Во введении может быть представлено описание технологического процесса того производства, в котором используется проектируемый аппарат.

После введения в пояснительную записку помещают основную часть, структура разделов, подразделов и пунктов которой может быть аналогичной содержанию разделов 1–4 настоящего издания.

После основной части в пояснительной записке помещают заключение, содержащее анализ выполненных результатов расчета и обоснование выбора конструкции и режима эксплуатации теплообменного аппарата.

В приложения пояснительной записки помещают вспомогательные расчетные и графические материалы. Информационные приложения могут быть справочного характера.

4.2. Объем и содержание графической части проекта

При выполнении курсового проекта на тему «Расчет и проектирование теплообменного аппарата» графическая часть должна содержать:

- технологическую схему того производственного процесса, в котором используется проектируемый аппарат;
- чертеж общего вида выбранного теплообменного аппарата, а также сборочные чертежи его важнейших узлов по заданию преподавателя.

Примеры выполнения технологических схем размещены в приложении. Условные обозначения элементов и аппаратов для технологических схем необходимо принимать по ГОСТ 2.721-74, ГОСТ 2.747-68, ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96, ГОСТ 2.784-96, ГОСТ 2.785-70, ГОСТ 2.788-74, ГОСТ 2.789-74, ГОСТ 2.790-74, ГОСТ 2.791-74, ГОСТ 2.792-74, ГОСТ 2.793-79, ГОСТ 2.794-79, ГОСТ 2.795-80, ГОСТ 2.796-95.

Чертежи общего вида всего теплообменного аппарата или общего вида составных частей в зависимости от вида и назначения изделия должны содержать:

- а) изображение аппарата, необходимые виды, разрезы и сечения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия;
- б) основные размеры – конструкторские, присоединительные и габаритные, а также (в случае необходимости) установочные, монтажные и размеры предельных отклонений подвижных частей;
- в) обозначение посадок в ответственных сопряжениях (по необходимости);

г) вид или схему с действительным расположением штуцеров, патрубков и т. п.;

д) таблицу назначения штуцеров, патрубков и т. п.;

е) техническую характеристику;

ж) технические требования.

Дополнительные изображения (виды, разрезы, сечения, выносные изображения и т. д.) должны располагаться по возможности ближе к разъясняемому элементу.

На чертеже общего вида аппарата допускается показывать условно-смещенными штуцера, бобышки, люки и т. п., не изменяя их расположение по высоте или длине аппарата. На виде аппарата сверху необходимо показать действительное расположение штуцеров, бобышек, люков и т. п.

При отсутствии вида сверху его следует вычертить схематически (рис. 4.1) и проставить условные обозначения штуцеров, бобышек, люков и т. п., указанных на главном или другом виде аппарата. При этом необходимо сделать надпись, например: «Схема расположения штуцеров, бобышек, люка и лап». В технических требованиях на чертеже обязательно указать: «Действительное расположение штуцеров, бобышек, люка и лап см. по схеме (по плану, виду В и т. д.)».

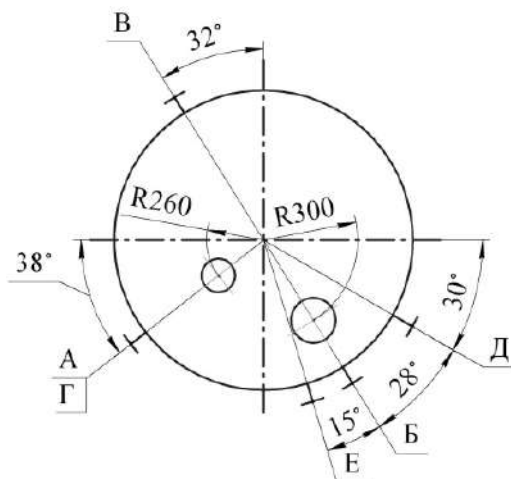


Рис. 4.1. Вид аппарата сверху

Штуцеры, патрубки, гильзы для термометров, люки и др. на главном и сопряженном с ним изображении и на схеме обозначают условно на продолжении их осей или на полках линий-выносок прописными буквами русского алфавита размером от 5 до 7 мм (буквы Й, О, Х, Ъ, Ы, Ь не применять). Буквенные обозначения в алфавитном порядке (без пропусков и повторения) присваивают сначала видам, разрезам, сечениям, а затем штуцерам. В случае недостатка букв применяют цифровую индексацию, например «А₁», «Б₁», «В₁» и т. д.

Таблицы, техническую характеристику и технические требования следует располагать над основной надписью чертежа.

Таблица назначения штуцеров, патрубков, гильз и других элементов аппарата имеет вид таблицы 4.1.

Таблица 4.1

Обоз- начение	Наименование	Кол.	Проход	Давление	8
			условный D, мм	условное P, МПа	
					20
12	123	10	20	20	
185					

В технической характеристике указывают:

- назначение аппарата;
- объем аппарата – номинальный и рабочий;
- производительность;
- площадь поверхности теплообмена;
- максимальное давление, при котором допустима эксплуатация аппарата;
- максимальная температура среды, превышение которой в процессе эксплуатации недопустимо;
- другие необходимые данные, в том числе величина пробного давления, токсичность, пожаро-, взрывобезопасность среды.

В технических требованиях на чертеже следует указывать:

а) обозначение стандарта или технических условий, согласно которым должно быть изготовлено, испытано и принято данное изделие, и (или) дополнительные требования к его изготовлению, испытанию и приемке;

б) указание стандарта и (или) технических условий на основные материалы, применяемые в изделии и его составных частях;

в) требования к испытанию на прочность и плотность сварных швов и других видов соединений;

г) указание об испытании на склонность к межкристаллитной коррозии для поковок, литья и сварных швов согласно требованиям действующих стандартов;

д) данные о сварке, припаях, футеровке, гуммировании, покрытиях, клеях, изоляции и окраске со ссылкой на действующие стандарты и (или) технические условия и другие требования и указания.

Сборочные чертежи важнейших узлов проектируемого аппарата следует выполнять, как правило, с упрощениями, соответствующими требованиям ГОСТ 2.109-73.

На сборочных чертежах допускается не показывать:

- фаски, скругления, проточки, углубления, выступы, накатки, насечки, оплетки и другие мелкие элементы;

- зазоры между стержнем и отверстием;
- крышки, щиты, кожухи, перегородки и т. п., если нет необходимости показывать закрытые или составные части изделия, при этом над изображением делают соответствующую надпись, например, «Крышка поз. 3 не показана».

На сборочных чертежах, включающих изображения нескольких одинаковых составных частей, допускается выполнять полное изображение одной составной части, а изображение остальных частей – упрощенно, в виде внешних очертаний.

Номера позиций проставляют на сборочном чертеже для всех его составных частей, их указывают на полках линий-выносок, проводимых от изображения составных частей.

Располагают номера позиций параллельно основной надписи чертежа вне контура изображений и группируют в колонку

или строку по возможности на одной линии, как правило, один раз. Допускается повторно указывать номера позиций одинаковых составных частей.

Размер шрифта номеров позиций должен быть на 1–2 номера больше, чем размер шрифта, принятого для размерных чисел на том же чертеже.

Примеры выполнения чертежа общего вида приведены в приложении.

4.3. Обозначение документов курсового проекта

Курсовым проектам присваивается обозначение, состоящее из индекса работы (КП – курсовой проект), кода учебного заведения (ВГУИТ) по Общероссийскому классификатору предприятий и организаций – 02068108, сокращенного наименования дисциплины (например, ПиА – процессы и аппараты), номера направления (специальности) студента (например, 19.03.02 – Продукты питания из растительного сырья), номера задания и варианта проекта, года выполнения проекта, разделенных тире.

Например, КП-02068108-ПиА-19.03.02-21.4-2020.

На листах пояснительной записки к данному обозначению добавляются буквы ПЗ (пояснительная записка), на технологической схеме 00.00.000 ТЗ (схема технологическая принципиальная), на чертеже общего вида 00.00.000 ВО (чертеж общего вида), на сборочном чертеже 00.00.000 СБ (сборочный чертеж).

Для второго и последующих листов пояснительной записки, чертежей, схем, перечней элементов, спецификаций используется сокращенное обозначение (без кода ВГУИТ), например КП-ПиА-19.03.02-21.4-2020 ПЗ.

5. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТОВ

5.1. Расчет кожухотрубчатого конденсатора перегретых паров

Задание на проектирование

Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменный аппарат для конденсации $G = 4000$ кг/ч водяного пара давлением $P = 0,16$ МПа. Пар перегрет на 15°C , конденсат отводится при температуре $T_k = 80^\circ\text{C}$. Начальная температура охлаждающей воды – $t_1 = 12^\circ\text{C}$, конечная – $t_2 = 72^\circ\text{C}$.

Введение

В промышленности значительную роль играют процессы, связанные с передачей теплоты от одних сред (теплоносителей) к другим через разделяющую их стенку. Такие процессы называются теплопередачей, а для их осуществления используются поверхностные (рекуперативные) теплообменные аппараты.

Среди таких аппаратов в промышленности используются и кожухотрубчатые теплообменные аппараты, поверхность теплопередачи которых образована пучком труб 1 , герметично закрепленных в трубных решетках 2 (рис. 1). Пучок труб помещен в корпус (кожух) 3 . В верхней части аппарата к трубной решетке крепится распределительная камера 4 , служащая для ввода и вывода из трубного пространства теплообменника теплоносителя, а также распределения его по ходам с помощью установленных в камере перегородок 5 . К нижней трубной решетке крепится днище 6 с перегородками 7 , служащими для перераспределения теплоносителя по ходам (рис. 1).

Трубное пространство теплообменника образуется объемом воды, занимающей распределительную камеру, днище и все теплообменные трубки аппарата. Чем меньше число труб в одном ходе аппарата, тем при заданном расходе теплоносителя выше скорость его движения в трубках аппарата и тем интенсивнее протекает процесс теплоотдачи от стенок трубок аппарата к воде.

Одновременно увеличение скорости воды ведет к росту гидравлических сопротивлений (потерь механической энергии потоком воды). Поэтому выбор рациональной скорости движения теплоносителя (воды) в трубном пространстве теплообменника часто осуществляется на основе экономического расчета.

В [1] значение скорости теплоносителя в трубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников рекомендуется выбирать близкой к 1 м/с.

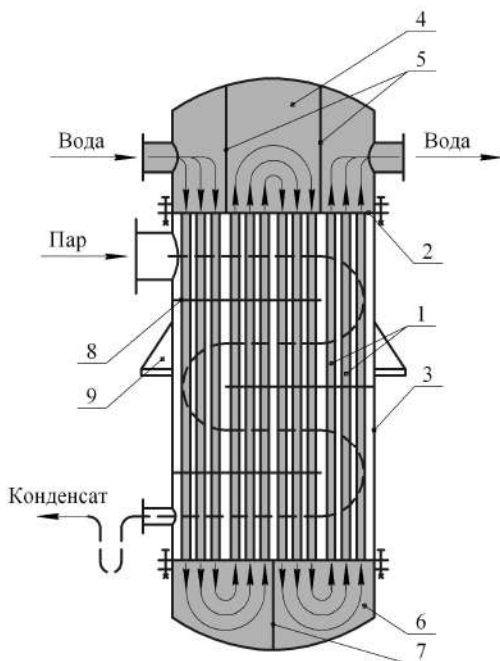


Рис. 1. Схема вертикального многоходового кожухотрубчатого теплообменника

Второй теплоноситель – пар – поступает в межтрубное пространство теплообменника, образованное наружной поверхностью теплообменных труб, внутренней поверхностью кожуха и межтрубной поверхностью трубных решеток. Для фиксации теплообменных труб и интенсификации процесса теплообмена при охлаждении пара и его конденсации в межтрубном пространстве

устанавливают поперечные перегородки 8. Перегретый пар, омывая поперечный пучок теплообменных труб, охлаждается до состояния насыщения, а затем конденсируется на наружной поверхности теплообменных труб. Расчет интенсивности передачи теплоты от пара к воде будем вести по зонам: зона охлаждения перегретого пара до температуры насыщения; зона конденсации (превращение пара в жидкость – конденсат) и зона охлаждения конденсата.

Аппарат крепится в вертикальном положении на специальной раме или в межэтажном перекрытии с помощью лап 9.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Целью теплового расчета является определение необходимой площади теплопередающей поверхности и выбор стандартизованного теплообменника.

Из основного уравнения теплопередачи

$$F = Q / (K \Delta t_{\text{cp}}), \quad (1.1)$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К); Δt_{cp} – средняя разность температур между теплоносителями, К.

При выполнении теплового расчета необходимо определить Q , K , Δt_{cp} .

1.1. Определение тепловой нагрузки аппарата

Тепловой нагрузкой аппарата называется количество теплоты, передаваемой в аппарате от горячего теплоносителя к холодному в единицу времени Q , Дж/с (Вт).

В соответствии с заданием на проектирование горячим теплоносителем является перегретый пар, который сначала охлаждается в теплообменнике до температуры насыщения, затем происходит его конденсация при постоянной температуре (фазовое превращение) и наконец, охлаждение конденсата от температуры насыщения до конечной температуры (рис. 2).

Параметры насыщенного водяного пара определим по заданному давлению $P = 0,16$ МПа. По [11] этому заданному давлению соответствует температура пара $T_n = 112,7^\circ\text{C}$ и скрытая теплота конденсации пара $r = 2227,0 \cdot 10^3$ Дж/кг.

Поскольку пар перегрет на 15°C (в соответствии с заданием на проектирование), то начальная температура перегретого пара $T_{п.п} = T_n + 15 = 112,7 + 15 = 127,7^\circ\text{C}$.

Так как физическая сущность процессов охлаждения перегретого пара до состояния насыщения и конденсации насыщенного пара различна, то тепловой расчет в дальнейшем будем вести отдельно по зонам (зона охлаждения перегретого пара, зона конденсации и зона охлаждения конденсата), а окончательный выбор конструкции аппарата будем вести по суммарной площади поверхностей, определенной для каждой зоны.

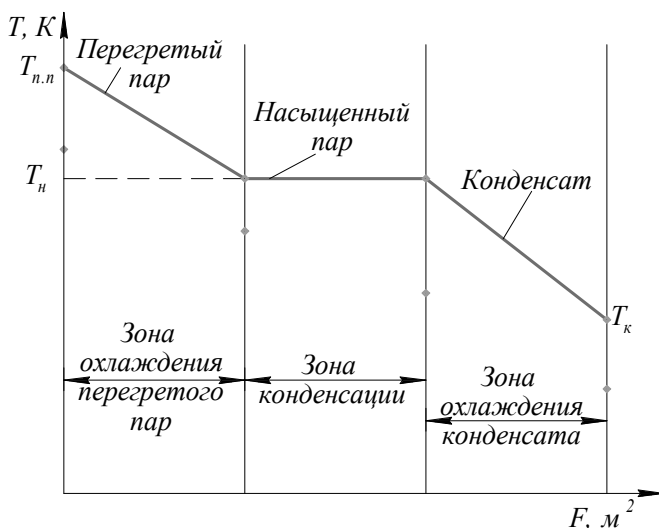


Рис. 2. Схема температурного процесса для горячего теплоносителя – пара

Тепловая нагрузка для зоны охлаждения перегретого пара определится по уравнению

$$Q_1 = G_{п} \cdot c_{п.п} (T_{п.п} - T_n), \quad (1.2)$$

где $G_{\text{п}}$ – массовый расход охлаждаемого пара, кг/с; $c_{\text{п.п}}$ – средняя удельная теплоемкость перегретого пара, Дж/(кг·К); $T_{\text{п.п}}$, $T_{\text{н}}$ – температура перегретого и насыщенного пара соответственно, °С.

Тепловая нагрузка для зоны конденсации определится по уравнению

$$Q_2 = G_{\text{п}} \cdot r, \quad (1.3)$$

где $G_{\text{п}}$ – массовый расход конденсирующегося пара, кг/с; r – скрытая теплота конденсации насыщенного пара, Дж/кг.

Тепловая нагрузка для зоны охлаждения конденсата определится по уравнению

$$Q_3 = G_{\text{п}} \cdot c_{\text{конд}} (T_{\text{н}} - T_{\text{конд}}^{\text{к}}), \quad (1.4)$$

где $G_{\text{п}}$ – массовый расход охлаждаемого конденсата, кг/с; $c_{\text{конд}}$ – средняя удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К); $T_{\text{н}}$, $T_{\text{конд}}^{\text{к}}$ – температура насыщенного пара и конечная температура конденсата, соответственно, °С.

Средняя температура перегретого пара

$$T_{\text{п.п ср}} = \frac{T_{\text{п.п}} + T_{\text{н}}}{2} = \frac{127,7 + 112,7}{2} = 120,2 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

При этой температуре средняя удельная теплоемкость водяного пара $c_{\text{п.п}} = 2206$ Дж/(кг·К).

При средней температуре конденсата

$$T_{\text{конд. ср}} = \frac{T_{\text{н}} + T_{\text{конд}}^{\text{к}}}{2} = \frac{112,7 + 80}{2} = 96,35 \text{ } ^\circ\text{С}$$

средняя удельная теплоемкость конденсата $c_{\text{конд}} = 4215,4$ Дж/(кг·К).

По уравнению (1.2)

$$Q_1 = \frac{4000}{3600} \cdot 2206(127,7 - 112,7) = 36766,7 \text{ Вт.}$$

По уравнению (1.3)

$$Q_2 = \frac{4000}{3600} \cdot 2227 \cdot 10^3 = 2474444,4 \text{ Вт.}$$

По уравнению (1.4)

$$Q_3 = \frac{4000}{3600} \cdot 4215,4(112,7 - 80) = 153159,5 \text{ Вт.}$$

Сопоставляя Q_2 с Q_1 , приходим к выводу, что тепловая нагрузка в зоне конденсации в $\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{2474444,4}{36766,7} = 67,3$ раза превышает тепловую нагрузку в зоне охлаждения перегретого пара.

Сопоставляя Q_3 с Q_1 , приходим к выводу, что тепловая нагрузка в зоне конденсации в $\frac{Q_2}{Q_3} = \frac{2474444,4}{153159,5} = 16,16$ раза превышает тепловую нагрузку в зоне охлаждения конденсата.

Суммарная тепловая нагрузка может быть рассчитана по уравнению

$$Q = (Q_1 + Q_2 + Q_3) \chi, \quad (1.5)$$

где Q_1 , Q_2 , Q_3 – тепловая нагрузка аппарата в зонах охлаждения перегретого пара и конденсации, соответственно, Вт; $\chi = 0,97$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

По уравнению (1.5)

$$Q = (36766,7 + 2474444,4 + 153159,5) 0,97 = 2584439,5 \text{ Вт.}$$

Значение суммарной тепловой нагрузки аппарата используем для определения неизвестного расхода холодного теплоносителя – воды.

1.2. Определение расхода жидкого теплоносителя – воды

Неизвестный расход воды определим из уравнения теплового баланса

$$Q = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} (t_2 - t_1), \quad (1.6)$$

где $G_{\text{в}}$ – массовый расход воды, кг/с; $c_{\text{в}}$ – средняя удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К).

Средняя теплоемкость воды выбирается из [11, 13] при ее средней температуре $t_{\text{ср}} = \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{72 + 12}{2} = 42 \text{ }^\circ\text{C}.$

$$c_{\text{в}} = 4180 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

По уравнению (1.6)

$$G_B = \frac{Q}{c_B (t_2 - t_1)} = \frac{2584439,5}{4180(72 - 12)} = 10,31 \text{ кг/с.}$$

Определим неизвестную температуру воды на границе зон.

1.3. Определение неизвестной температуры воды в зоне конденсации

Выше принято тепловой расчет вести отдельно по зонам. Для этого необходимо значение температуры воды на границе зоны конденсации (рис. 3).

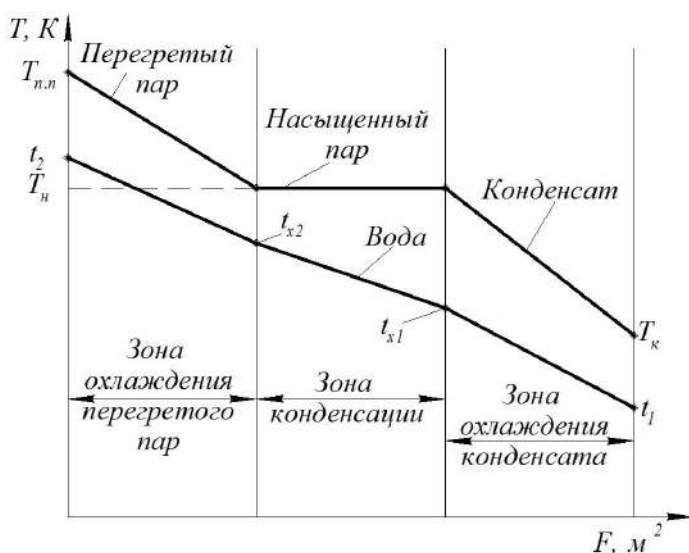


Рис. 3. Схема температурного процесса в теплообменнике

Неизвестные температуры воды на границе зоны конденсации t_{x1} и t_{x2} могут быть найдены из уравнений теплового баланса

$$Q_1 = G_B \cdot c_B (t_2 - t_{x2}) \chi', \quad (1.7)$$

$$Q_2 = G_B \cdot c_B (t_{x2} - t_{x1}) \chi', \quad (1.8)$$

$$Q_3 = G_B \cdot c_B (t_{x1} - t_1) \chi', \quad (1.9)$$

где $\chi' = 1,03$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Принимая среднюю удельную теплоемкость воды $c_b = 4180$ Дж/(кг·К) из уравнения (1.7)

$$t_{x2} = \frac{G_b c_b t_2 - Q_1 / \chi'}{G_b c_b} = \frac{10,31 \cdot 4180 \cdot 72 - 36766,7 / 1,03}{10,31 \cdot 4180} = 71,17^\circ\text{C}.$$

Из уравнения (1.8)

$$\begin{aligned} t_{x2} &= \frac{Q_2 / \chi' + G_b c_b t_{x1}}{G_b c_b} = \\ &= \frac{2474444,4 / 1,03 + 10,31 \cdot 4180 \cdot t_{x1}}{10,31 \cdot 4180} = (55,74495 + t_{x1})^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Из уравнения (1.9)

$$t_{x1} = \frac{G_b c_b t_1 + Q_3 / \chi'}{G_b c_b} = \frac{10,31 \cdot 4180 \cdot 12 + 153159,5 / 1,03}{10,31 \cdot 4180} = 15,45^\circ\text{C}.$$

В связи с тем, что значения неизвестных температур воды на границе зон t_{x1} и t_{x2} , найденные решением трех уравнений

$$\begin{aligned} t_{x2} &= (55,75 + t_{x1})^\circ\text{C}, \\ 71,17 &\approx (55,75 + 15,45), \end{aligned}$$

близки $71,17^\circ\text{C} \approx 71,2^\circ\text{C}$, то для дальнейших расчетов принимаем $t_{x1} = 15,46^\circ\text{C}$ и $t_{x2} = 71,19^\circ\text{C}$.

Одновременно отмечаем, что основное увеличение температуры воды (с $t_1 = 15,46^\circ\text{C}$ до $t_x = 71,19^\circ\text{C}$) происходит в зоне конденсации, незначительное (с $t_1 = 12^\circ\text{C}$ до $t_{x1} = 15,46^\circ\text{C}$) – в зоне охлаждения конденсата и еще более незначительное (с $t_{x2} = 71,19^\circ\text{C}$ до $t_2 = 72^\circ\text{C}$) – в зоне охлаждения перегретого пара.

1.4. Расчет температурного режима теплообменника

Цель расчета – определение средней разности температур $\Delta t_{\text{ср}}$ и средних температур теплоносителей. Их расчет ведем для трех зон:

- для зоны охлаждения перегретого пара;
- для зоны конденсации пара;
- для зоны охлаждения конденсата.

Зона охлаждения перегретого пара. Для расчета средней разности температур используем схему (рис. 4).

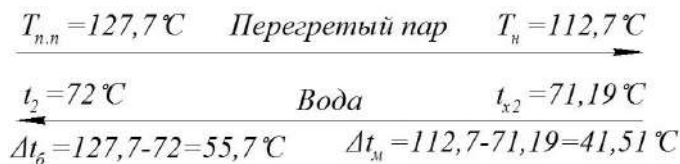


Рис. 4. Схема движения теплоносителей в зоне охлаждения перегретого пара

Отношение $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{55,7}{41,51} = 1,34 < 2$, следовательно,

$$\Delta t_{\text{cp(ox.n)}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \frac{55,7 + 41,51}{2} = 48,6^{\circ}\text{C}.$$

Вода в зоне охлаждения пара изменяет свою температуру на меньшее число градусов, поэтому ее средняя температура [13]

$$t_{\text{cp(ox.n)}} = \frac{t_2 + t_{x2}}{2} = \frac{72 + 71,19}{2} = 71,6^{\circ}\text{C}.$$

Тогда средняя температура пара [13]

$$T_{\text{cp(ox.n)}} = t_{\text{cp(ox.n)}} + \Delta t_{\text{cp(ox.n)}} = 71,6 + 48,6 = 120,2^{\circ}\text{C}.$$

Зона конденсации пара. Для расчета средней разности температур используем схему (рис. 5).

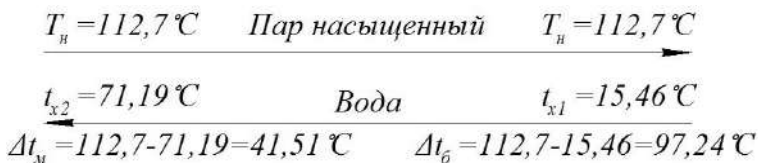


Рис. 5. Схема движения теплоносителей в зоне конденсации

Отношение $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = \frac{97,24}{41,51} = 2,34 > 2$, следовательно,

$$\Delta t_{\text{cp(к)}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{97,24 - 41,51}{\ln \frac{97,24}{41,51}} = 65,47^\circ\text{C}.$$

При конденсации пар превращается в жидкость (конденсат) при постоянной температуре $T_n = T_{\text{cp(к)}} = 112,7^\circ\text{C}$.

Тогда средняя температура воды [13]

$$t_{\text{cp(к)}} = T_{\text{cp(к)}} - \Delta t_{\text{cp(к)}} = 112,7 - 65,47 = 47,23^\circ\text{C}.$$

В зоне конденсации пара его температура не изменяется, поэтому схема движения теплоносителей не оказывает влияния на температурный режим процесса [13].

Зона охлаждения конденсата. Для расчета средней разности температур используем схему (рис. 6).

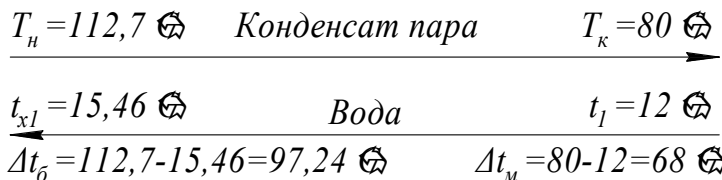


Рис. 6. Схема движения теплоносителей в зоне охлаждения пара

Отношение $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = \frac{97,24}{68} = 1,43 < 2$, следовательно,

$$\Delta t_{\text{cp(ох.к)}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2} = \frac{97,24 + 68}{2} = 82,62^\circ\text{C}.$$

Вода в зоне охлаждения конденсата изменяет свою температуру, поэтому ее средняя температура

$$t_{\text{cp(ох.к)}} = \frac{t_l + t_{xl}}{2} = \frac{12 + 15,46}{2} = 13,73^\circ\text{C}.$$

Тогда средняя температура конденсата [13]

$$T_{\text{cp(ох.к)}} = t_{\text{cp(ох.к)}} + \Delta t_{\text{cp(ох.к)}} = 13,73 + 82,62 = 96,35^\circ\text{C}.$$

Предполагая, что в результате расчета процесса будет выбран многоходовой кожухотрубчатый теплообменный аппарат, уточним расчетные параметры процесса ($\Delta t_{\text{ср (ох.п)}}$, $t_{\text{ср (ох.п)}}$, $T_{\text{ср (ох.п)}}$) для каждой из трех зон: зоны охлаждения перегретого пара, зоны конденсации и зоны охлаждения конденсата.

Зона охлаждения перегретого пара. Среднюю разность температур определим по формуле

$$\Delta t_{\text{ср (ох)}} = \Delta t_{\text{ср (ох.п) прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t},$$

где $\Delta t_{\text{ср (ох) прот}}$ – температурный напор в зоне охлаждения пара, рассчитанный для противоточной схемы, °C, $\Delta t_{\text{ср (ох.п) прот}} = 48,6^\circ\text{C}$; $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на схему движения теплоносителей, $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$; P, R – вспомогательные величины.

$$P = \frac{t_2 - t_x}{T_{\text{п.п}} - t_x} = \frac{72,0 - 71,19}{127,7 - 71,19} = 0,0143;$$

$$R = \frac{T_{\text{п.п}} - T_{\text{н}}}{t_2 - t_x} = \frac{127,7 - 112,7}{72,0 - 71,19} = 18,52.$$

Обращаясь к соответствующему графику (рис. 1.3) [11], приходим к выводу, что поправка $\varepsilon_{\Delta t} = 1$. Следовательно, расчетные параметры процесса для зоны охлаждения пара определены верно и могут быть использованы в дальнейших расчетах.

Зона конденсации. Среднюю разность температур определим по формуле

$$\Delta t_{\text{ср (к)}} = \Delta t_{\text{ср (к) прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t},$$

где $\Delta t_{\text{ср (к) прот}}$ – температурный напор в зоне конденсации, рассчитанный для противоточной схемы, °C, $\Delta t_{\text{ср (к) прот}} = 65,47^\circ\text{C}$; $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на схему движения теплоносителей, $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$; P, R – вспомогательные величины.

$$P = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{T_n - t_{x1}} = \frac{71,19 - 15,46}{112,7 - 15,46} = 0,573 ;$$

$$R = \frac{T_n - T_n}{t_{x2} - t_{x1}} = \frac{112,7 - 112,7}{71,19 - 15,46} = 0 .$$

Обращаясь к соответствующему графику (см. рис. 1.3) [11], приходим к выводу, что поправка $\varepsilon_{\Delta t} = 1$. Поэтому расчетные параметры процесса для зоны конденсации определены верно и могут быть использованы в дальнейших расчетах.

Зона охлаждения конденсата. Среднюю разность температур определим по формуле

$$\Delta t_{\text{ср(ох.к)}} = \Delta t_{\text{ср(ох.к)прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} ,$$

где $\Delta t_{\text{ср(ох.к) прот}}$ – температурный напор в зоне охлаждения конденсата, рассчитанный для противоточной схемы, °С, $\Delta t_{\text{ср(ох.к) прот}} = 82,62^\circ\text{C}$; $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на схему движения теплоносителей, $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$; P, R – вспомогательные величины.

$$P = \frac{t_{x1} - t_1}{T_n - t_1} = \frac{15,46 - 12}{112,7 - 12} = 0,0344 ;$$

$$R = \frac{T_n - T_k}{t_{x1} - t_1} = \frac{127,7 - 80}{15,46 - 12} = 9,451 .$$

Обращаясь к соответствующему графику (рис. 1.3) [11], приходим к выводу, что поправка $\varepsilon_{\Delta t} = 1$. Следовательно, расчетные параметры процесса для зоны охлаждения конденсата определены верно и могут быть использованы в дальнейших расчетах.

1.5. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей

Теплофизические свойства теплоносителей определяем при их средних температурах из справочной литературы [11] и заносим в таблицу 1.

Таблица 1

Теплофизические свойства теплоносителей

Пространство и процесс	Физические величины	Обознач.	Числовые значения
1	2	3	4
Зона охлаждения пара			
Трубное пространство – нагревание воды [11]	Средняя температура воды, °С. Плотность, кг/м ³ . Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К). Теплопроводность, Вт/(м·К). Динамическая вязкость, Па·с. Кинематическая вязкость, м ² /с. Число Прандтля	$t_{cp} (ox.n)$ ρ_2 C_2 λ_2 μ_2 ν_2 Pr_2	71,6 977,04 4190 0,669 $397,84 \cdot 10^{-6}$ $0,407 \cdot 10^{-6}$ 2,4956
1	2	3	4
Межтрубное пространство – охлаждение пара [11, 13]	Средняя температура, °С. Плотность кг/м ³ . Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К). Теплопроводность, Вт/(м·К). Динамическая вязкость, Па·с. Кинематическая вязкость, м ² /с. Число Прандтля	T_{cp} (ox.n) ρ_1 C_1 λ_1 μ_1 ν_1 Pr_1	120,2 1,121 2206 0,0259 $1,2847 \cdot 10^{-6}$ $1,146 \cdot 10^{-6}$ 1,09
Зона конденсации пара			
Трубное пространство – нагревание воды [11, 13]	Средняя температура воды, °С. Плотность, кг/м ³ . Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К). Теплопроводность, Вт/(м·К). Динамическая вязкость, Па·с. Кинематическая вязкость, м ² /с. Число Прандтля	$t_{cp} (к)$ ρ_2 C_2 λ_2 μ_2 ν_2 Pr_2	47,23 990,77 4180 0,6441 $578,9 \cdot 10^{-6}$ $0,5848 \cdot 10^{-6}$ 3,753
Межтрубное пространство – конденсация пара [11, 13]	Температура конденсации, °С. Плотность кг/м ³ . Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К). Теплопроводность, Вт/(м·К). Динамическая вязкость, Па·с. Кинематическая вязкость, м ² /с. Число Прандтля	$T_{cp} (к)$ ρ_1 C_1 λ_1 μ_1 ν_1 Pr_1	112,7 948,8 4230 0,6852 $249,3 \cdot 10^{-6}$ $0,261 \cdot 10^{-6}$ 1,54
Зона охлаждения конденсата			
Трубное пространство – нагревание воды [11]	Средняя температура воды, °С. Плотность, кг/м ³ . Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К). Теплопроводность, Вт/(м·К). Динамическая вязкость, Па·с. Кинематическая вязкость, м ² /с. Число Прандтля	$t_{cp} (ox.в)$ ρ_2 C_2 λ_2 μ_2 ν_2 Pr_2	13,73 999,254 4190 0,584 $1194,4 \cdot 10^{-6}$ $1,1953 \cdot 10^{-6}$ 8,655
Межтрубное пространство – охлаждение конденсата [11, 13]	Средняя температура, °С. Плотность кг/м ³ . Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К). Теплопроводность, Вт/(м·К). Динамическая вязкость, Па·с. Кинематическая вязкость, м ² /с. Число Прандтля	T_{cp} (ox.к) ρ_1 C_1 λ_1 μ_1 ν_1 Pr_1	96,35 960,555 4215,4 0,682 $294 \cdot 10^{-6}$ $0,3063 \cdot 10^{-6}$ 1,823

Индекс 1 придается горячему теплоносителю, 2 – холодному.

1.6. Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата. Выбор конструкции аппарата и материалов для его изготовления

Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата выполним по ориентировочно выбранным из таблицы 1.2 коэффициентам теплопередачи:

- для зоны охлаждения пара – $K_{\text{ох.п}} \approx 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- для зоны конденсации пара – $K_{\text{к}} \approx 900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- для зоны охлаждения конденсата – $K_{\text{ох.к}} \approx 250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Значения тепловых нагрузок в зонах:

- охлаждения пара

$$Q_{\text{ох.п}} = \frac{Q_1}{\chi} = \frac{36766,7}{1,03} = 35695,8 \text{ Вт};$$

- конденсации пара

$$Q_{\text{к}} = \frac{Q_2}{\chi} = \frac{2474444,4}{1,03} = 2402313,2 \text{ Вт};$$

- охлаждения конденсата

$$Q_{\text{ох.конд}} = \frac{Q_1}{\chi} = \frac{153159,5}{1,03} = 148698,5 \text{ Вт}.$$

Средние температурные напоры в зонах:

- охлаждения пара $\Delta t_{\text{ср (ох)}} = 48,6 \text{ }^\circ\text{C}$;
- конденсации пара $\Delta t_{\text{ср (к)}} = 65,47 \text{ }^\circ\text{C}$;
- охлаждения конденсата $\Delta t_{\text{ср (ох.к)}} = 82,62 \text{ }^\circ\text{C}$.

По уравнению (1)

$$F_{\text{ох.п}} = \frac{Q_{\text{ох}}}{K_{\text{ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср (ох)}}} = \frac{35695,8}{50 \cdot 48,6} = 14,7 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{K_{\text{к}} \cdot \Delta t_{\text{ср (к)}}} = \frac{2402313,2}{900 \cdot 65,47} = 40,77 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{ох.к}} = \frac{Q_{\text{ох}}}{K_{\text{ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср (ох.к)}}} = \frac{148698,5}{250 \cdot 82,62} = 7,2 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поверхности аппарата

$$F = F_{\kappa} + F_{\text{ох.п}} + F_{\text{ох.конд}} = 40,77 + 14,7 + 7,2 = 62,67 \text{ м}^2.$$

Такой площади поверхности аппарата соответствуют следующие кожухотрубчатые теплообменники (табл. 1.8):

– одноходовой с диаметром кожуха 600 мм и числом труб 257 шт. (при длине трубок 4000 мм $F = 83,2 \text{ м}^2$);

– двухходовой с диаметром кожуха 600 мм и числом труб 240 шт. (при длине трубок 4000 мм $F = 77,9 \text{ м}^2$);

– четырехходовой с диаметром кожуха 600 мм и числом труб 214 шт. (при длине трубок 4000 мм $F = 67,2 \text{ м}^2$);

– шестиходовой с диаметром кожуха 600 мм и числом труб 193 шт. (при длине трубок 6000 мм $F = 90,9 \text{ м}^2$).

Определим скорость движения воды в теплообменных трубках выбранных теплообменных аппаратов. Из уравнения расхода

$$v_t = \frac{4V_{\text{в}}}{\pi d_t^2 \frac{n_t}{n_x}}, \quad (1.10)$$

где $V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{10,31}{990,77} = 0,0104$ – объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$;

$d_t = 0,021 \text{ м}$ – внутренний диаметр теплообменной трубки, м;

n_t – число труб в теплообменнике, шт.; n_x – число ходов в теплообменнике, шт.

По формуле (1.10)

$$\text{– одноходовой } v_t = \frac{4 \cdot 0,0104}{3,14 \cdot 0,021^2 \frac{257}{1}} = 0,117 \text{ м/с};$$

$$\text{– двухходовой } v_t = \frac{4 \cdot 0,0104}{3,14 \cdot 0,021^2 \frac{248}{2}} = 0,242 \text{ м/с};$$

$$\text{– четырехходовой } v_t = \frac{4 \cdot 0,0104}{3,14 \cdot 0,021^2 \frac{214}{4}} = 0,562 \text{ м/с};$$

$$\text{– шестиходовой } v_t = \frac{4 \cdot 0,0104}{3,14 \cdot 0,021^2 \frac{193}{6}} = 0,934 \text{ м/с}.$$

Наиболее близка к рекомендуемой скорости $v_t \approx 1,0$ м/с [11] скорость движения воды в трубках шестиходового теплообменника. Для дальнейших расчетов выбираем конструкцию вертикального шестиходового кожухотрубчатого теплообменника с диаметром кожуха 600 мм, длиной теплообменных труб 6000 мм, числом теплообменных труб 193 шт. и площадью поверхности теплопередачи $F = 90,9$ м².

Диаметр теплообменных трубок 25×2 мм (внутренний диаметр трубок 0,021 м).

Так как теплоносителями в аппарате является вода и водяной пар, то выбираем группу материального исполнения теплообменника М1:

- кожух, распределительная камера и крышки – СтЗсп;
- теплообменные трубы – Сталь 20.

Коэффициент теплопроводности материала теплообменных труб – $\lambda_{ст} = 46,5$ Вт/(м·К).

1.7. Приближенный расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов теплопередачи

Расчет коэффициентов теплоотдачи по формулам и уравнениям, не учитывающим влияние температур поверхностей стенок теплообменных труб, называется приближенным.

Расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи будем вести отдельно по зонам.

Зона охлаждения пара. Перегретый пар следует считать газом. В зоне охлаждения пара до состояния насыщения он от входа через паровой штуцер в межтрубное пространство теплообменника омывает пучок теплообменных труб. При движении в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками значение числа Рейнольдса рассчитывают по формуле [11, 14]

$$Re = v d_n / \nu, \quad (1.11)$$

где v – средняя скорость движения теплоносителя в приведенном сечении межтрубного пространства теплообменника, м/с;

d_n – наружный диаметр теплообменных труб, м; ν – кинематическая вязкость теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$.

Скорость движения теплоносителя в приведенном сечении межтрубного пространства теплообменника вычисляют по формуле [13]

$$v = V_n / S_{\text{прив}}, \quad (1.12)$$

где V_n – объемный расход перегретого пара (теплоносителя), поступающий в межтрубное пространство теплообменника, $\text{м}^3/\text{с}$; $S_{\text{прив}}$ – приведенное сечение межтрубного пространства теплообменного теплообменника с поперечными перегородками, м^2 .

Приведенное сечение межтрубного пространства теплообменного аппарата с поперечными перегородками рассчитывают по формуле [13]

$$S_{\text{прив}} = \frac{S_{\text{мпр}} h \psi}{l_{\text{прив}}}, \quad (1.13)$$

где $S_{\text{мпр}}$ – площадь поперечного сечения межтрубного пространства теплообменника без перегородок, м^2 ; h – расстояние между поперечными перегородками в межтрубном пространстве теплообменника, м; ψ – коэффициент, учитывающий сужение сечения в межтрубном пространстве в виду наличия труб; $l_{\text{прив}}$ – приведенная длина пути теплоносителя между перегородками, м.

Площадь поперечного сечения межтрубного пространства теплообменника без перегородок [5]

$$S_{\text{мпр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - n d_n^2), \quad (1.14)$$

где D – внутренний диаметр кожуха аппарата, м; n – число теплообменных труб в аппарате, шт.; d_n – наружный диаметр теплообменных труб в аппарате, м.

Коэффициент ψ , учитывающий сужение сечения ввиду наличия труб, находят по уравнению [5]

$$\psi = \frac{1 - (d_n / t)}{1 - 0,9 (d_n / t)^2}, \quad (1.15)$$

где t – шаг расположения труб в трубной решетке теплообменника, м.

Принимаем сегментные перегородки в межтрубном пространстве. Приведенную длину пути теплоносителя между сегментными перегородками определяют по формуле [13]

$$l_{\text{прив}} = h + D - \frac{4}{3}b, \quad (1.16)$$

где b – высота вырезанного сегмента, м.

Величина h и b обозначены на рисунке 4 [13].

Высоту вырезанного сегмента (рис. 7) рассчитывают по формуле [13]

$$b = \sqrt{2} h \psi. \quad (1.17)$$

При шаге расположения труб в трубной решетке теплообменника $t = 32$ мм (диаметр теплообменных труб 25×2 мм) коэффициент ψ находят по формуле (15)

$$\psi = \frac{1 - (d_n / t)}{1 - 0,9(d_n / t)^2} = \frac{1 - \frac{0,025}{0,032}}{1 - 0,9\left(\frac{0,025}{0,032}\right)^2} = 0,4854.$$

Расстояние между перегородками принимаем минимальным и равным $h = 0,8$ м [11], тогда высота вырезанного сегмента по формуле (1.17)

$$b = \sqrt{2} h \psi = \sqrt{2} \cdot 0,8 \cdot 0,4854 = 0,5492.$$

Приведенная длина пути теплоносителя по формуле (1.16)

$$l_{\text{прив}} = h + D - \frac{4}{3}b = 0,8 + 0,6 - \frac{4}{3} \cdot 0,5492 = 0,6677 \text{ м.}$$

Площадь поперечного сечения межтрубного пространства по формуле (1.14)

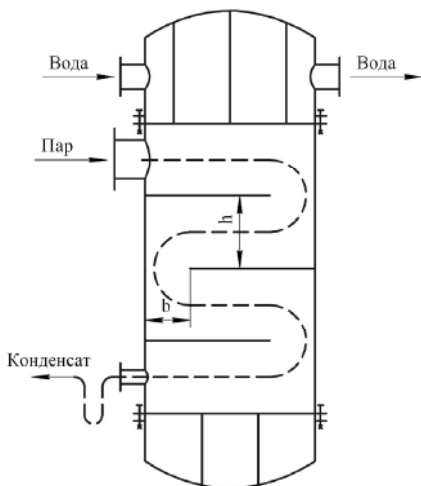


Рис. 7. Устройство поперечных сегментных перегородок

$$S_{\text{мпр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - n d_n^2) = \frac{3,14}{4} (0,6^2 - 193 \cdot 0,025^2) = 0,1879 \text{ м}^2.$$

Приведенное сечение межтрубного пространства теплообменника по формуле (1.13)

$$S_{\text{прив}} = \frac{S_{\text{мпр}} h \psi}{l_{\text{прив}}} = \frac{0,1879 \cdot 0,8 \cdot 0,4854}{0,6677} = 0,10927 \text{ м}^2.$$

Объемный расход перегретого пара, поступающего в межтрубное пространство теплообменника

$$V_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} = \frac{1,11}{1,121} = 0,99 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения перегретого пара в приведенном сечении межтрубного пространства теплообменника по формуле (1.12)

$$v = \frac{V_{\text{п}}}{S_{\text{прив}}} = \frac{0,99}{0,10927} = 9,06 \text{ м/с}.$$

Полученное значение скорости движения перегретого пара находится в пределах допустимых значений [11].

Режим движения перегретого пара в межтрубном пространстве теплообменника установим, вычислив Re по формуле (1.11)

$$\text{Re} = \frac{9,06 \cdot 0,025}{1,146 \cdot 10^{-6}} = 197644.$$

Теплообменные трубы в трубных решетках выбранного для расчета теплообменника размещены по сторонам правильных шестиугольников (вершинах равносторонних треугольников).

Для расчета интенсивности теплоотдачи от газа к поверхности теплообменных труб, расположенных в теплообменнике в шахматном порядке в [2] рекомендуется уравнение

$$\text{Nu} = 0,356 \text{Re}^{0,6} \varepsilon_{\phi}, \quad (1.18)$$

где $\varepsilon_{\phi} = 0,6$ – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки при обтекании паром труб [11].

По формуле (1.18) рассчитываем число Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,356 \cdot 197644^{0,6} \cdot 0,6 = 321,46,$$

тогда

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{d_{\text{н}}} = \frac{321,46 \cdot 0,0259}{0,025} = 333,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Режим движения воды в трубках в зоне охлаждения пара установим, вычислив число Рейнольдса по формуле (1.11)

$$Re = \frac{0,934 \cdot 0,021}{0,407 \cdot 10^{-6}} = 48191,7.$$

Так как режим движения воды турбулентный ($Re > 4000$), то интенсивность теплоотдачи от стенки трубок к воде описывается приближенным уравнением

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43}$$

$$Nu = 0,021 \cdot 48191,7^{0,8} \cdot 2,4956^{0,43} = 173,5,$$

тогда

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{173,5 \cdot 0,669}{0,021} = 5527,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для расчета коэффициента теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, через тонкостенную цилиндрическую стенку ($d_{\text{вн}} > 0,5 d_{\text{нар}}$) с достаточной степенью точности применяют формулу для плоской поверхности [11, 14]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\sum r_{\text{ст}}$ – сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений по ее стороны (со стороны горячего и со стороны холодного теплоносителей), $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

Термические сопротивления стенки и загрязнений рассчитывают по формуле [11]

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{загр1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{загр2}}, \quad (1.19)$$

где $r_{\text{загр1}}$, $r_{\text{загр2}}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$\delta_{\text{ст}} = 0,002$ м – толщина теплопередающей поверхности стенки (теплообменной трубы диаметром 25×2 мм); $\lambda_{\text{ст}} = 46,5$ Вт/(м·К) – теплопроводность материала трубок (стали 20).

Термические сопротивления загрязнений стенки выбираем по [11]: со стороны перегретого пара – $r_{\text{загр1}} = \frac{1}{5800} = 0,000172$ м²·К/Вт, со стороны охлаждающей воды (хорошего качества) $r_{\text{загр2}} = \frac{1}{4500} = 0,000222$ м²·К/Вт.

Суммарные термические сопротивления стенки и загрязнений по формуле (1.19)

$$\sum r_{\text{ст}} = 0,000172 + \frac{0,002}{46,5} + 0,000222 = 4,37 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Тогда, коэффициент теплопередачи в зоне охлаждения пара рассчитывается по формуле (1.1)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{333,03} + 0,000437 + \frac{1}{5527,2}} = 276,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необходимая площадь поверхности теплопередачи в зоне охлаждения пара

$$F_{\text{ок.п}} = \frac{35695,8}{276,2 \cdot 48,6} = 2,66 \text{ м}^2.$$

Зона конденсации пара. Для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации насыщенного пара на вертикальных трубах широко используется теоретическая формула Нуссельта [1, 2]

$$\alpha_1 = 1,764 \lambda_2 \sqrt[3]{\frac{\rho_2^2 g d_n n}{\mu_2 G}}, \quad (1.20)$$

где $G = \frac{4000}{3600} = 1,11$ кг/с – массовый расход конденсирующегося пара; $d_n = 0,025$ м – наружный диаметр теплообменных труб; $n = 193$ шт. – число теплообменных трубок; λ_2, ρ_2, μ_2 – тепло-

проводность, плотность и вязкость конденсата соответственно, Вт/(м·К), кг/м³, Па·с, при температуре конденсации 112,7°C.

По формуле (1.20)

$$\alpha_1 = 1,764 \cdot 0,6852 \cdot \sqrt[3]{\frac{948,8^2 \cdot 9,81 \cdot 0,025 \cdot 193}{249,3 \cdot 10^{-6} \cdot 1,11}} = 6478,47 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Для выбора уравнения, описывающего интенсивность теплоотдачи от стенки трубок теплообменника к протекающей в них воде необходимо установить режим движения воды, рассчитав число (критерий) Рейнольдса по формуле [8, 14]

$$\text{Re} = \frac{v_t d}{\nu_2}, \quad (1.21)$$

где v_t – средняя скорость движения воды в трубках теплообменника, м/с; d – внутренний диаметр трубки, м; ν_2 – кинематическая вязкость, м²/с.

По формуле (1.21)

$$\text{Re} = \frac{0,934 \cdot 0,021}{0,5848 \cdot 10^{-6}} = 33539,7.$$

Так как $\text{Re} > 4000$, то режим движения турбулентный [14]. Для расчета процесса теплоотдачи в закрытых каналах при турбулентном режиме движения без учета влияния температуры поверхности стенки рекомендуется уравнение [11]

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43}, \quad (1.22)$$

где $\text{Nu}_2 = \frac{\alpha_2 d}{\lambda_2}$ – число Нуссельта, характеризующее интенсивность теплоотдачи на границе теплоносителя со стенкой; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубок к воде, Вт/(м²·К); d – внутренний диаметр теплообменной трубки, м; λ_2 – коэффициент теплопроводности теплоносителя (воды), Вт/(м·К).

По формуле (1.22)

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot 33539,7^{0,8} \cdot 3,753^{0,43} = 154,76,$$

тогда

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{154,76 \cdot 0,6441}{0,021} = 4746,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для расчета коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·К), через тонкостенную цилиндрическую стенку ($d_{\text{вн}} > 0,5 d_{\text{нар}}$) с достаточной степенью точности применяют формулу для плоской поверхности [11]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м²·К); $\sum r_{\text{ст}}$ – сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений по ее стороны (со стороны горячего и со стороны холодного теплоносителей), м²·К/Вт;

Термические сопротивления стенки и загрязнений рассчитывают по формуле [11, 13]

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{загр1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{загр2}},$$

где $r_{\text{загр1}}$, $r_{\text{загр2}}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей, м²·К/Вт; $\delta_{\text{ст}} = 0,002$ м – толщина теплопередающей поверхности стенки (теплообменной трубой диаметром 25×2 мм); $\lambda_{\text{ст}} = 46,5$ Вт/(м·К) – теплопроводность материала трубок (стали 20).

Термические сопротивления загрязнений стенки выбираем по [11]: со стороны конденсирующегося пара –

$r_{\text{загр1}} = \frac{1}{5800} = 0,000172$ м²·К/Вт, со стороны охлаждающей воды (хорошего качества) $r_{\text{загр2}} = \frac{1}{4500} = 0,000222$ м²·К/Вт.

Суммарные термические сопротивления стенки и загрязнений по формуле (1.19)

$$\sum r_{\text{ст}} = 0,000172 + \frac{0,002}{46,5} + 0,000222 = 4,37 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации по формуле

$$K_{\text{к}} = \frac{1}{\frac{1}{6478,47} + 0,000437 + \frac{1}{4746,7}} = 1246,84 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Необходимая площадь поверхности теплопередачи в зоне конденсации пара по формуле (1.1)

$$F_{\text{к}} = \frac{2402313,2}{1246,84 \cdot 65,47} = 29,43 \text{ м}^2.$$

Зона охлаждения конденсата. При шаге расположения труб в трубной решетке теплообменника $t = 32$ мм (диаметр теплообменных труб 25×2 мм) коэффициент ψ по формуле (1.15)

$$\psi = \frac{1 - (d_{\text{н}} / t)}{1 - 0,9(d_{\text{н}} / t)^2} = \frac{1 - (0,025 / 0,032)}{1 - 0,9(0,025 / 0,032)^2} = 0,4854.$$

Расстояние между перегородками принимаем минимальным и равным $h = 0,8$ м [11], тогда высота вырезанного сегмента по формуле (1.17)

$$b = \sqrt{2} h \psi = \sqrt{2} \cdot 0,8 \cdot 0,4854 = 0,5492.$$

Приведенная длина пути теплоносителя по формуле (1.16)

$$l_{\text{прив}} = h + D - \frac{4}{3}b = 0,8 + 0,6 - \frac{4}{3} \cdot 0,5492 = 0,6677 \text{ м}.$$

Площадь поперечного сечения межтрубного пространства по формуле (1.14)

$$S_{\text{мпр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - n d_{\text{н}}^2) = \frac{3,14}{4} (0,6^2 - 193 \cdot 0,025^2) = 0,1879 \text{ м}^2.$$

Приведенное сечение межтрубного пространства теплообменника по формуле (1.13)

$$S_{\text{прив}} = \frac{S_{\text{мпр}} h \psi}{l_{\text{прив}}} = \frac{0,1879 \cdot 0,8 \cdot 0,4854}{0,6677} = 0,10927 \text{ м}^2.$$

Объемный расход конденсата, поступающего в межтрубное пространство теплообменника

$$V_{\pi} = \frac{G_{\pi}}{\rho_{\text{конд}}} = \frac{1,11}{960,555} = 0,00115558 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения конденсата в приведенном сечении межтрубного пространства теплообменника по формуле (1.11)

$$v = \frac{V_{\pi}}{S_{\text{прив}}} = \frac{0,00115558}{0,10927} = 0,0106 \text{ м/с}.$$

Полученное значение скорости движения конденсата находится в пределах допустимых значений [11, 13].

Режим движения конденсата в межтрубном пространстве теплообменника вычислим, рассчитав число Рейнольдса по формуле (1.10)

$$\text{Re} = \frac{0,0106 \cdot 0,025}{0,3063 \cdot 10^{-6}} = 865,2.$$

Теплообменные трубы в трубных решетках выбранного для расчета теплообменника размещены по сторонам правильных шестиугольников (вершинах равносторонних треугольников).

Для расчета интенсивности теплоотдачи от конденсата к поверхности теплообменных труб, расположенных в теплообменнике в шахматном порядке, при $\text{Re} < 1000$ в [11, 13] рекомендуется уравнение

$$\text{Nu} = 0,56 \varepsilon_{\varphi} \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (1.23)$$

где ε_{φ} – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки φ при обтекании конденсатом труб ($\varepsilon_{\varphi} = 0,6$ – для аппаратов с многократно перекрестным движением конденсата в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками) [11].

По формуле (1.23) рассчитываем число Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,56 \cdot 0,6 \cdot 865,2^{0,5} \cdot 1,823^{0,36} \left(\frac{1,823}{3,2578} \right)^{0,25} = 10,61,$$

где $\text{Pr}_{\text{ст}} = 3,2578$ – число Прандтля стенки при приближенной температуре

$$t_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{ср(ох.к)}} + t_{\text{ср(ох.в)}}}{2} = \frac{96,35 + 13,73}{2} = 55,04 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_1}{d_{\text{н}}} = \frac{10,61 \cdot 0,682}{0,025} = 289,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Режим движения воды в трубках в зоне охлаждения конденсата установим, вычислив число Рейнольдса по формуле (1.11)

$$\text{Re} = \frac{0,934 \cdot 0,021}{1,1953 \cdot 10^{-6}} = 16409,3 ,$$

где $\nu = 1,1953 \cdot 10^{-6}$ – кинематическая вязкость воды в теплообменных трубках при температуре $13,73^\circ\text{C}$.

Так как режим движения воды турбулентный ($\text{Re} > 4000$), то интенсивность теплоотдачи от стенки трубок к воде описывается приближенным уравнением (1.22)

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,021 \text{ Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 16409,3^{0,8} \cdot 8,655^{0,43} \left(\frac{8,655}{3,2578} \right)^{0,25} = 159,74, \end{aligned}$$

тогда

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{159,74 \cdot 0,584}{0,021} = 4442,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Для расчета коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·К), через тонкостенную цилиндрическую стенку ($d_{\text{вн}} > 0,5 d_{\text{нар}}$) с достаточной степенью точности применяют формулу для плоской поверхности [11, 13]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к стенке, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному

теплоносителю, Вт/(м²·К); $\sum r_{\text{ст}}$ – сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений по ее стороны (со стороны горячего и со стороны холодного теплоносителей), м²·К/Вт;

Термические сопротивления стенки и загрязнений рассчитывают по формуле [14]

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{загр1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{загр2}},$$

где $r_{\text{загр1}}$, $r_{\text{загр2}}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей, м²·К/Вт; $\delta_{\text{ст}} = 0,002$ м – толщина теплопередающей поверхности стенки (теплообменной трубой диаметром 25×2 мм); $\lambda_{\text{ст}} = 46,5$ Вт/(м·К) – теплопроводность материала трубок (стали 20).

Термические сопротивления загрязнений стенки выбираем по [2]: со стороны конденсата – $r_{\text{загр1}} = \frac{1}{5800} = 0,000172$ м²·К/Вт, со стороны охлаждающей воды (хорошего качества) – $r_{\text{загр2}} = \frac{1}{4500} = 0,000222$ м²·К/Вт.

Суммарные термические сопротивления стенки и загрязнений по формуле (1.19)

$$\sum r_{\text{ст}} = 0,000172 + \frac{0,002}{46,5} + 0,000222 = 4,37 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Тогда коэффициент теплопередачи в зоне охлаждения конденсата рассчитывается по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{289,5} + 0,000437 + \frac{1}{4442,3}} = 242,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необходимая площадь поверхности теплопередачи в зоне охлаждения конденсата

$$F_{\text{ох.к}} = \frac{148698,5}{242,9 \cdot 82,62} = 7,41 \text{ м}^2.$$

Суммарная необходимая площадь поверхности теплопередачи, определяемая приближенным расчетом

$$F = F_{\text{ох.п}} + F_{\text{к}} + F_{\text{ох.к}} = 2,66 + 29,43 + 7,41 = 39,5 \text{ м}^2.$$

Такой площади поверхности отвечает конструкция, выбранного в ориентировочном расчете шестиходового кожухотрубчатого теплообменника диаметром кожуха 600 мм, числом труб $n = 193$ шт. и с длиной теплообменных труб 3000 мм, который имеет площадь поверхности $F = 45,5 \text{ м}^2$.

1.8. Уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи. Окончательный выбор теплообменного аппарата

Расчет коэффициентов теплоотдачи с учетом температур поверхностей стенки теплообменной трубки называется уточненным. Температуры поверхностей стенки при этом рассчитывают методом последовательных приближений исходя из того, что при установившемся процессе теплопередачи удельные тепловые потоки по обе стороны стенки (со стороны горячего и холодного теплоносителей) отличаются не более 5% [11, 14].

Уточненный расчет выполним отдельно для каждой из зон.

Зона охлаждения пара. В [11] утверждается, что для газов отношение $\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} = 1$, так как они являются зависимыми только от

атомности газа. Поскольку перегретый водяной пар является газом, то выполнение уточненного расчета для зоны охлаждения пара становится невозможным и нецелесообразным. В связи с вышеизложенным воспользуемся результатами приближенного расчета зоны охлаждения пара, отраженными на рисунке 1.9.

Итак, площадь поверхности теплопередачи в зоне охлаждения пара $F_{\text{ох.п}} = 2,66 \text{ м}^2$.

Зона конденсации пара. Для первого приближения значение температуры стенки со стороны горячего теплоносителя (конденсирующегося пара при температуре насыщения $112,7^\circ\text{C}$), рассчитывают по формуле

$$(t_{\text{ст1}})_1 = T_{\text{н}} - (q_{\text{к}} / \alpha_1) = 112,7 - \frac{81630,6}{6478,47} = 100,1^\circ\text{C},$$

где q – удельная тепловая нагрузка, определяемая по формуле

$$q_k = K_k \Delta t_{cp(k)} = 1246,84 \cdot 65,47 = 81630,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке с учетом температуры стенки $(t_{ст1})_I$ воспользуемся формулой [11]

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda_1^3 \rho_1^2 r g}{\mu_1 \Delta t H}}, \quad (1.24)$$

где H – высота теплообменных труб, на которых конденсируется пар, м; Δt – разность температур пара и стенки, °C; r – скрытая теплота конденсации пара, Дж/кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести; λ_1, ρ_1, μ_1 – теплопроводность, плотность, динамическая вязкость конденсата, образующегося из пара при температуре пленки, равной

$$t_{пл} = \frac{T_H + (t_{ст1})_I}{2} = \frac{112,7 + 100,1}{2} = 106,4 \text{ °C}.$$

При температуре пленки конденсата $t_{пл} = 106,4 \text{ °C}$ [11, 13]:
 $\lambda_1 = 0,68428 \text{ Вт/(м·K)}$, $\rho_1 = 953,5 \text{ кг/м}^3$, $\mu_1 = 265,36 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с}$.

Разность температур пара и стенки

$$\Delta t = 112,7 - 100,1 = 12,6 \text{ °C}.$$

По формуле (1.24)

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{0,68428^3 \cdot 953,5^2 \cdot 2227 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{265,36 \cdot 10^{-6} \cdot 12,6 \cdot 3}} = 5771,64 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны конденсирующегося пара

$$(q_1)_I = \alpha_1 \Delta t = 5771,64 \cdot 12,6 = 72722,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура поверхности стенки со стороны воды

$$(t_{ст2})_I = (t_{ст1})_I - \sum r_{ст} \cdot (q_1)_I = 100,1 - 0,000437 \cdot 72722,7 = 68,32 \text{ °C}.$$

При этой же температуре для воды [11] $Pr_{ст} = 2,6222$.

Влияние температуры поверхности стенки на интенсивность теплоотдачи от стенки к воде учитывается отношением

$$\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \text{ добавляемым к формуле (1.12).}$$

Тогда

$$Nu'_2 = Nu_2 \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 154,78 \left(\frac{3,753}{2,6222} \right)^{0,25} = 169,3,$$

а
$$\alpha_2 = \frac{169,3 \cdot 0,6441}{0,021} = 5192,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны воды

$$(q_2)_I = \alpha_2 \cdot [(t_{ст2})_I - t_{ср(к)}] = 5192,7 \cdot (68,32 - 47,23) = 109514 \text{ Вт/м}^2.$$

В первом приближении $(q_2)_I \gg (q_1)_I$ ($109514 \gg 72722,7$), поэтому расчет продолжаем и для *второго приближения* температуру стенки со стороны горячего теплоносителя рассчитывают по формуле

$$(t_{ст1})_{II} = t_{ср1} - \frac{(q_{ср1})_I}{(\alpha_1)_I} = 112,7 - \frac{91118,35}{5771,64} = 96,9^\circ\text{C},$$

где $(q_{ср1})_I$ – средняя удельная тепловая нагрузка для условий первого приближения равна

$$(q_{ср1})_I = \frac{(q_1)_I + (q_2)_I}{2} = \frac{72722,7 + 109514}{2} = 91118,35 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура пленки конденсата

$$t_{пл} = \frac{112,7 + 96,9}{2} = 104,8^\circ\text{C}.$$

При этой температуре [11, 13]: $\lambda_1 = 0,68396 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$,
 $\rho_1 = 954,64 \text{ кг/м}^3$, $\mu_1 = 269,52 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$

Разность температур пара и стенки

$$\Delta t = 112,7 - 96,9 = 15,8^\circ\text{C}.$$

По формуле (1.24)

$$\alpha_1 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{0,68396^3 \cdot 954,64^2 \cdot 2227 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{269,52 \cdot 10^{-6} \cdot 15,8 \cdot 3}} = 5434,33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны пара

$$(q_1)_{II} = \alpha_1 \cdot \Delta t = 5434,33 \cdot 15,8 = 85862,4 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура поверхности стенки со стороны воды
 $(t_{cr2})_{II} = (t_{cr1})_{II} - \sum r_{cr} \cdot (q_1)_{II} = 96,9 - 0,000437 \cdot 85862,4 = 59,38 \text{ } ^\circ\text{C}.$

При этой температуре для воды [13] $Pr_{cr} = 3,015.$

$$Nu'_2 = Nu_2 \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25} = 154,1 \left(\frac{3,753}{3,015} \right)^{0,25} = 162,77,$$

а
$$\alpha_2 = \frac{162,77 \cdot 0,6441}{0,021} = 4992,39 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны воды
 $(q_2)_{II} = \alpha_2 \cdot [(t_{cr2})_{II} - t_{cp(k)}] = 4992,39 (59,38 - 47,23) = 60657,5 \text{ Вт/м}^2.$

Во втором приближении $(q_1)_{II} \gg (q_2)_{II}$ ($85862,4 \gg 60657,5$),
 поэтому расчет продолжаем, определяя $(t_{cr1})_{III}$ графически
 (рис. 8).

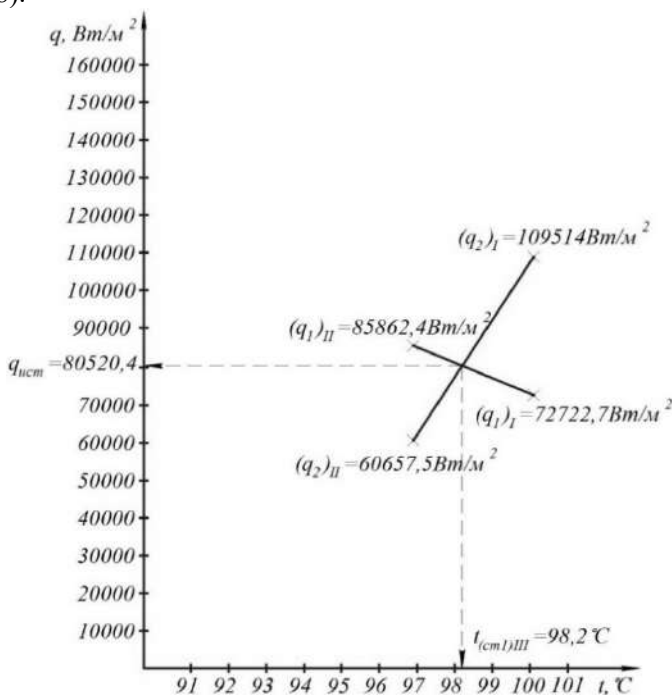


Рис. 8. Графическое определение $(t_{cr1})_{III}$

По определенному графически значению $(t_{\text{ср1}})_{\text{III}} = 98,2^\circ\text{C}$ выполняем третий, *проверочный расчет*.

$$\Delta t = 112,7 - 98,2 = 14,5^\circ\text{C}.$$

$$t_{\text{пл}} = \frac{112,7 + 98,2}{2} = 105,45^\circ\text{C}.$$

При этой температуре: $\lambda_1 = 0,68409 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$,

$$\rho_1 = 954,185 \text{ кг/м}^3, \quad \mu_1 = 267,83 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

По формуле (1.24)

$$\alpha_1 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{0,68409^3 \cdot 954,185^2 \cdot 2227 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{267,83 \cdot 10^{-6} \cdot 14,5 \cdot 3}} = 5560,4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$(q_1)_{\text{III}} = \alpha_1 \cdot \Delta t = 5560,4 \cdot 14,5 = 80625,8 \text{ Вт/м}^2;$$

$$(t_{\text{ср2}})_{\text{III}} = (t_{\text{ср1}})_{\text{III}} - \sum r_{\text{ср}} \cdot (q_1)_{\text{III}} = 98,2 - 0,000437 \cdot 80625,8 = 62,97^\circ\text{C}.$$

При этой температуре для воды [13] $\text{Pr}_{\text{ср}} = 2,852$.

$$\text{Nu}'_2 = \text{Nu}_2 \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ср}}} \right)^{0,25} = 154,1 \left(\frac{3,753}{2,852} \right)^{0,25} = 165,05,$$

$$\text{а} \quad \alpha_2 = \frac{165,05 \cdot 0,6441}{0,021} = 5062,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$(q_2)_{\text{III}} = 5062,3 \cdot (62,97 - 47,23) = 79680,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Средняя удельная тепловая нагрузка в третьем приближении

$$(q_{\text{ср}})_{\text{III}} = \frac{(q_1)_{\text{III}} + (q_2)_{\text{III}}}{2} = \frac{80625,8 + 79680,6}{2} = 80153,2 \text{ Вт/м}^2.$$

Отклонение удельных тепловых нагрузок по обе стороны стенки в третьем приближении для зоны конденсации пара

$$\Delta = \frac{(q_1)_{\text{III}} - (q_2)_{\text{III}}}{(q_{\text{ср}})_{\text{III}}} \cdot 100 = \frac{80625,8 - 79680,6}{80153,2} \cdot 100 = 1,18\%.$$

Так как отклонение удельных тепловых нагрузок не превышает 5% ($1,18 < 5$), то тепловой расчет для зоны конденсации можно считать законченным.

Коэффициент теплопередачи в зоне конденсации пара по формуле

$$K_k = \frac{1}{\frac{1}{5560,4} + 0,000437 + \frac{1}{5062,3}} = 1228 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

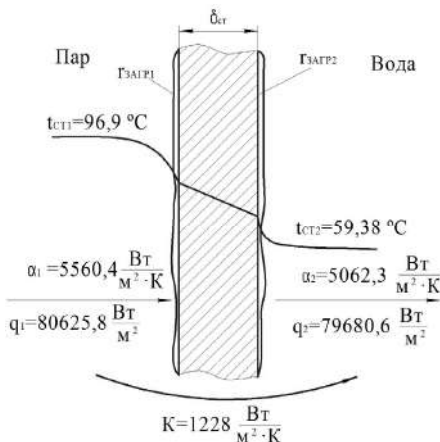


Рис. 9. Схема процесса теплопередачи в зоне конденсации пара

Схема процесса теплопередачи в зоне конденсации представлена на рисунке 9.

Площадь поверхности теплопередачи в зоне конденсации

$$F_k = \frac{2402313,2}{1228 \cdot 65,47} = 29,88 \text{ м}^2.$$

Зона охлаждения конденсата. Поскольку расхождение в расчете площади теплопередающей поверхности в приближенном и уточненном расчетах составляет

$$\Delta = \frac{(F_{\text{ок.к}})_{\text{прибл}} - (F_{\text{ок.к}})_{\text{ориент}}}{(F_{\text{ок.к}})_{\text{прибл}}} \cdot 100 = \frac{7,41 - 7,2}{7,41} \cdot 100 = 2,83 \%,$$

т. е. $2,83 \% < 5 \%$, и влияние температуры стенки было ориентировочно учтено в приближенном расчете, то с точностью, достаточной для инженерных расчетов, можно принять площадь теплопередающей поверхности в зоне охлаждения конденсата равной $F_{\text{ок.к}} = 7,41 \text{ м}^2$ из приближенного расчета.

Суммарная необходимая площадь поверхности аппарата

$$F = F_{\text{ок.п}} + F_k + F_{\text{ок.к}} = 2,66 + 29,43 + 7,41 = 39,5 \text{ м}^2.$$

Окончательно выбираем вертикальный шестиходовой кожухотрубчатый теплообменный аппарат с внутренним диаметром кожуха $D = 600 \text{ мм}$, с числом труб 193 шт., с длиной теплообменных труб 3000 мм и размещением их по вершинам правильных

равносторонних треугольников, с площадью поверхности теплопередачи $F = 45,5 \text{ м}^2$.

Запас площади поверхности шестиходового кожухотрубчатого теплообменного аппарата

$$\Delta = \frac{F - F_{\text{тр}}}{F} = \frac{45,5 - 39,5}{45,5} = 13,2\%,$$

что отвечает рекомендациям [8, 11].

Условное обозначение аппарата

Теплообменник $\frac{600THB - 0,6 - M1}{25Г - 3 - T - 6} - У$ ТУ 3612-023-00220302-02.

2. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ

Целью конструкторского расчета является:

- выбор конструкционных материалов для изготовления аппарата;
- выбор трубных решеток, способов размещения и крепления в них теплообменных труб и трубных решеток к кожуху;
- выбор конструктивной схемы поперечных перегородок и расстояния между ними;
- расчет диаметров штуцеров, выбор фланцев, прокладок и крепежных элементов;
- выбор распределительных камер, крышек и днищ аппарата, отбойники;
- проверка необходимости установки компенсирующего устройства;
- выбор опор аппарата.

2.1. Выбор конструкционных материалов для изготовления аппарата

Конструкционные материалы для изготовления теплообменного аппарата должны удовлетворять требованиям к их механическим свойствам, быть коррозионностойкими, дешевыми и недефицитными.

Для проектируемого теплообменника выбираем группу материального исполнения М1 [10, 11]. Для группы материального

исполнения М1 выбираем материалы основных узлов и деталей, а именно:

- кожух – СтЗсп ГОСТ 14637-89 [1];
- распределительная камера и крышки – СтЗсп ГОСТ 14637-89 [1];
- трубы – Сталь 20 ГОСТ 8731-74 [1].

2.2. Выбор трубных решеток, способов размещения и крепления в них теплообменных труб и трубных решеток к кожуху

Трубная решетка представляет собой диск, в котором высверлены отверстия под трубки, и служит вместе с трубами для разделения трубного и межтрубного пространств.

Для надежного крепления трубок в трубной решетке ее толщина должна быть не менее $S_{p(\min)}$

$$S_{p(\min)} = \frac{d_n}{8} + c, \quad (2.1)$$

где $d_n = 0,025$ м – наружный диаметр теплообменной трубки; c – коэффициент, зависящий от вида материала, из которого изготовлена трубная решетка. Для стальной трубы $c = 5$ мм [4].

По формуле (2.1)

$$S_{p(\min)} = \frac{0,025}{8} + 5 = 8 \text{ мм.}$$

Действительную толщину трубной решетки выбирают в зависимости от диаметра кожуха аппарата и условного давления в аппарате. Выбираем $P_y = 0,6$ МПа, тогда для $D_y = 600$ мм $S_p = 25$ мм.

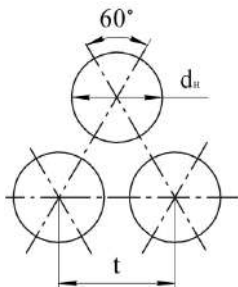


Рис. 10. Размещение отверстий в трубной решетке

Размещение отверстий в трубной решетке и их шаг регламентируется ГОСТ Р 55601-2013. Для труб диаметром 25×2 мм шаг $t = 32$ мм [4]. Выбираем способ размещения труб по вершинам равносторонних

треугольников (по сторонам правильных шестиугольников) – рисунок 10. Отверстия под трубы в трубной решетке и перегородках в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах размещают в соответствии с ГОСТ Р 55601-2013 [4, 18]. Основные размеры для размещения отверстий под трубы $\varnothing 25 \times 2$ мм в трубной решетке принимаем [4]: $D_b = 600$ мм, $D_o = 590$ мм, $2R = 583$ мм, $h = 166,2$ мм (рис. 12). Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках шестиходовых теплообменных аппаратов ГОСТ Р 55601-2013 представлено в таблице 2 и на рисунке 10.

Крепление труб в трубных решетках должно быть прочным, герметичным и обеспечивать их легкую замену. Выбираем способ крепления труб в отверстиях трубных решеток развальцовкой (рис. 8) [11]. Размер отверстий под трубки с $d_n = 25$ мм равен 25,5 мм [11].

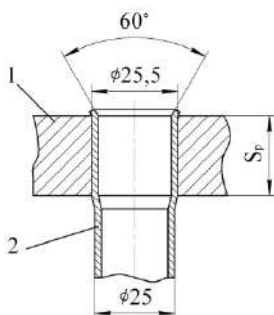


Рис. 11. Крепление труб в трубной решетке развальцовкой:

1 – трубная решетка, 2 – теплообменная трубка

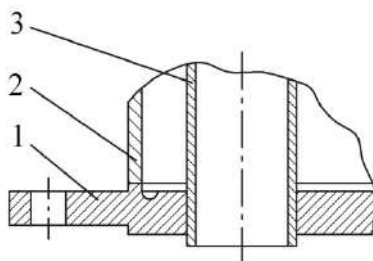


Рис. 12. Конструкция узла крепления трубной решетки:

1 – трубная решетка, 2 – кожух, 3 – труба теплообменная

Для обеспечения равномерного прогрева материала решетки и кожуха при их сварке толщина выступа на трубной решетке должна быть равной толщине кожуха аппарата, т. е. 6 мм [11] (рис. 12).

Таблица 2

Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках

Диаметр аппарата, мм	Сектор	Число отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках не менее																			общее		
		по рядам																			в секторе		
Внутренний	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	в секторе
630	А					15	10																25
	Б	8	8	7	8																		31
	В					15	12	11	6														44
																							193

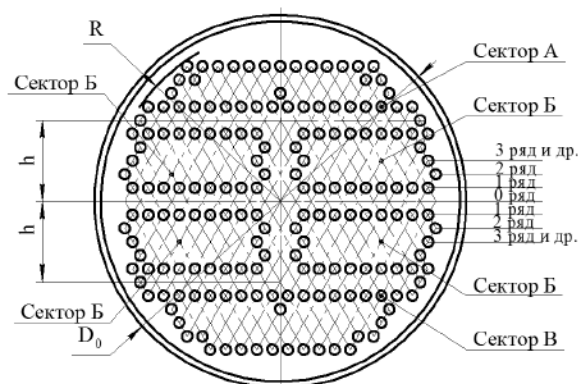


Рис. 13. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках

2.3. Выбор конструктивной схемы поперечных перегородок и расстояния между ними

Поперечные перегородки в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников выполняют две функции: способствуют интенсификации процесса теплоотдачи в межтрубном пространстве за счет организации поперечного обтекания пучка труб и выполняют роль фиксаторов (опорных) положения труб и не дают им изменять свое положение при температурных удлинениях [10].

Номинальный диаметр поперечных перегородок зависит от внутреннего диаметра аппарата. При $D_b = 600$ мм диаметр перегородки $D_n = 597$ мм [10].

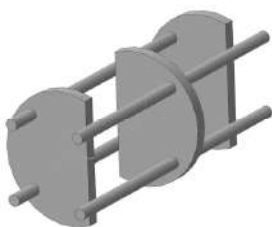


Рис. 14. Конструктивная схема сегментных перегородок

Расстояние между перегородками принимаем равным 800 мм, тогда число поперечных перегородок в межтрубном пространстве $n_n = 3$ шт., их толщина $\delta = 8$ мм [10]. Выбираем конструкцию сегментных перегородок (рис. 11).

Взаимное расположение поперечных перегородок фиксируют несколькими стяжками между собой. Стяжки придают трубному пучку жесткость и дополнительную прочность, обеспечивают удобство его сборки. Они представляют собой тяги из круглого прутка, пропущенные через отверстия перегородок и трубных решеток.

В промежутке между перегородками на стяжки надеты распорные трубы. При навинчивании гаек на концевые резьбовые части тяг образуется жесткий каркас. Диаметр и число стяжек принимают в зависимости от диаметра аппарата. При $D_{\text{в}} = 600$ мм диаметр стяжек $d = 12$ мм, их число – 6 шт.

2.4. Расчет диаметров штуцеров, выбор фланцев, прокладок и крепежных элементов

Разъемное присоединение трубопроводов к аппаратам осуществляют при помощи фланцевых штуцеров. Диаметр штуцера зависит от расхода и скорости теплоносителя и определяется по формуле [10]

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{4 V}{\pi v}}, \quad (2.2)$$

где V – объемный расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$; v – скорость движения теплоносителя, $\text{м}/\text{с}$.

Принимаем скорость движения охлаждающей воды в штуцере несколько большей, чем в аппарате, и в рекомендуемых пределах [11] $v = 1,25$ $\text{м}/\text{с}$.

По формуле (2.2)

$$d_{\text{шт(в)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0104}{3,14 \cdot 1,25}} = 0,10295 \text{ м},$$

где $V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{10,31}{990,77} = 0,0104 \text{ м}^3/\text{с}$ – объемный расход воды.

По [10] выбираем диаметр штуцера $d_{\text{шт}} = 100$ мм. Для изготовления патрубка штуцера используем трубу диаметром $\text{Ø } 108 \times 4$ мм.

По [10] выбираем цельные фланцы [10] (рис. 12).

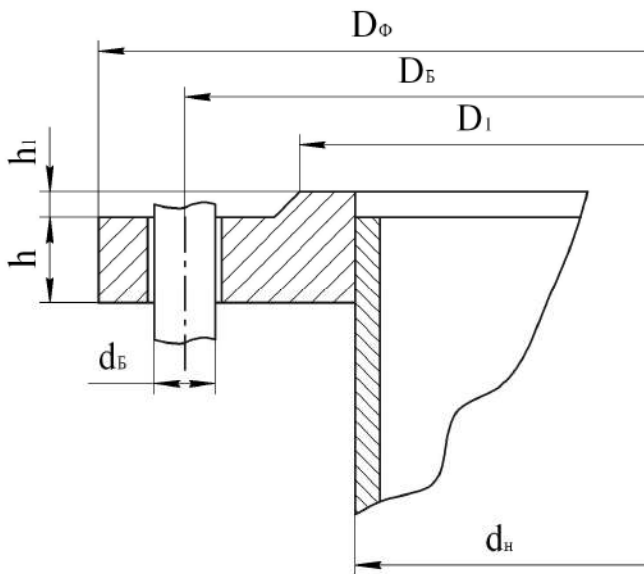


Рис. 15. Конструкция цельного фланца

Для $P_y = 0,6$ МПа и $d_n = 108$ мм по [10] выбираем основные размеры фланца для штуцеров ввода и вывода воды: $D_\Phi = 205$ мм, $D_6 = 170$ мм, $D_1 = 148$ мм, $h = 15$ мм, $h_1 = 3$ мм, $d_6 = \text{M16}$, число болтов $n = 4$ шт.

Затяжка фланцевого соединения осуществляется болтами.

Определим диаметр штуцера для ввода горячего теплоносителя – перегретого водяного пара. Для этого найдем объемный расход пара по формуле

$$V_{\text{п.п}} = G_1 / \rho_1, \quad (2.3)$$

где G_1 – массовый расход пара, $G_1 = 1,11$ кг/с; ρ_1 – плотность перегретого водяного пара, $\rho_1 = 1,121$ кг/с [13].

По формуле (2.3)

$$V_{\text{п.п}} = \frac{1,11}{1,121} = 0,99 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По рекомендациям (см. табл. 1.3) [13, 14] принимаем скорость перегретого пара в штуцере $v_{п.п} = 50,0$ м/с, тогда по формуле (2.2)

$$d_{ш(п.п)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,99}{3,14 \cdot 50}} = 0,159 \text{ м.}$$

Для изготовления патрубка штуцера выбираем трубу диаметром $\varnothing 159 \times 4,5$ мм (внутренний диаметр $d_{ш(п.п)} = 0,150$ м).

Основные размеры фланца для парового штуцера выбираем при $P_y = 0,6$ МПа по ГОСТ 9617-76 и ГОСТ 8732-78 [10]: $d_n = 159$ мм, $D_\phi = 260$ мм, $D_6 = 225$ мм, $D_1 = 202$ мм, $h = 17$ мм, $h_1 = 3$ мм, $d_6 = \text{M16}$, число болтов $n = 8$ шт.

Определим размеры штуцера для выхода конденсата водяного пара.

По формуле (2.3) объемный расход конденсата

$$V_k = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{1,11}{948,8} = 0,00117 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Принимая скорость конденсата в штуцере $v_k = 1,25$ м/с (табл. 1.3), по формуле (2.2)

$$d_{ш(к)} = \sqrt{\frac{4 V_k}{\pi v_k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00117}{3,14 \cdot 1,25}} = 0,034 \text{ м.}$$

Для изготовления патрубка конденсатного штуцера используем трубу диаметром $\varnothing 38 \times 2$ мм (внутренний диаметр $d_b = 0,032$ м).

Основные размеры фланца для конденсатного штуцера выбираем при $P_y = 0,6$ МПа по ГОСТ 9617-76 и ГОСТ 8732-78 [10]: $d_n = 38$ мм, $D_\phi = 120$ мм, $D_6 = 90$ мм, $D_1 = 70$ мм, $h = 13$ мм, $h_1 = 2$ мм, $d_6 = \text{M12}$, число болтов $n = 4$ шт.

Диаметр крышки (днища) теплообменного аппарата равен диаметру кожуха аппарата, то есть $D_b = 600$ мм. Для $D_b = 600$ мм и $P_y = 0,6$ МПа по ГОСТ 9617-76 и ГОСТ 8732-78 [10] выбираем фланец для крышки (днища) теплообменного аппарата.

Крышку (днище) присоединяют к фланцу при помощи сварки (рис. 16).

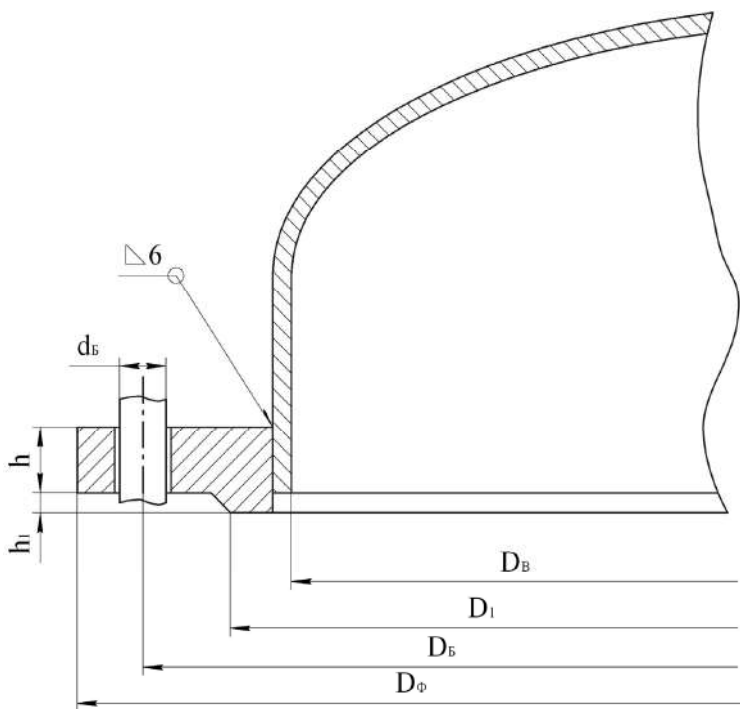


Рис. 16. Конструкторские размеры цельного фланца для днища (крышки) теплообменного аппарата

Основные размеры выбранного фланца: $D_{\Phi} = 730$ мм, $D_6 = 690$ мм, $D_1 = 670$ мм, $h = 28$ мм, $h_1 = 5$ мм, $d_6 = M20$, число болтов $n = 24$ шт.

Фланец для обечайки теплообменного аппарата имеет аналогичные конструктивные размеры.

Для герметизации фланцевого соединения между фланцами ставится прокладка. Она уплотняет зазор между соединительными поверхностями фланцев и исключает возможность утечки жидкости или газа через него.

Для уплотнения фланцевого соединения крышки аппарата и распределительной камеры выбираем прокладку из паронита [10, 17] (рис. 17).

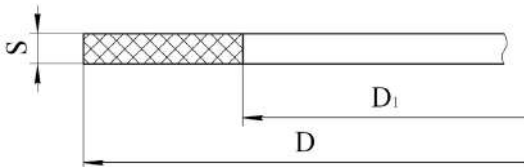


Рис. 17. Конструктивные размеры прокладки

Конструктивные размеры выбранной прокладки: $S = 3$ мм, $D = 659$ мм, $D_1 = 621$ мм.

Аналогичная прокладка используется в соединении фланца дна аппарата с трубной решеткой.

2.5. Выбор распределительной камеры, крышки и дна аппарата. Отбойник

Распределительная камера направляет поток рабочей среды по теплообменным трубкам. Для создания нужного числа ходов внутри распределительной камеры устанавливают перегородки. Узел их соединения с трубной решеткой герметизируют прокладкой, уложенной в паз трубной решетки (рис. 15).

Толщина перегородки принимаем равной $S_{\Pi} = 10$ мм [10]. Толщину стенки распределительной камеры принимаем равной толщине корпуса (обечайки) аппарата $S_k = 6$ мм.

Высота обечайки распределительной камеры зависит от диаметра фланцев штуцеров распределительной камеры и рассчитывается по формуле [10, 17, 18]

$$H = D_{\Phi} + (1...3)h, \quad (2.4)$$

где D_{Φ} – диаметр фланца штуцера распределительной камеры, м;
 h – высота фланца штуцера на обечайке распределительной камеры, м.

$D_{\Phi} = 205$ мм, $h = 15$ мм, тогда по формуле (2.4)

$$H = 205 + 2,2 \cdot 15 = 238 \text{ мм.}$$

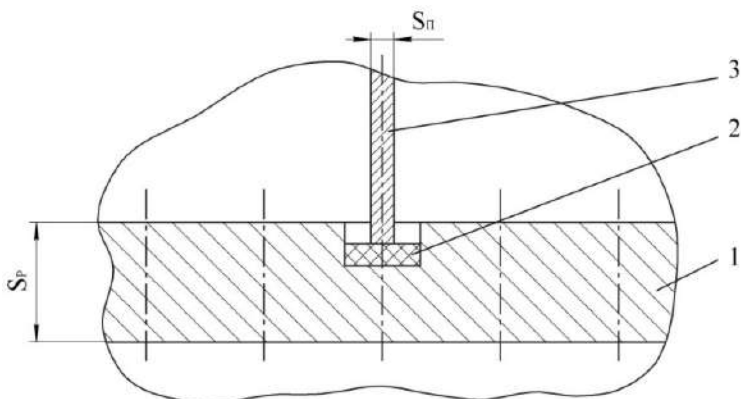


Рис. 18. Узел соединения перегородки распределительной камеры с трубной решеткой:

1 – трубная решетка; 2 – прокладка; 3 – перегородка.

Днище и крышку теплообменного аппарата выбираем по [10, 17, 18] в зависимости от диаметра кожуха. Выбираем эллиптическое отбортованное стальное днище с базовыми размерами по [10] (рис. 19).

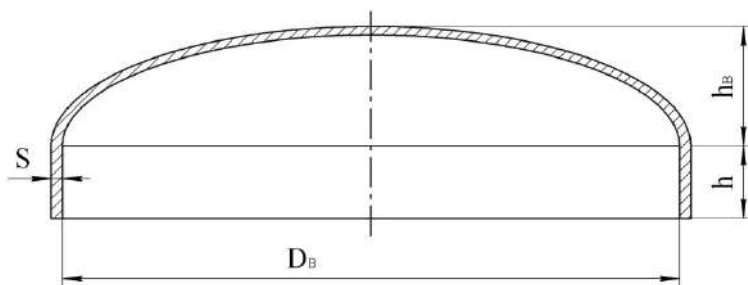


Рис. 19. Конструкторские размеры крышки (днища) теплообменного аппарата

По [10, 17]: $S = 6$ мм, $h = 25$ мм, $D_в = 600$ мм, $h_в = 150$ мм, емкость днища $V = 35,3 \cdot 10^{-3}$ м³.

При входе перегретого пара в межтрубное пространство теплообменника для защиты труб от местного износа, напротив входного штуцера устанавливают отбойник (рис. 20).

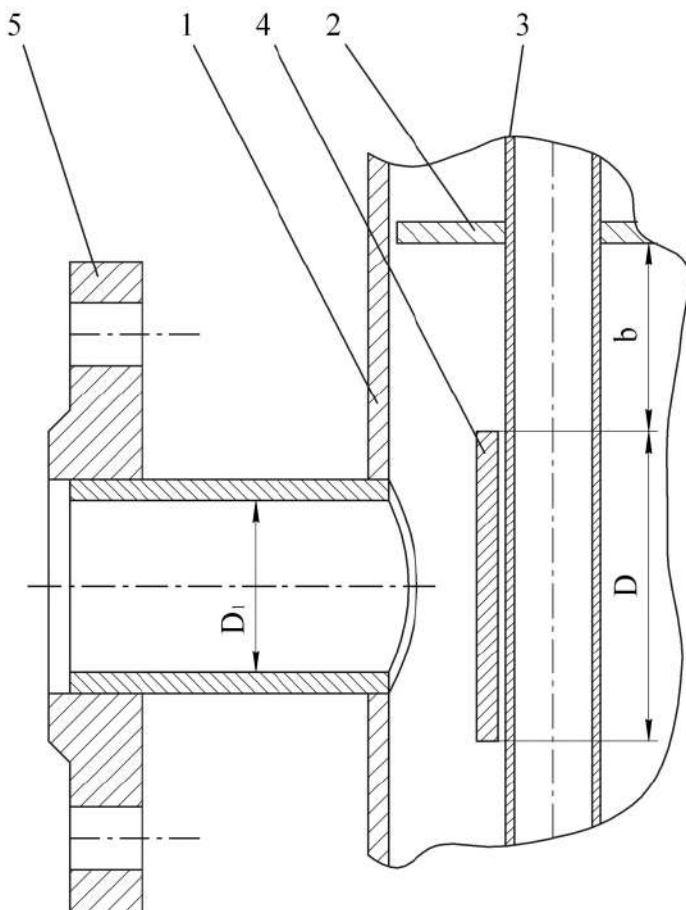


Рис. 20. Схема размещения отбойника:

1 – обечайка, 2 – перегородка, 3 – труба теплообменная, 4 – отбойник, 5 – штуцер.

Отбойник выполняют в виде круглой пластины с диаметром $D > D_1$ (принимаем $D = 168$ мм). Отбойник не должен создавать излишнее гидравлическое сопротивление, поэтому расстояние от внутренней поверхности корпуса до отбойника должно быть $h \geq 0,2D_1$.

Обычно отбойник крепят к трубам хомутами.

2.6. Проверка необходимости установки компенсирующего устройства

Установка компенсирующего устройства необходима в том случае, если разность температур между температурами кожуха и труб больше, чем наибольшая допускаемая разность температур $(t_k - t_T) = 40^\circ\text{C}$ по ГОСТ 15122-79 [10, 17, 18].

Принимаем температуру кожуха аппарата равной температуре пара, то есть $t_k = 112,7^\circ\text{C}$.

Температуру теплообменной трубки находим как среднее арифметическое из температур поверхностей стенки со стороны горячего теплоносителя (пара) и со стороны холодного теплоносителя (воды), определенных в тепловом расчете

$$t_T = \frac{t_{\text{ст}1} + t_{\text{ст}2}}{2} = \frac{97,9 + 62,16}{2} = 80,03^\circ\text{C}.$$

Тогда разность температур кожуха и трубок

$$t_k - t_T = 112,7 - 80,03 = 32,67^\circ\text{C}.$$

Так как полученная величина разности температур меньше, чем наибольшая допускаемая, то следует вывод, что установка компенсирующего устройства не требуется.

2.7. Опоры аппарата

Аппарат устанавливают на специальные несущие конструкции или межэтажные перекрытия при помощи опор. Выбираем боковые опоры (рис. 21).

Определим вес аппарата с жидкостью по формуле

$$P = (m_1 + m_2)g, \quad (2.5)$$

где m_1 – масса аппарата, кг, $m_1 = 1340$ кг по [10]; m_2 – масса жидкости в аппарате, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести.

Массу жидкости в аппарате находят по формуле

$$m_2 = 2m + m' + m'', \quad (2.6)$$

где m – масса жидкости в днище (крышке), кг; m' – масса жидкости в трубках аппарата, кг; m'' – масса жидкости в распределительной камере, кг.

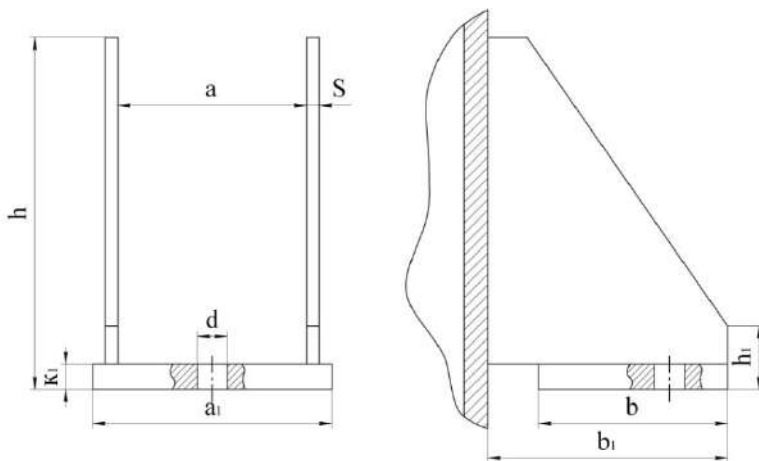


Рис. 21. Конструкторские размеры боковой опоры аппарата

Масса жидкости

$$m = V \rho, \quad (2.7)$$

где V – объем, занимаемый жидкостью, м^3 ; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Емкость днища (крышки) $V_{\text{д}} = 0,035 \text{ м}^3$ (см. подраздел 2.5), плотность воды $\rho = 989,6 \text{ кг}/\text{м}^3$ (см. табл. 1.1).

По формуле (2.7) масса воды в днище (крышке)

$$m = 0,035 \cdot 989,6 = 34,64 \text{ кг}.$$

Массу воды в трубках теплообменника определим по формуле

$$m' = \frac{L \pi d_{\text{вн}}^2}{4} n \rho, \quad (2.8)$$

где L – длина трубок теплообменника, м; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, м; n – число трубок, шт; ρ – плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Масса воды в трубках теплообменника по формуле (2.8)

$$m' = \frac{3,0 \cdot 3,14 \cdot 0,021^2}{4} \cdot 194 \cdot 989,6 = 199,3 \text{ кг}.$$

Массу воды в распределительной камере теплообменника определим по формуле

$$m'' = H \frac{\pi D_{\text{в}}^2}{4} \rho, \quad (2.9)$$

где H – высота обечайки распределительной камеры, $H = 0,238$ м;
 $D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр кожуха аппарата, $D_{\text{в}} = 0,6$ м;
 ρ – плотность воды, $\rho = 989,6$ кг/м³.

По формуле (2.9)

$$m'' = 0,238 \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} 989,6 = 66,48 \text{ кг.}$$

По формуле (2.6)

$$m_2 = 2 \cdot 34,64 + 199,3 + 66,48 = 335,1 \text{ кг.}$$

По формуле (2.5) вес аппарата

$$P = (1340 + 335,1) \cdot 9,81 = 16432,3 \text{ Н.}$$

Устанавливаем аппарат на четыре лапы (ГОСТ 26296-84). Допускаемая нагрузка на опору равна весу аппарата с жидкостью P , деленному на число лап 4, то есть $P/4 = 16432,3/4 = 4108,1$ Н.

Для выбора размеров опор руководствуются ГОСТ 26296-84:
 $a = 75$ мм, $a_1 = 95$ мм, $b = 75$ мм, $b_1 = 95$ мм, $h = 140$ мм,
 $h_1 = 25$ мм, $k_1 = 15$ мм, $S = 5$ мм, $d = 12$ мм.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Целью гидравлического расчета является определение величины сопротивления, вносимого теплообменником в систему технологических трубопроводов, сопротивления всей системы технологических трубопроводов и подбор насоса для осуществления перемещения жидкости по системе технологических трубопроводов, включая и рассчитанный теплообменный аппарат.

Поскольку в задании на проектирование схема насосной установки не задана, то в качестве таковой выберем схему циркуляционной мойки резервуаров и трубопроводов [11] (рис. 22).

Вода из емкости 1 насосом 2 перекачивается через теплообменник 3 в стерилизационный аппарат 4. В теплообменнике вода нагревается от $t_1 = 12^\circ\text{C}$ до $t_2 = 72^\circ\text{C}$.

Расход подаваемой насосом воды определен из уравнения теплового баланса в тепловом расчете $G_{\text{в}} = 10,31$ кг/с.

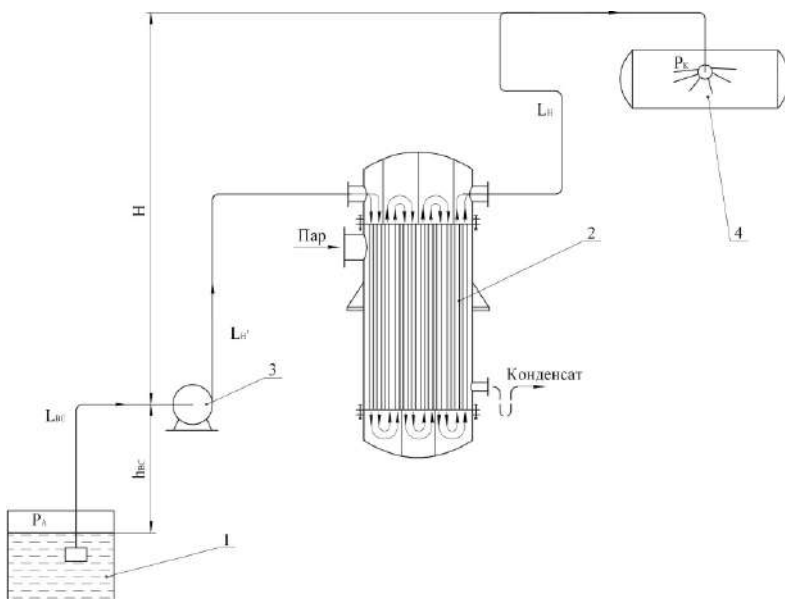


Рис. 22. Схема насосной установки

Другие величины, необходимые для расчета насосной установки примем:

- длина всасывающего трубопровода $L_{вс} = 7,8$ м;
- длина напорного трубопровода $L_{н} = 84$ м, в том числе $L'_{н} = 16$ м;
- высота всасывания $h_{вс} = 2,1$ м;
- высота подъема воды от насоса $H = 14$ м;
- давление в форсунке $P_{к} = 0,15$ МПа.

3.1. Расчет гидравлических сопротивлений трубопроводов и аппаратов, включенных в них

Под гидравлическими сопротивлениями понимают потери энергии при движении жидкости, обусловленные необходимостью совершать работу против сил трения, возникающих в ней из-за вязкости.

Различают два вида потерь: потери на трение по длине h_l и потери в местных сопротивлениях h_{mc} .

Потери на трение по длине вычисляют по формуле Дарси-Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; L, d – длина и диаметр трубопровода, соответственно, м; $\frac{v^2}{2g}$ – скоростной напор в трубопроводе, м.

Потери в местных сопротивлениях определяют по формуле Вейсбаха

$$h_{mc} = \sum \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (3.2)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассматриваемом участке трубопровода.

3.1.1. Разбивка трубопровода на участки, определение диаметров, скорости движения и режимов движения на различных участках трубопровода

Так как температуры воды на различных участках трубопровода различны, то в соответствии с рисунком 22 разобьем всю сеть на участки:

- участок от резервуара 1 до насоса 2 (всасывающая линия);
- участок от насоса 2 до теплообменника 3 (напорная линия);
- теплообменник 3;
- участок от теплообменника 3 до стерилизуемого аппарата 4 (напорная линия).

Вода на всасывающем и напорном участках трубопровода имеет температуру $t_1 = 12$ °С. Кинематическая вязкость воды при этой температуре $\nu = 1,25 \cdot 10^{-6}$ м²/с [11, 13], а плотность $\rho = 999,6$ кг/м³.

Средняя температура воды в теплообменнике

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{12 + 72}{2} = 42^\circ\text{C}, \text{ а } \nu = 0,639 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \rho = 991,2 \text{ кг/м}^3.$$

На напорном участке трубопровода за теплообменником $t_2 = 72^\circ\text{C}$, а $\nu = 0,405 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\rho = 976,8 \text{ кг/м}^3$.

Определим объемные расходы воды на каждом участке трубопровода по уравнению $V_B = G_B / \rho_B$:

$$\text{– всасывающий } V_{B(\text{вс})} = \frac{9,71}{999,6} = 9,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{– напорный до теплообменника } V_{B(\text{н})} = V_{B(\text{вс})} = 9,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{– теплообменник } V_{B(\text{т})} = \frac{9,71}{991,2} = 9,80 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{– напорный за теплообменником } V_{B(\text{н})} = \frac{9,71}{976,8} = 9,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

Определим диаметры всасывающего и напорного участков трубопровода по формуле, вытекающей из уравнения расхода

$$d = \sqrt{\frac{4 V}{\pi \vartheta}}, \quad (3.3)$$

где V – объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$; ϑ – средняя скорость воды на рассматриваемом участке трубопровода, м/с .

Принимаем скорость на всасывающем участке трубопровода $\vartheta_{\text{вс}} = 0,8 \text{ м/с}$, а на напорном – $\vartheta_{\text{н}} = 1,3 \text{ м/с}$ [13].

По формуле (3.3)

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,71 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,8}} = 0,124 \text{ м};$$

$$\text{а } d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,71 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,3}} = 0,098 \text{ м}.$$

По ГОСТ 9617-76 и ГОСТ 8732-78 выбираем для изготовления всасывающего и напорного участков трубопровода стальные бесшовные холоднокатанные новые с эквивалентной шерохо-

ватостью стенок $k_3 = 0,02$ мм трубы. Абсолютная шероховатость

$$\Delta = \frac{k_3}{0,5} = \frac{0,02}{0,5} = 0,04 \text{ мм.}$$

Для всасывающего участка выбираем трубу диаметром $\varnothing 133 \times 4$ мм (внутренний диаметр $d_{\text{в}} = 133 - 2 \cdot 4 = 125$ мм).

Для напорного участка выбираем трубу диаметром $\varnothing 108 \times 4$ мм (внутренний диаметр $d_{\text{в}} = 108 - 2 \cdot 4 = 100$ мм).

Скорость движения воды на всасывающем и напорном участках трубопровода (до теплообменника)

$$v_{\text{вс}} = \frac{4V_{\text{в(вс)}}}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 9,71 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,125^2} = 0,79 \text{ м/с;}$$

$$v_{\text{н}} = \frac{4V_{\text{в(н)}}}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 9,71 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,100^2} = 1,24 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость в трубках теплообменника

$$v_{\text{т}} = \frac{4V_{\text{в(т)}}}{\pi d_{\text{т}}^2} \frac{z}{n} = \frac{4 \cdot 9,80 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,021^2} \frac{6}{194} = 0,88 \text{ м/с.}$$

Скорость воды на напорном участке трубопровода за теплообменником

$$v_{\text{н}} = \frac{4V_{\text{в(н)}}}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 9,94 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,100^2} = 1,27 \text{ м/с.}$$

Определим режимы движения воды на различных участках трубопровода, рассчитав число Рейнольдса

$$\text{Re} = v d / \nu, \quad (3.4)$$

где v – средняя скорость воды на участке трубопровода, м/с;
 d – диаметр участка трубопровода, м; ν – кинематическая вязкость воды на данном участке трубопровода, м²/с.

По формуле (3.4):

– на всасывающем участке трубопровода

$$\text{Re}_{\text{вс}} = \frac{0,79 \cdot 0,125}{1,25 \cdot 10^{-6}} = 79000,0;$$

– на напорном участке до теплообменника

$$\text{Re}_n = \frac{1,24 \cdot 0,100}{1,25 \cdot 10^{-6}} = 99200,0;$$

– в теплообменнике

$$\text{Re}_t = \frac{0,88 \cdot 0,021}{0,639 \cdot 10^{-6}} = 28920,2;$$

– на напорном участке за теплообменником

$$\text{Re}_n = \frac{1,27 \cdot 0,100}{0,405 \cdot 10^{-6}} = 313580,2.$$

На всех участках трубопровода и в теплообменнике режим движения воды турбулентный ($\text{Re} > 4000$).

3.1.2. Определение гидравлических сопротивлений на различных участках трубопровода

Всасывающий участок трубопровода ($v_{\text{вс}} = 0,79$ м/с, $d_{\text{вс}} = 0,125$, $\text{Re}_{\text{вс}} = 79000$, $L_{\text{вс}} = 7,8$ м, два местных сопротивления – поворот на 90° ($\xi_{\text{пов}} = 0,15$) и фильтр с обратным клапаном ($\xi_{\text{ф}} = 10,0$).

Предполагая, что труба гидравлически гладкая, рассчитывают коэффициент гидравлического трения по формуле Блазиуса

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (3.5)$$

где Re – критерий Рейнольдса.

По формуле (3.5)

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{79000^{0,25}} = 0,019.$$

Толщину вязкого подслоя рассчитывают по формуле

$$\delta = 11,6 \frac{d}{\text{Re}} \sqrt{\frac{8}{\lambda_{\text{гл}}}}, \quad (3.6)$$

где d – диаметр трубопровода, м; Re – критерий Рейнольдса; $\lambda_{\text{гл}}$ – коэффициент гидравлического трения для гидравлически гладких труб.

По формуле (3.6)

$$\delta = 11,6 \frac{0,125}{79000} \sqrt{\frac{8}{0,019}} = 3,77 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

$\delta > \Delta$ ($3,77 \cdot 10^{-4} > 4 \cdot 10^{-5}$), следовательно, труба гидравлически гладкая и $\lambda = \lambda_{\text{гл}} = 0,019$.

По формуле (3.1)

$$h_l = 0,019 \frac{7,8}{0,125} \frac{0,79^2}{2 \cdot 9,81} = 0,038 \text{ м}.$$

По формуле (3.2)

$$h_{\text{мс}} = (0,15 + 10) \frac{0,79^2}{2 \cdot 9,81} = 0,323 \text{ м}.$$

Суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе

$$h_{\text{вс}} = h_l + h_{\text{мс}} = 0,038 + 0,323 = 0,361 \text{ м}.$$

Напорный участок трубопровода ($v_{\text{н}} = 1,24 \text{ м/с}$, $d_{\text{н}} = 0,100 \text{ м}$, $\text{Re}_{\text{н}} = 99200$, $L_{\text{н}} = 16,0 \text{ м}$, одно местное сопротивление – поворот на 90° ($\xi_{\text{пов}} = 0,15$)).

По формуле (3.5)

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{99200^{0,25}} = 0,018.$$

По формуле (3.6)

$$\delta = 11,6 \frac{0,100}{99200} \sqrt{\frac{8}{0,018}} = 2,47 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

$\delta > \Delta$, следовательно, труба гидравлически гладкая и $\lambda = \lambda_{\text{гл}} = 0,018$.

По формуле (3.1)

$$h_l = 0,018 \frac{16}{0,1} \frac{1,24^2}{2 \cdot 9,81} = 0,226 \text{ м}.$$

По формуле (3.2)

$$h_{\text{мс}} = 0,15 \frac{1,24^2}{2 \cdot 9,81} = 0,012 \text{ м}.$$

Суммарные потери на участке

$$h_{\text{н}} = 0,226 + 0,012 = 0,238 \text{ м}.$$

Теплообменник ($v_t = 0,88$ м/с, $d_t = 0,021$, $Re_t = 28920,2$, $L_t = 3$ м, шестиходовой).

По формуле (3.5)

$$\lambda_{\text{гп}} = \frac{0,3164}{28920,2^{0,25}} = 0,024.$$

По формуле (3.6)

$$\delta = 11,6 \frac{0,021}{28920,2} \sqrt{\frac{8}{0,024}} = 1,53 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Труба гидравлически гладкая, так как толщина вязкого подслоя $\delta = 1,53 \cdot 10^{-4}$ м больше высоты элементов шероховатости (абсолютной шероховатости) стенок трубы $\Delta = 4 \cdot 10^{-5}$ м, следовательно, $\lambda = \lambda_{\text{гп}} = 0,024$.

По формуле (3.1)

$$h_l = 0,024 \frac{3 \cdot 6}{0,021 \cdot 2 \cdot 9,81} \frac{0,88^2}{2} = 0,813 \text{ м.}$$

Для определения потерь напора в местных сопротивлениях теплообменника предварительно вычислим площади потока в различных сечениях:

– площадь поперечного сечения штуцера ввода и вывода охлаждающей воды

$$S_{\text{шт}} = \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,785 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

– площадь сечения распределительной камеры одного хода

$$S_{\text{рк}} = \frac{1}{z} \frac{\pi D_{\text{в}}^2}{4} = \frac{1}{6} \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} = 0,047 \text{ м}^2,$$

где z – число ходов теплообменника, $Z=6$;

$D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр распределительной камеры, $D_{\text{в}} = 0,6$ м;

– площадь поперечного сечения трубок одного хода

$$S_{\text{тр}} = \frac{n}{z} \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4} = \frac{194}{6} \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} = 0,011 \text{ м}^2,$$

где $d_{\text{в}} = 0,021$ м – внутренний диаметр теплообменной трубки.

Рассчитаем коэффициенты местных сопротивлений согласно схеме, представленной на рисунке 23.

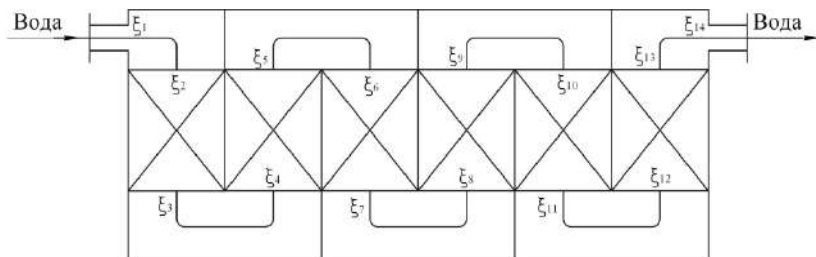


Рис. 23. Коэффициенты местных сопротивлений теплообменника

Коэффициент местного сопротивления при входе потока через штуцер в распределительную камеру (внезапное расширение) [11]

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{S_{\text{шт}}}{S_{\text{рк}}}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,00785}{0,047}\right)^2 = 0,694.$$

Коэффициент местного сопротивления при выходе потока из распределительной камеры в первый ход (внезапное сужение)

$$\xi_2 = 0,5 \left(1 - \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{рк}}}\right) = 0,5 \left(1 - \frac{0,011}{0,047}\right)^2 = 0,382.$$

Коэффициент местного сопротивления при входе потока из первого хода в распределительную камеру (внезапное расширение)

$$\xi_3 = \left(1 - \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{рк}}}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,011}{0,047}\right)^2 = 0,587.$$

Коэффициент местного сопротивления при выходе потока через штуцер (внезапное сужение)

$$\xi_{14} = 0,5 \left(1 - \frac{S_{\text{шт}}}{S_{\text{рк}}}\right) = 0,5 \left(1 - \frac{0,00785}{0,047}\right)^2 = 0,416.$$

Согласно схеме (см. рис. 23) имеем:

$$\xi_4 = \xi_6 = \xi_8 = \xi_{10} = \xi_{12} = \xi_2 = 0,383;$$

$$\xi_5 = \xi_7 = \xi_9 = \xi_{11} = \xi_{13} = \xi_3 = 0,587.$$

$$\sum \xi_{(2...13)} = 6\xi_2 + 6\xi_3 = 6 \cdot 0,383 + 6 \cdot 0,587 = 5,82.$$

$$\sum \xi_{(1,14)} = \xi_1 + \xi_{14} = 0,694 + 0,416 = 1,11.$$

По формуле (3.2)

$$h_{\text{мс}(2...13)} = \sum \xi_{(2...13)} \frac{v_{\text{т}}^2}{2g} = 5,82 \frac{0,88^2}{2 \cdot 9,81} = 0,23 \text{ м};$$

$$h_{\text{мс}(1,14)} = \sum \xi_{(1,14)} \frac{v_{\text{шт}}^2}{2g} = 1,11 \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 0,091 \text{ м},$$

$$\text{где } v_{\text{шт}} = \frac{4V_{\text{в}}}{\pi d_{\text{шт}}^2} = \frac{4 \cdot 9,94 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,10^2} = 1,27 \text{ м/с}.$$

При переходе из одного хода в другой поток делает 12 поворотов под углом 90°. В этом случае коэффициент местного сопротивления равен $\xi = 1,2$ [13]. Потери напора рассчитывают по скоростному напору в трубах

$$h_{\text{мс(пов)}} = 1,2 \cdot 10 \frac{0,88^2}{2 \cdot 9,81} = 0,474 \text{ м}.$$

Суммарные потери напора в местных сопротивлениях теплообменника

$$\sum h_{\text{мс}} = h_{\text{мс}(2...13)} + h_{\text{мс}(1,14)} + h_{\text{мс(пов)}} = 0,23 + 0,091 + 0,474 = 0,795 \text{ м}.$$

Суммарные потери напора в теплообменнике

$$h_{\text{т}} = h_{\text{л}} + \sum h_{\text{мс}} = 0,813 + 0,795 = 1,608 \text{ м}.$$

Напорный участок за теплообменником ($v_{\text{н}} = 1,27 \text{ м/с}$; $d_{\text{н}} = 0,100$; $\text{Re}_{\text{н}} = 313580,2$; $L_{\text{н}} = 84 - 16 = 68 \text{ м}$; пять плавных поворотов на 90° ($\xi_{\text{пов}} = 0,15$).

Так как $\text{Re}_{\text{н}} = 313580,2 > 10^5$, то для расчета коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{гл}}$ воспользуемся формулой Конакова [13]

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{1}{(1,8 \lg \text{Re} - 1,5)^2}, \quad (3.7)$$

где Re – критерий Рейнольдса.

По формуле (3.7)

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{1}{(1,8 \lg 313580,2 - 1,5)^2} = 0,014.$$

По формуле (3.6)

$$\delta = 11,6 \frac{0,100}{313580,2} \sqrt{\frac{8}{0,014}} = 8,84 \cdot 10^{-4} \text{ м,}$$

$\delta > \Delta$, так как $8,84 \cdot 10^{-5} > 4 \cdot 10^{-5}$, следовательно, труба и на последнем участке гидравлически гладкая и $\lambda = \lambda_{\text{гл}} = 0,014$.

По формуле (3.1)

$$h_l = 0,014 \frac{68}{0,1} \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 0,783 \text{ м.}$$

По формуле (3.2)

$$h_{\text{мс}} = 0,15 \cdot 5 \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 0,062 \text{ м.}$$

Суммарные потери на участке

$$h_{\text{н}} = 0,783 + 0,062 = 0,845 \text{ м.}$$

Суммарные потери в сети (на различных участках трубопровода и в теплообменнике)

$$\sum h_{\text{п}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{н}'} + h_{\text{т}} + h_{\text{н}''} = 0,361 + 0,238 + 1,608 + 0,845 = 3,05 \text{ м.}$$

3.2. Определение требуемого напора насоса

Требуемый напор насоса рассчитывают по формуле [13]

$$H_{\text{тр}} = (H + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{А}}}{\rho g} + \sum h_{\text{п}}, \quad (3.8)$$

где H – высота подъема жидкости от насоса, м; $h_{\text{вс}}$ – высота всасывания насоса, м; $P_{\text{к}}$ – давление воды на выходе из форсунок в стерилизуемый аппарат, Па; $P_{\text{А}}$ – атмосферное давление, Па; ρ – плотность воды, кг/м³; $\sum h_{\text{п}}$ – суммарные потери напора в сети, м.

По формуле (3.8)

$$H_{\text{тр}} = (14 + 2,1) + \frac{0,15 \cdot 10^6 - 9,81 \cdot 10^4}{999,6 \cdot 9,81} + 3,05 = 24,44 \text{ м.}$$

3.3. Выбор типа и марки насоса

Для перекачки воды выбираем консольный насос общего назначения типа К [3] с горизонтальным валом на отдельной стойке с числом оборотов $n = 2900$ об/мин.

По заданной (рассчитанной в тепловом расчете) подаче $V = 9,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ($34,96 \text{ м}^3/\text{ч}$) и рассчитанному значению требуемого напора $H_{\text{тр}} = 24,44 \text{ м}$ по полю $V - H$ насосов центробежных типа К выбираем марку насоса $K 45/30$ [3].

Из [3] строим рабочие характеристики выбранного насоса $K 45/30$ (рис. 24).

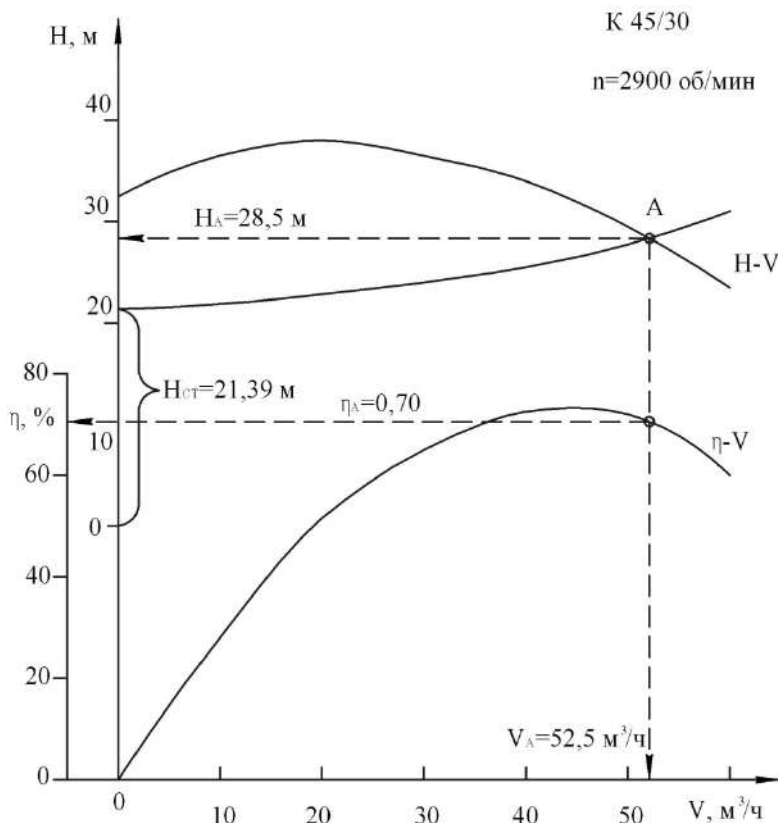


Рис. 24. Характеристика насоса и сети

3.4. Проверка условий работы выбранного насоса на сеть

Для проверки условий работы выбранного насоса $K 45/30$ на сеть на напорную характеристику насоса $H - V$ наложим характеристику сети $H_{\text{тр}} - V$ (рис. 24).

Для построения характеристики сети воспользуемся уравнением (3.8), записанном в виде

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + \sum h_{\text{п}}, \quad (3.9)$$

где $H_{\text{ст}} = (H + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{А}}}{\rho g}$ – статический напор, м;

$\sum h_{\text{п}}$ – потери напора в сети, м.

Статический напор

$$H_{\text{ст}} = (14 + 2,1) + \frac{0,15 \cdot 10^6 - 9,81 \cdot 10^4}{999,6 \cdot 9,81} = 21,39 \text{ м.}$$

Так как на всех участках трубопровода и в теплообменнике имеет место турбулентный режим движения, то потери напора в сети пропорциональны квадрату скорости, а следовательно, и квадрату подачи насоса, то есть

$$\sum h_{\text{п}} = bV^2, \quad (3.10)$$

где b – коэффициент пропорциональности; V – подача насоса, м³/с (м³/ч).

Уравнение (3.8) с учетом (3.9) и (3.10) преобразуется к виду

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + bV^2. \quad (3.11)$$

Уравнение характеристики сети (3.11) представляет собой восходящую параболу с вершиной на оси ординат, отсекающей отрезок $H_{\text{ст}} = 21,39$ м (см. рис. 24).

Для построения характеристики сети вычислим коэффициент пропорциональности b

$$b = \frac{\sum h_{\text{п}}}{V^2} = \frac{3,05}{34,96^2} = 0,0025.$$

Задаваясь различными значениями подач в пределах возможных подач выбранного насоса $K 45/30$, (например: 10, 20, 30, 40, 50 м³/ч), рассчитаем $H_{\text{тр}}$.

Результаты расчета внесем в таблицу 3.1.

По данным таблицы 3.1 строим характеристику сети $H_{\text{тр}} - V$. Точка пересечения напорной характеристики насоса $H - V$ с характеристикой сети $H_{\text{тр}} - V$ – рабочая точка насоса – т. А. Ее координаты: $V_A = 52,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,0146 \text{ м}^3/\text{с}$), $H_A = 28,5 \text{ м}$, $\eta_A = 0,70$.

Таблица 3.1

Характеристика сети

Подача насоса, V , $\text{м}^3/\text{ч}$	Статический напор, $H_{\text{ст}}$, м	Потери напора в сети, $\sum h_{\text{п}} = bV^2$, м	Полный напор, $H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + bV^2$, м
10	21,39	0,25	21,64
20	21,39	1,00	22,39
30	21,39	2,25	23,64
40	21,39	4,00	25,39
50	21,39	6,25	27,64

Значение $V_A = 52,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ больше заданной подачи $V = 34,96 \text{ м}^3/\text{ч}$, поэтому работу насоса на сеть необходимо отрегулировать, сместив т. А влево. Это можно осуществить одним из следующих способов: прикрытием задвижки на напорной линии (дресселированием), уменьшением частоты вращения вала рабочего колеса, обрезкой (обточкой) рабочего колеса насоса.

Заключение

В соответствии с заданием на проектирование выполнен тепловой, конструктивный и гидравлический расчеты кожухотрубчатого теплообменного аппарата для охлаждения перегретого пара с последующей его конденсацией.

Поскольку сущность процессов охлаждения перегретого пара и конденсации насыщенного различна, то тепловой расчет выполняли, условно разбив процесс (и аппарат) на три зоны: зону охлаждения пара, зону конденсации и зону охлаждения конденсата. Расчет интенсивности теплоотдачи в зоне конденсации вы-

полняли по уравнениям, учитывающим влияние температур поверхностей теплопередающей стенки. Температуры поверхностей стенки рассчитывали методом последовательных приближений.

Анализ выполненных в первом разделе расчетов позволил заключить, что в зоне конденсации передается воде значительно больше количества теплоты, чем в зоне охлаждения пара и в зоне охлаждения конденсата.

Конструктивный расчет позволил изучить устройство различных узлов аппарата, выбрать их конструкцию, рассчитать некоторые размеры (например, диаметры штуцеров). На основе конструктивного расчета выполнен чертеж общего вида выбранного аппарата.

Гидравлический расчет выполнен с целью расчета насосной установки, схема которой отвечает условиям выполненных ранее расчетов. Итогом гидравлического расчета является выбор насоса для перекачивания воды, в том числе и через рассчитанный и выбранный теплообменный аппарат.

Описание устройства и принцип работы выбранного теплообменного аппарата представлены во введении.

При выполнении работы использованы следующие литературные источники.

Список использованной литературы

1. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001.

2. ГОСТ 31842-2012 (ИСО 16812:2007) Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования.

3. ГОСТ 22247-96 Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля.

4. ГОСТ Р 55601-2013 Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования.

5. ГОСТ 34347-2017 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия.
6. ГОСТ 14249-89 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.
7. ГСССД 85-85 Таблицы стандартных справочных данных. Сталь инструментальная углеродистая и легированная. Упругие свойства. Модуль нормальной упругости при температурах 20...600°C.
8. *Дытнерский, Ю. И.* Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. В 2 кн. Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М. : Альянс, 2015. – 400 с.
9. *Иоффе, И. Л.* Проектирование процессов и аппаратов химической технологии : учебник. – М. : Альянс, 2015. – 352 с.
10. *Лацинский, А. А.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник / А. А. Лацинский, А. Р. Толчинский. – М. : Альянс, 2013. – 752 с.
11. *Павлов, К. Ф.* Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пос. для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков – М. : Альянс, 2016. – 576 с.
12. СП 61.13330.2012 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003 (с изм. № 1).
13. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты (основы механики жидкости и газа). Практикум : учеб. пос. / А. Н. Остриков, А. А. Смирных, И. Н. Болгова [и др.]. – Воронеж : ВГУИТ, 2018. – 231 с.
14. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты пищевых производств : учебник / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова [и др.]; под ред. А. Н. Острикова. – СПб. : Проспект Науки, 2020. – 640 с.
15. Процессы и аппараты пищевой технологии / под ред. С. А. Бредихина. – СПб. : Лань, 2014. – 544 с.
16. Справочник по теплообменникам : пер. с англ. / под ред. О. Г. Мартыненко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 913 с.

17. *Тимонин, А. С.* Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : справочник. В 3 т. – Калуга : Изд-во Н. Бочкаревой, 2002.

18. ТУ 3612-024-00220302-02 Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе (с изм. № 1–8).

5.2. Расчет двухсекционного пластинчатого охладителя

Введение

Теплообменные аппараты большинства предприятий промышленности составляют основную часть всего технологического оборудования. Характерная особенность современных предприятий – непрерывность (поточность) технологических процессов. Поточный технологический процесс по тепловой обработке пищевых продуктов можно осуществить только в поточных теплообменных аппаратах. В поточных теплообменниках, применяемых в промышленности, основной вид теплообмена – конвективный, при котором перенос теплоты осуществляется вместе с массой жидкости. Важнейшим вопросом является интенсификация конвективного теплообмена, ведущая к уменьшению металлоемкости теплообменных аппаратов.

Среди поточных теплообменных аппаратов, широко используемых в промышленности, особое место занимают пластинчатые теплообменные аппараты. Основным элементом этих теплообменников являются пластины, конструкция которых должна обеспечивать устойчивость пластин прогибу и повышение интенсивности теплообмена (теплоотдачи), удобство мойки и чистки. За последние годы в этом направлении достигнуты большие успехи. Поставленным целям наилучшим образом отвечают сетчато-поточные пластины, штампованные из тонкого листа нержавеющей стали.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Целью теплового расчета аппарата является определение необходимой площади теплопередающей поверхности.

Из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta T_{\text{ср}}}, \quad (1.1)$$

где F – необходимая площадь теплопередающей поверхности, м^2 ; Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт; K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta T_{\text{ср}}$ – средний температурный напор, К или $^{\circ}\text{C}$.

1.1. Определение тепловой нагрузки аппарата

Тепловую нагрузку аппарата Q – количество теплоты, передаваемой в аппарате от пивного сусла к воде и рассолу, рассчитаем как сумму теплот, переданных в водной $Q_{\text{в}}$ и рассольной $Q_{\text{р}}$ секциях, т. е.

$$Q = Q_{\text{в}} + Q_{\text{р}}, \quad (1.2)$$

$$\text{где} \quad Q_{\text{в}} = G_{\text{с}} c_{\text{с}} (T'_1 - T'_2) \chi; \quad (1.3)$$

$$Q_{\text{р}} = G_{\text{с}} c'_{\text{с}} (T'_2 - T'_3) \chi. \quad (1.4)$$

В формулах (1.3)–(1.4): $\chi = 0,95$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду;

$V_{\text{с}} = \frac{6,0}{3600} = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ – объемный расход сусла в аппарате;

$G_{\text{с}} = V_{\text{с}} \rho_{\text{с}} = 1,734 \text{ кг/с}$ – массовый расход сусла в теплообменнике; $\rho_{\text{с}} = 1038,6 \text{ кг/м}^3$ – плотность сусла (приложение 3) при его

средней температуре в аппарате $\frac{T'_1 + T'_3}{2} = \frac{70 + 5}{2} = 37,5^{\circ}\text{C}$; $c_{\text{с}}$ –

средняя удельная теплоемкость сусла в секции водного охлаждения, $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $c'_{\text{с}}$ – средняя удельная теплоемкость сусла в секции рассольного охлаждения, $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $T'_1 = 70,0^{\circ}\text{C}$ – начальная температура сусла; $T'_2 = 16^{\circ}\text{C}$ – температура сусла на выходе из

водной секции (или на входе в рассольную секцию); $T'_3 = 5^\circ\text{C}$ – температура суслу на выходе из аппарата.

Поскольку средние удельные теплоемкости суслу в водной c_c и рассольной c'_c секции определяются по средним температурам суслу в этих секциях, то определим эти средние температуры как среднеарифметические значения температур суслу в этих секциях.

Водная секция:

$$T_{\text{ср(в)}} = \frac{T'_1 + T'_2}{2} = \frac{70,0 + 16,0}{2} = 43,0^\circ\text{C}.$$

Рассольная секция:

$$T_{\text{ср(р)}} = \frac{T'_2 + T'_3}{2} = \frac{16,0 + 5,0}{2} = 10,5^\circ\text{C};$$

По приложению 3 средние удельные теплоемкости суслу в водной и рассольной секциях: $c_c = 3849,2$ Дж/кг·К, $c'_c = 3789,4$ Дж/кг·К.

Тепловые нагрузки в водной Q_v и рассольной Q_p секциях по уравнениям (1.3) и (1.4)

$$Q_v = 1,734 \cdot 3849,2 \cdot (70 - 16) \cdot 0,95 = 342403 \text{ Вт};$$

$$Q_p = 1,734 \cdot 3789,4 \cdot (16 - 5) \cdot 0,95 = 68665 \text{ Вт}$$

и суммарная тепловая нагрузка аппарата Q по уравнению (1.2)

$$Q = 342403 + 68665 = 411068 \text{ Вт}.$$

1.2. Расчет температурного режима теплообменника

Цель расчета – определение средней разности температур $\Delta T_{\text{ср}}$ и средних температур теплоносителя $T_{\text{ср1}}$ и $T_{\text{ср2}}$.

Так как для расчета температурного режима теплообменника необходимы начальные и конечные температуры всех теплоносителей, а в задании на проектирование конечные температуры воды $T_{2в}$ и рассола $T_{2р}$ (см. рис. 1.1) не заданы, то их необходимо определить.

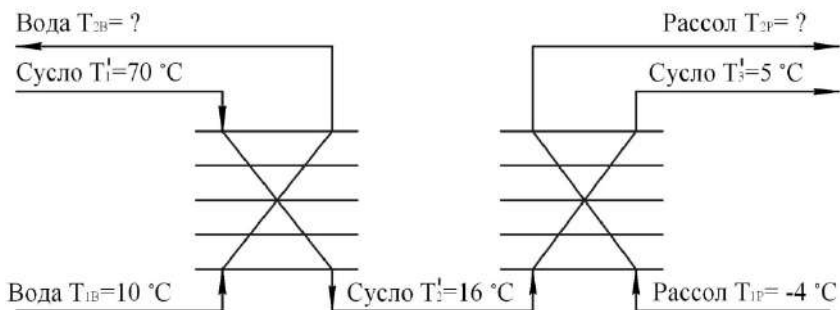


Рис. 1.1. Схема движения теплоносителей в теплообменнике

1.2.1. Определение конечных температур холодной воды и рассола

Неизвестные конечные температуры холодной воды и рассола определим из уравнений теплового баланса, записанных для секций водного и рассольного охлаждения.

Поскольку в задании на проектирование не заданы также расходы воды и рассола, то примем их двукратными расходу сусл.

Тогда расход воды $G_B = 2 G_c = 2 \cdot 1,734 = 3,468$ кг/с, а расход рассола $G_p = 2 G_c = 2 \cdot 1,734 = 3,468$ кг/с.

Из уравнения теплового баланса для водной секции

$$Q_B = G_B c_B (T_{2B} - T_{1B}) \quad (1.5)$$

конечная температура холодной воды

$$T_{2B} = T_{1B} + \frac{Q_B}{G_B c_B}, \quad (1.6)$$

где $c_B = 4190$ Дж/(кг·К) – средняя удельная теплоемкость воды [5].

По уравнению (1.6)

$$T_{2B} = 10 + \frac{342403}{3,468 \cdot 4190} = 33,56^\circ\text{C}.$$

Из уравнения теплового баланса для рассольной секции

$$Q_p = G_p c_p (T_{2p} - T_{1p}) \quad (1.7)$$

конечная температура рассола

$$t_{2p} = t_{1p} + \frac{Q_p}{G_p c_p}, \quad (1.8)$$

где $c_p = 3330$ Дж / (кг·К) – средняя удельная теплоемкость рассола (Приложение Ж).

По уравнению (1.8)

$$t_{2p} = -4,0 + \frac{68665}{346,2 \cdot 3330} = 1,95^\circ\text{C}.$$

1.2.2. Определение средней разности температур и средних температур теплоносителей

Так как проектируемый аппарат является двухсекционным (секция водного и секция рассольного охлаждения), то расчет температурного режима и других параметров теплообменного процесса в аппарате будем вести отдельно по секциям.

Секция водного охлаждения.

Составим схему движения теплоносителей (рис. 1.2), выбрав противоток, как обеспечивающий максимальную движущую силу процесса при прочих равных условиях.



Рис. 1.2. Схема движения теплоносителей в секции водного охлаждения

Средняя разность температур (движущая сила процесса)

$$\frac{\Delta T_6}{\Delta T_M} = \frac{36,44}{6} = 6,07; \text{ так как } \frac{\Delta T_6}{\Delta T_M} > 2, \text{ то средняя разность}$$

температур (движущая сила процесса)

$$\Delta T_{\text{ср.в}} = \frac{\Delta T_6 - \Delta T_M}{2,3 \lg \frac{\Delta T_6}{\Delta T_M}} = \frac{36,44 - 6}{2,3 \lg \frac{36,44}{6}} = 16,89^\circ\text{C}.$$

Так как температура воды в водной секции изменяется на меньшее число градусов, то среднюю температуру воды определим как среднеарифметическую начальной и конечной температур воды [4], то есть

$$T_{\text{ср.в}} = \frac{T_{1\text{в}} + T_{2\text{в}}}{2} = \frac{10 + 33,56}{2} = 21,78^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру пивного сусла определим по формуле

$$T_{\text{сус.в}} = T_{\text{ср.в}} + \Delta T_{\text{ср.в}} = 21,78 + 16,89 = 38,67^\circ\text{C}.$$

Секция рассольного охлаждения.

Схема движения теплоносителей показана на рисунке 1.3.



Рис. 1.3. Схема движения теплоносителей в секции рассольного охлаждения

$$\frac{\Delta T_6}{\Delta T_м} = \frac{14,05}{9} = 1,56.$$

Так как $\frac{\Delta T_6}{\Delta T_м} < 2$, то средняя разность температур

$$\Delta T_{\text{ср.р}} = \frac{\Delta T_6 + \Delta T_м}{2} = \frac{14,05 + 9}{2} = 11,53^\circ\text{C}.$$

Так как температура рассола в рассольной секции изменяется на меньшее число градусов, то среднюю температуру рассола определим как среднеарифметическую начальной и конечной температур рассола

$$T_{\text{ср.р}} = \frac{T_{1\text{р}} + T_{2\text{р}}}{2} = \frac{(-4) + (1,95)}{2} = -1,03^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру сусла определим по формуле

$$T_{\text{сус.р}} = T_{\text{ср.р}} + \Delta T_{\text{ср.р}} = -1,03 + 11,53 = 10,5^\circ\text{C}.$$

1.3. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей

Теплофизические свойства теплоносителей (пивного сусла, воды, и рассола) определим по приложениям А, Ж, З при средних температурах и запишем в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

Теплофизические свойства теплоносителей

Секция и процесс	Физические величины	Обозначения	Числовые значения	Ссылка на источник
1	2	3	4	5
Водная секция				
Охлаждение сусла	Средняя температура сусла, °C	$T_{\text{сус.в}}$	38,67	
	Плотность, кг/м ³	$\rho_{\text{с}}$	1038,2	Приложение 3
	Теплопроводность, Вт/м·К	$\lambda_{\text{с}}$	0,583	Приложение 3
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	$c_{\text{с}}$	3808,4	Приложение 3
	Динамическая вязкость, Па·с	$\mu_{\text{с}}$	$1240 \cdot 10^{-6}$	Приложение 3
	Число Прандтля, $Pr_{\text{с}} = \mu_{\text{с}} c_{\text{с}} / \lambda_{\text{с}}$	$Pr_{\text{с}}$	8,1	
Нагревание воды	Средняя температура воды, °C	$T_{\text{ср.в}}$	21,78	
	Плотность, кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	997,6	Приложение А
	Теплопроводность, Вт/м·К	$\lambda_{\text{в}}$	0,6024	
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	$c_{\text{в}}$	4188,2	
	Динамическая вязкость, Па·с	$\mu_{\text{в}}$	$965,1 \cdot 10^{-6}$	
	Число Прандтля	$Pr_{\text{в}}$	6,74	
Рассольная секция				
Охлаждение сусла	Средняя температура сусла, °C	$T_{\text{сус.р}}$	10,5	
	Плотность, кг/м ³	$\rho'_{\text{с}}$	1046	Приложение 3
	Теплопроводность, Вт/м·К	$\lambda'_{\text{с}}$	0,520	Приложение 3

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	c'_c	3789,4	Приложение 3
	Динамическая вязкость, Па·с	μ'_c	$2487 \cdot 10^{-6}$	Приложение 3
	Число Прандтля	Pr'_c	18,12	
Нагревание рассола	Средняя температура рассола, °С	$T_{ср.р}$	-1,03	Приложение Ж
	Плотность, кг/м³	ρ_p	1181,4	
	Теплопроводность, Вт/(м·К)	λ_p	0,536	
	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	c_p	3329,8	
	Динамическая вязкость, Па·с	μ_p	$3120 \cdot 10^{-6}$	
	Число Прандтля	Pr_p	19,43	

1.4. Установление гидродинамических условий протекания процесса в аппарате

Гидродинамические условия протекания процесса в аппарате характеризуются скоростью и режимом движения теплоносителей в каналах аппарата и определяются расходами теплоносителей и площадями сечений каналов для их проходов.

1.4.1. Выбор скоростей потоков теплоносителей в каналах между пластинами

В отличие от других видов теплообменных аппаратов (кожухотрубчатые, типа «труба в трубе» и др.), где скорость движения может быть однозначно определена из уравнения расхода

$$V = \vartheta S, \quad (1.9)$$

где V – объемный расход теплоносителя, м³/с; $S = \pi d^2 n / 4$ – площадь сечения труб одного хода, м²; ϑ – средняя скорость движения теплоносителя, м/с; d – диаметр теплообменника труб, м; n – число теплообменных труб в одном ходе, шт.

Скорость движения теплоносителей в пластинчатых аппаратах зависит от типа пластин, используемых в аппарате, и числа пластин в пакете. Под пакетом в пластинчатом теплообменнике понимают блок пластин, скомпонованных таким образом, что движение теплоносителя в нем осуществляется в одном направлении и с одинаковой скоростью (или блок пластин, обеспечивающих поступление данного теплоносителя одновременно во все каналы).

В связи с этим при расчете пластинчатых аппаратов задаются скоростью движения теплоносителя, затем из уравнения расхода (1.9) по заданному или рассчитанному объемному расходу теплоносителя определяют суммарную площадь поперечного сечения потока теплоносителя и, следовательно, число пластин в одном пакете.

Так как тип пластин в задании не определен, то выбираем для проектируемого теплообменника сетчато-поточные пластины типа 0,2. Техническая характеристика этих пластин:

поверхность теплопередачи	$F_{\Pi} = 0,2 \text{ м}^2$;
ширина потока	$b = 0,4 \text{ м}$;
расстояние между пластинами	$h = 0,0045 \text{ м}$;
приведенная длина потока в пластине	$l = 0,518 \text{ м}$;
эквивалентный диаметр	$d_{\text{э}} = 0,0088 \text{ м}$;
толщина пластины	$\delta = 0,001 \text{ м}$.

На основании практического опыта и рекомендаций задаемся скоростью движения пивного сусла между пластинами $\vartheta_{\text{с}} = 0,4$ м/с (уже при скоростях 0,2–0,5 м/с достигается интенсивная теплоотдача в пластинчатых теплообменниках).

По заданной производительности аппарата и выбранной скорости движения сусла в каналах аппарата из уравнения расхода (1.9) определим количество параллельных каналов в одном пакете, m

$$V_c = b h m v_c, \quad (1.10)$$

откуда

$$m = \frac{V_c}{b h v_c}, \quad (1.11)$$

где $V_c = \frac{6,0}{3600} = 1,67 \cdot 10^{-3}$ м³/с – объемный расход сусла в аппарате (задан); $b = 0,4$ м – ширина потока (пластины); $h = 0,0045$ м – расстояние между пластинами; $v_c = 0,4$ м/с – скорость движения сусла в каналах аппарата (принята).

По уравнению (1.11)

$$m = \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{0,4 \cdot 0,0045 \cdot 0,4} = 2,32.$$

Число параллельных каналов не может быть нецелым, поэтому выбираем число каналов равным 3 и уточняем скорость движения сусла

$$v_c = \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{0,4 \cdot 0,0045 \cdot 3} = 0,31 \text{ м/с.}$$

Скорость воды для удобства компоновки секции примем такой же, как и скорость сусла

$$v_b = 0,31 \text{ м/с.}$$

Следовательно, при двукратном расходе воды число параллельных каналов для неё будет вдвое больше, чем для сусла.

Скорость рассола примем также равной скорости сусла

$$v_p = 0,31 \text{ м/с.}$$

Тогда при двукратном расходе рассола число пластин также как и для воды, будет в одном пакете вдвое большим, чем для сусла.

1.4.2. Расчет режимов движения теплоносителей в каналах аппарата

Режим движения теплоносителей определяется значением критерия Рейнольдса, который в общем виде рассчитывается по формуле

$$Re = v d \rho / \mu, \quad (1.12)$$

где v – скорость движения теплоносителя в каналах аппарата, м/с; d – характерный линейный размер канала, м; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; μ – динамическая вязкость теплоносителя, Па·с.

Так как сечение каналов пластинчатого теплообменника отличается от круглого, то в качестве характерного линейного размера необходимо использовать эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$, который в общем случае вычисляется по формуле [3]

$$d_{\text{экв}} = 4S / \Pi, \quad (1.13)$$

где S – площадь поперечного сечения потока, м²; Π – смоченный жидкостью периметр канала, м.

Для потока жидкости между пластинами теплообменника в качестве характерного геометрического размера используют эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4S}{\Pi} = \frac{4bh}{2b} = 2h, \quad (1.14)$$

откуда
$$\text{Re} = \frac{v d_{\text{экв}} \rho}{\mu}. \quad (1.15)$$

По формуле (1.15) критерии Рейнольдса
для секции водного охлаждения:

для потока пивного суслу

$$\text{Re}_c = \frac{0,31 \cdot 0,0088 \cdot 1038,2}{1240 \cdot 10^{-6}} = 2284,$$

для потока воды

$$\text{Re}_b = \frac{0,31 \cdot 0,0088 \cdot 997,6}{965,1 \cdot 10^{-6}} = 2820;$$

для секции рассольного охлаждения:

для потока пивного суслу

$$\text{Re}'_c = \frac{0,31 \cdot 0,0088 \cdot 1046}{2487 \cdot 10^{-6}} = 1147,$$

для потока рассола

$$\text{Re}'_p = \frac{0,31 \cdot 0,0088 \cdot 1181,4}{3120 \cdot 10^{-6}} = 1033.$$

Турбулентный режим движения жидкостей в каналах пластинчатого теплообменника наступает при значительно меньших скоростях, чем в гладких прямолинейных каналах. Этому способствует наличие турбулизирующих выступов на поверхности пластин. В [3] считают, что турбулентный режим движения в каналах между пластинами теплообменников наступает при числе Рейнольдса 160...200, в [1] – при $Re = 50...200$.

Следовательно, режим движения пивного сусла в обеих секциях, воды и рассола, турбулентный.

1.5. Расчет коэффициентов теплоотдачи

Так как конструкция теплообменного аппарата задана, а необходимая площадь поверхности аппарата komponуется соответствующим количеством пластин, то необходимости в выполнении ориентировочных и приближенных расчётов нет, и можно приступить к выполнению уточненного расчёта, учитывающего влияние температур поверхностей стенки на интенсивность теплоотдачи.

Расчёт интенсивности теплоотдачи в каналах сетчатопоточных пластин типа 0,2 рекомендуется вести по уравнению [1, 3]

$$Nu = 0,09 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (1.16)$$

где $Nu = \frac{\alpha d_{э\text{кв}}}{\lambda}$ – число Нуссельта, характеризующее интенсивность теплоотдачи на границе «стенка – теплоноситель»;

$Re = \frac{\vartheta d_{э\text{кв}} \rho}{\mu}$ – критерий Рейнольдса, характеризующий режим

движения жидкости; $Pr = \frac{\mu c}{\lambda}$ – критерий Прандтля, характеризующий влияние теплофизических свойств теплоносителя на интенсивность теплоотдачи (значения μ , c , λ выбираются при

средней температуре теплоносителя); $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$ – множитель,

учитывающий влияние направления теплового потока на интенсивность теплоотдачи; $Pr_{ст}$ – критерий Прандтля при температуре стенки (значения μ , c , λ выбираются для теплоносителя при температуре стенки).

Так как температуры поверхностей стенок пластин неизвестны, то их расчет будем вести методом последовательных приближений.

Первое приближение.

Принимаем температуру поверхности стенки пластины со стороны пивного сусла в секции водного охлаждения $(T_{ст1})_I = 34^\circ \text{C}$, тогда $Pr_{ст} = 9,028$ (Приложение 3).

Интенсивность теплоотдачи от пивного сусла к поверхности пластины по уравнению (1.16)

$$Nu_I = 0,09 \cdot 2284^{0,73} \cdot 8,1^{0,43} \left(\frac{8,1}{9,028} \right)^{0,25} = 60,95,$$

откуда коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_I = \frac{Nu_I \cdot \lambda_c}{d_{эКВ}} = \frac{60,95 \cdot 0,583}{0,0088} = 4037,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны сусла в секции водного охлаждения

$$(q_1)_I = \alpha_I [T_{сус.в} - (T_{ст1})_I] = 4037,9(38,67 - 34) = 18857 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура поверхности стенки со стороны воды в секции водного охлаждения

$$(t_{ст2})_I = (t_{ст1})_I - (q_1)_I \cdot \sum r_{ст}, \quad (1.17)$$

где $\sum r_{ст}$ – сумма термических сопротивлений стенки пластины и загрязнений по обе её стороны.

$$\sum r_{ст} = r_{загр.1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{загр.2}, \quad (1.18)$$

где $r_{загр.1}$ – термические сопротивления загрязнений пластины со стороны сусла; $\delta_{ст} = 0,001 \text{ м}$ – толщина пластины [1, 3]; $\lambda_{ст} = 17,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коэффициент теплопроводности материала

пластины (нержавеющей стали) [6]; $r_{\text{загр.2}}$ – термические сопротивления загрязнений пластины со стороны воды.

На основании анализа литературных источников [1, 4, 5, 6] принимаем $r_{\text{загр.1}} = 0,000172 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ и $r_{\text{загр.2}} = 0,000172 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$, тогда по формуле (1.18)

$$\sum r_{\text{загр}} = 0,000172 + \frac{0,001}{17,5} + 0,000172 = 4,01 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}.$$

По формуле (1.17)

$$(t_{\text{ст2}})_I = 34 - 18857 \cdot 4,01 \cdot 10^{-4} = 26,44^\circ\text{C}.$$

При этой температуре для воды $\text{Pr}_{\text{ст}} = 5,99$.

По уравнению (1.16)

$$\text{Nu}_2 = 0,09 \cdot 2820^{0,73} \cdot 6,74^{0,43} \left(\frac{6,74}{5,99} \right)^{0,25} = 69,51,$$

$$\text{а } \alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_6}{d_{\text{экв}}} = \frac{69,51 \cdot 0,6024}{0,0088} = 4758,3 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны воды в секции водного охлаждения

$$(q_2)_I = \alpha_2 [(T_{\text{ст2}})_I - T_{\text{ср.в}}] = 4758,3 (26,44 - 21,78) = 22173,7 \text{ Вт / м}^2.$$

Сопоставляя $(q_1)_I$ и $(q_2)_I$, приходим к выводу, что расхождение в удельных тепловых нагрузках $(q_1)_I$ и $(q_2)_I$ (18857 и 22173,7) превышает 5%, поэтому расчет продолжаем, выполняя *второе приближение*.

Принимаем с шагом 0,2 в меньшую сторону $(T_{\text{ст1}})_{II} = 33,8^\circ\text{C}$.

Критерий Прандтля для масла при этой температуре $\text{Pr}_{\text{ст}} = 9,068$ (Приложение 3).

По уравнению (1.16)

$$\text{Nu}_1 = 0,09 \cdot 2284^{0,73} \cdot 8,1^{0,43} \left(\frac{8,1}{9,068} \right)^{0,25} = 60,88,$$

$$\text{а } \alpha_1 = \frac{60,88 \cdot 0,583}{0,0088} = 4033,3 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны суслу

$$(q_1)_{\Pi} = \alpha_1 [T_{\text{сус.в}} - (T_{\text{ст1}})_{\Pi}] = 4033,3(38,67 - 33,8) = 19642,2 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура поверхности стенки со стороны воды в секции водного охлаждения по формуле (1.17)

$$(T_{\text{ст2}})_{\Pi} = 33,8 - 19642,2 \cdot 4,01 \cdot 10^{-4} = 25,92 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре для воды $\text{Pr}_{\text{ст}} = 6,073$ (Приложение Е).

По уравнению (1.16)

$$\text{Nu}_2 = 0,09 \cdot 2820^{0,73} \cdot 6,74^{0,43} \left(\frac{6,74}{6,073} \right)^{0,25} = 69,27,$$

а
$$\alpha_2 = \frac{69,27 \cdot 0,6024}{0,0088} = 4741,8 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны воды

$$(q_2)_{\Pi} = \alpha_2 [(T_{\text{ст2}})_{\Pi} - T_{\text{ср.в}}] = 4741,8(25,92 - 21,78) = 19631 \text{ Вт / м}^2.$$

Средняя удельная тепловая нагрузка во втором приближении в секции водного охлаждения

$$(q_{\text{ср}})_{\Pi} = \frac{(q_1)_{\Pi} + (q_2)_{\Pi}}{2} = \frac{19642,2 + 19631}{2} = 19636,6 \text{ Вт / м}^2.$$

Отклонение удельных тепловых нагрузок в секции водного охлаждения

$$\Delta = \frac{|(q_1)_{\Pi} - (q_2)_{\Pi}|}{(q_{\text{ср}})_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{|19642,2 - 19631|}{19636,6} \cdot 100 = 0,06 \text{ } \%. .$$

Так как отклонение удельных тепловых нагрузок по обе стороны стенки не превышает 5%, то расчет коэффициентов теплоотдачи в секции водного охлаждения можно считать законченным.

Схема процесса теплопередачи в секции водного охлаждения может быть представлена следующими образом (рис. 1.4).

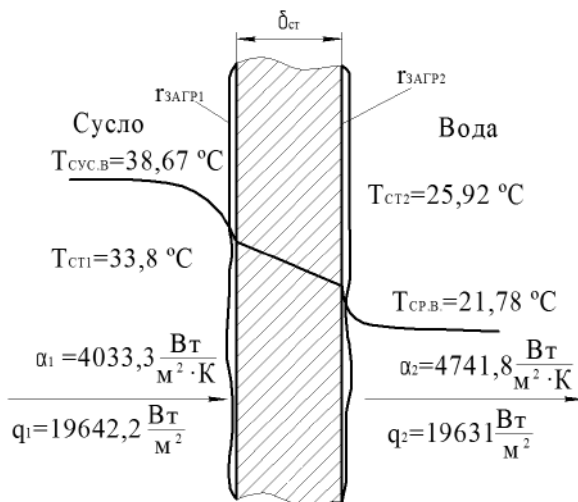


Рис. 1.4. Схема процесса теплопередачи в секции водного охлаждения

Переходим к расчету интенсивности теплоотдачи в секции рассольного охлаждения.

Первое приближение.

Принимаем температуру поверхности стенки пластины со стороны пивного суслика равной $(T_{ст1})_I = 6,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

При этой температуре для суслика $Pr_{ст} = 20,841$.

По уравнению (1.16)

$$Nu_1 = 0,09 \cdot 1147^{0,73} \cdot 18,12^{0,43} \left(\frac{18,12}{20,841} \right)^{0,25} = 51,71,$$

$$а \quad \alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda'_c}{d_{эКВ}} = \frac{51,71 \cdot 0,520}{0,0088} = 3055,6 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны суслика

$$(q_1)_I = \alpha_1 \left[(T_{сус,п}) - (T_{ст1})_I \right] = 3055,6 (10,5 - 6,5) = 12222,4 \text{ Вт / м}^2.$$

Уточним значение термического сопротивления стенки в зоне (секции) рассольного охлаждения, приняв термические со-

противления загрязнений со стороны рассола
 $r_{\text{загр}2} = 0,00010 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт [1].}$

Тогда суммарные термические сопротивления стенки пластины и загрязнений по обе ее стороны по формуле (1.18)

$$\sum r_{\text{ст}} = 0,000172 + \frac{0,001}{17,5} + 0,00010 = 3,3 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}.$$

Температура поверхности стенки пластины со стороны рассола по формуле (1.17)

$$(T_{\text{ст}2})_I = 6,5 - 12222,4 \cdot 3,3 \cdot 10^{-4} = 2,47^\circ \text{С}.$$

При этой температуре критерий Прандтля для рассола $\text{Pr}_{\text{ст}} = 16,572$ (Приложение Ж).

По уравнению (1.16)

$$\text{Nu}_2 = 0,09 \cdot 1033^{0,73} \cdot 19,43^{0,43} \left(\frac{19,43}{16,572} \right)^{0,25} = 53,19,$$

а
$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_p}{d_{\text{экв}}} = \frac{53,19 \cdot 0,536}{0,0088} = 3239,8 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны рассола

$$(q_2)_I = \alpha_2 [(T_{\text{ст}2})_I - (T_{\text{ср.п}})] = 3239,8 [2,47 - (-1,03)] = 11339,3 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Так как удельная тепловая нагрузка со стороны сусла превышает удельную тепловую нагрузку со стороны рассола более чем на 5%, то расчет продолжаем, принимая во *втором приближении* $(T_{\text{ст}1})_{II} = 6,6^\circ \text{С}$. При этой температуре для сусла $\text{Pr}_{\text{ст}} = 20,77$ (Приложение Д).

По формуле (1.16)

$$\text{Nu}_1 = 0,09 \cdot 1147^{0,73} \cdot 18,12^{0,43} \left(\frac{18,12}{20,77} \right)^{0,25} = 51,75,$$

а
$$\alpha_1 = \frac{51,75 \cdot 0,520}{0,0088} = 3152 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны сусла в секции рассольного охлаждения

$$(q_1)_{II} = 3152(10,5 - 6,6) = 12292,8 \text{ Вт / м}^2.$$

Температура поверхности стенки пластины со стороны рассола по формуле (1.17)

$$(T_{ст2})_{II} = 6,6 - 12292,8 \cdot 3,3 \cdot 10^{-4} = 2,54 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре для рассола $Pr_{ст} = 16,52$ (Приложение Ж).

По формуле (1.16)

$$Nu_2 = 0,09 \cdot 1033^{0,73} \cdot 19,43^{0,43} \left(\frac{19,43}{16,52} \right)^{0,25} = 53,23,$$

а
$$\alpha_2 = \frac{53,23 \cdot 0,536}{0,0088} = 3242,2 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны рассола в секции рассольного охлаждения

$$(q_2)_{II} = 3242,2 [2,54 - (-1,03)] = 11574,7 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Так как удельная тепловая нагрузка со стороны сусла вновь превышает удельную тепловую нагрузку со стороны рассола более чем на 5%, то расчет продолжаем, уменьшив шаг изменения температуры в два раза и принимая в *третьем приближении* $(T_{ст1})_{III} = 6,65 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При этой температуре для сусла $Pr_{ст} = 20,708$ (Приложение Д).

По уравнению (1.6)

$$Nu_1 = 0,09 \cdot 1147^{0,73} \cdot 18,12^{0,43} \left(\frac{18,12}{20,708} \right)^{0,25} = 51,789,$$

а
$$\alpha_1 = \frac{51,789 \cdot 0,52}{0,0088} = 3060,3 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны сусла в секции рассольного охлаждения

$$(q_1)_{III} = 3060,3(10,55 - 6,65) = 11782,2 \text{ Вт / м}^2.$$

Температура поверхности стенки пластины со стороны рассола в секции рассольного охлаждения по формуле (1.17)

$$(T_{ст2})_{III} = 6,65 - 11782,2 \cdot 3,3 \cdot 10^{-4} = 2,76 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре для рассола $Pr_{ct} = 16,358$ (Приложение Ж).

По уравнению (1.6)

$$Nu_2 = 0,09 \cdot 1033^{0,73} \cdot 19,43^{0,43} \left(\frac{19,43}{16,358} \right)^{0,25} = 53,366,$$

а
$$\alpha_2 = \frac{53,366 \cdot 0,536}{0,0088} = 3250,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны рассола в секции рассольного охлаждения

$$(q_2)_{III} = 3250,5 [2,76 - (-1,03)] = 12319,4 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Средняя удельная тепловая нагрузка

$$(q_{cp})_{III} = \frac{(q_1)_{III} + (q_2)_{III}}{2} = \frac{11782,2 + 12319,4}{2} = 12050,8 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

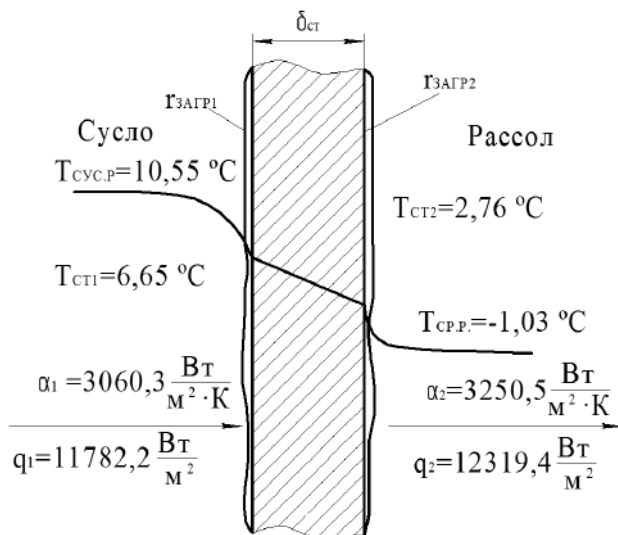


Рис. 1.5. Схема процесса теплопередачи в секции рассольного охлаждения

Отклонение удельных тепловых нагрузок в секции рассольного охлаждения

$$\Delta = \frac{|(q_2)_{\text{III}} - (q_1)_{\text{III}}|}{(q_{\text{ср}})_{\text{III}}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{|12319,4 - 11782,2|}{12050,8} \cdot 100 = 4,5\%.$$

Так как отклонение тепловых нагрузок по обе стороны стенки не превышает 5%, то расчет коэффициентов теплоотдачи в секции рассольного охлаждения можно считать законченным.

Схема процесса теплопередачи в секции рассольного охлаждения теплообменника может быть представлена следующим образом (рис. 1.5).

1.6. Расчет коэффициентов теплопередачи

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки рассчитывают по формуле [4–6]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.19)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя (сусла) к стенке пластины, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки пластины к холодному теплоносителю (воде или рассолу), $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; $\sum r_{\text{ст}}$ – суммарные термические сопротивления степени и загрязнений, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

Коэффициент теплопередачи по формуле (1.19) для секции водного охлаждения

$$K_{\text{в}} = \frac{1}{\frac{1}{4033,3} + 4,01 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{4741,8}} = 1163 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коэффициент теплопередачи по формуле (1.19) для секции рассольного охлаждения

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{3060,3} + 3,3 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{3250,5}} = 1036,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

1.7. Расчет площадей поверхностей теплоотдачи

Требуемые площади теплопередающих поверхностей определим по уравнению (1.1).

Для секции водного охлаждения

$$F_v = \frac{Q_v}{K_v \Delta T_{\text{ср.в}}} = \frac{342403}{1163 \cdot 16,89} = 17,43 \text{ м}^2.$$

Для секции рассольного охлаждения

$$F_p = \frac{Q_p}{K_p \cdot \Delta T_{\text{ср.р}}} = \frac{68665}{1036,9 \cdot 11,53} = 5,74 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поверхности аппарата

$$F = F_v + F_p = 17,43 + 5,74 = 23,17 \text{ м}^2.$$

Тепловой расчет аппарата закончен.

2. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ

Целью конструкторского расчета аппарата является определение числа пластин в аппарате, числа пакетов для суслу, воды и рассола, составление формулы компоновки и построение компоновочной схемы.

2.1. Расчет количества пластин и пакетов

Общее число пластин в каждой секции определим, разделив требуемую площадь поверхности F_v или F_p на площадь поверхности одной пластины $F_{\text{пл}}$.

Секция водного охлаждения.

Число пластин в секции

$$n_{\text{пл}}^{\text{в}} = \frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{пл}}} = \frac{17,43}{0,2} = 87,15 \text{ шт.}$$

Число пакетов для суслу

$$n_{\text{п(с)}} = \frac{87,15}{3 \cdot 2} = 14,5 \text{ шт.}$$

Так как число пакетов должно быть целым, то принимаем его равным $n_{\text{п(с)}} = 15$ шт., тогда число пластин в секции будет равно $n_{\text{пл(с)}} = 15 \cdot 6 = 90$ шт., а площадь поверхности теплопередачи в секции водного охлаждения

$$F_{\text{в}} = n_{\text{пл(с)}} F_{\text{пл}} = 90 \cdot 0,2 = 18 \text{ м}^2.$$

При этом число пакетов для воды будет равно

$$n_{\text{п(в)}} = \frac{90}{6 \cdot 2} = 7,5 \text{ шт.}$$

Так как число пакетов и для воды не может быть нецелым, то принимаем его равным 8 шт., тогда число пластин в секции водного охлаждения

$$n_{\text{пл(в)}} = 8 \cdot 12 = 96 \text{ шт.},$$

а площадь поверхности теплопередачи в секции водного охлаждения

$$F'_{\text{в}} = n_{\text{пл(в)}} \cdot F_{\text{пл}} = 96 \cdot 0,2 = 19,2 \text{ м}^2.$$

Уточним число пакетов для пивного суслу

$$n_{\text{п(с)}} = \frac{96}{3 \cdot 2} = 16 \text{ шт.}$$

Секция рассольного охлаждения.

Число пластин в секции

$$n_{\text{пл}}^{\text{р}} = \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{пл}}} = \frac{5,74}{0,2} = 28,7 \text{ шт.}$$

Число пакетов для суслу

$$n_{\text{п(с)}} = \frac{28,7}{3 \cdot 2} = 4,7 \text{ шт.}$$

Так как число пакетов должно быть целым, то принимаем его равным $n_{\text{п(с)}} = 5$ шт., тогда число пластин в секции будет

равно $n_{\text{пл(с)}} = 5 \cdot 6 = 30$ шт., а площадь поверхности теплопередачи в секции рассольного охлаждения

$$F_p = n_{\text{пл(с)}} F_{\text{пл}} = 30 \cdot 0,2 = 6 \text{ м}^2.$$

При этом число пакетов для рассола будет равно

$$n_{\text{пл(р)}} = \frac{30}{6 \cdot 2} = 2,5 \text{ шт.}$$

Так как число пакетов и для рассола не может быть нецелым, то принимаем его равным 3 шт., тогда число пластин в секции рассольного охлаждения

$$n_{\text{пл(р)}} = 3 \cdot 12 = 36 \text{ шт.},$$

а площадь поверхности теплопередачи в секции рассольного охлаждения

$$F'_p = n_{\text{пл(р)}} \cdot F_{\text{пл}} = 36 \cdot 0,2 = 7,2 \text{ м}^2.$$

Уточним число пакетов для пивного сусла

$$n_{\text{пл(с)}} = \frac{36}{3 \cdot 2} = 6 \text{ шт.}$$

Суммарная площадь поверхности теплопередачи секций водного и рассольного охлаждений составит

$$F' = F'_в + F'_p = 19,2 + 7,2 = 26,4 \text{ м}^2.$$

Запас площади поверхности аппарата составляет

$$\frac{F' - F}{F'} \cdot 100 = \frac{26,4 - 23,17}{26,4} \cdot 100 = 12,2\%,$$

что отвечает рекомендациям [5].

На основании ГОСТ 15518-87 принимаем ближайший больший стандартный разборный теплообменник исполнения 3 с пластинами 0,2 м² общей площадью 31,5 м².

2.2. Компоновка пластин в аппарате

Уточним некоторые понятия, связанные с движением теплоносителей в пластинчатом теплообменном аппарате и изложенные в [1]. Элементом тракта движения жидкости в пластинча-

том аппарате является *канал* – пространство между двумя соседними пластинами.

Рабочая среда (пивное сусло, вода, рассол), входящая в аппарат, попадает в каналы через продольные коллекторы, образованные угловыми отверстиями пластин и малыми прокладками, окружающими эти отверстия.

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

Понятие пакета в пластинчатом теплообменнике соответствует понятию *хода* в кожухотрубчатом.

При входе из первого пакета рабочая среда попадает в противоположный коллекторный канал, проходит по нему вдоль аппарата до очередной граничной (пластины с заглушенным угловым отверстием) и распределяется по каналам второго пакета. Во втором пакете рабочая среда движется в направлении, противоположном ее движению в первом пакете.

При одинаковом числе каналов в пакетах скорость теплоносителя в аппарате остается постоянной.

Когда аппарат скомпонован так, что число каналов в пакетах для первой и второй сред неодинаково, то такую схему компоновки называют *несимметричной*.

Составим формулу компоновки для секции водного охлаждения

$$\frac{3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3}{6 + 6 + 6 + 6 + 6 + 6 + 6 + 6}$$

или $\frac{3 \times 16}{6 \times 8}.$

Схема компоновки секции водного охлаждения будет выглядеть следующим образом (рис. 2.2).

Составим формулу компоновки для секции рассольного охлаждения

$$\frac{3 + 3 + 3 + 3 + 3 + 3}{6 + 6 + 6} \text{ или } \frac{3 \times 6}{6 \times 3}.$$

Схема компоновки секции рассольного охлаждения будет выглядеть следующим образом (рис. 2.1).

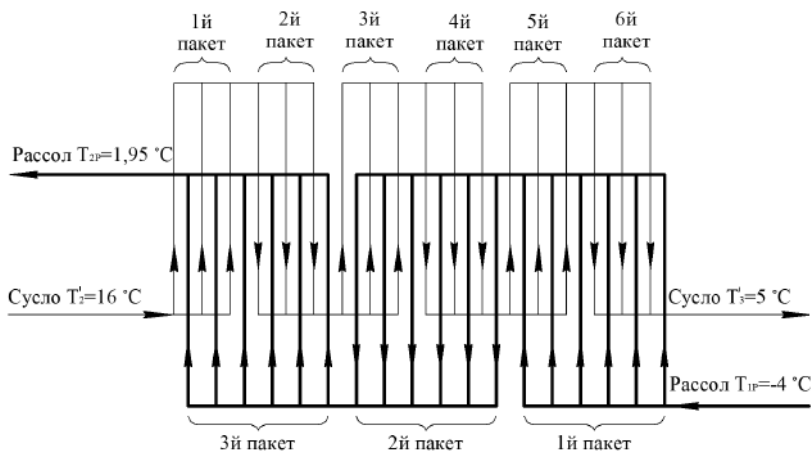


Рис. 2.1. Схема компоновки секции рассольного охлаждения

2.3. Проверка выбранной схемы компоновки аппарата

Выполним проверку выбранной схемы компоновки аппарата, сопоставив длину потока жидкости, необходимую для завершения процесса теплообмена с длиной пути теплоносителя в выбранном теплообменнике.

Составим уравнение теплового баланса для секции водного охлаждения

$$V_c \rho_c c_c (T'_1 - T'_2) = K_B F_B \Delta T_{cp.v.} \quad (2.1)$$

Объем суслу, протекающего по одному каналу V_c , заменим через сечение канала $b \cdot h$ и скорость v_c

$$V_c = b h v_c, \quad (2.2)$$

а поверхность теплопередачи F_B выразим как произведение удвоенной ширины пластины b на требуемую длину пути суслу L_c (поток суслу охладителя с двух сторон):

$$F_B = 2 b L_c. \quad (2.3)$$

Из уравнения (2.1) с учетом (2.2) и (2.3) получим необходимую длину пути суслу в секции водного охлаждения

$$L_c = \frac{h \vartheta_c \rho_c c_c (T'_1 - T'_2)}{2 K_v \Delta T_{\text{ср.в}}}. \quad (2.4)$$

По уравнению (2.4)

$$L_c = \frac{0,0045 \cdot 0,31 \cdot 1038,2 \cdot 3808,4 \cdot (70 - 16)}{2 \cdot 1163 \cdot 16,89} = 7,58 \text{ м.}$$

По компоновочной формуле суслу в секции водного охлаждения должно последовательно пройти десять пакетов, следовательно, длина пути суслу L_d будет равна приведенной длине потока в пластине на число пакетов

$$L_d = 0,518 \cdot 16 = 8,288 \text{ м.}$$

Таким образом, видно, что путь суслу в секции водного охлаждения запроектирован с некоторым запасом ($8,288 > 7,58$).

Выполняя аналогичный анализ, получим формулу необходимой длины пути охлаждения суслу в секции рассольного охлаждения

$$L'_p = \frac{h \vartheta_c \rho'_c c'_c (T'_2 - T'_3)}{2 K_p \Delta T_{\text{ср.р}}}. \quad (2.5)$$

По формуле (2.5)

$$L'_p = \frac{0,0045 \cdot 0,31 \cdot 1046 \cdot 3789,4 (16 - 5)}{2 \cdot 1036,9 \cdot 11,53} = 2,54 \text{ м.}$$

По приведенной выше компоновочной формуле суслу в секции рассольного охлаждения должно пройти четыре пакета, следовательно, длина пути суслу L'_d будет равна произведению приведенной длины потока в пластине на число пакетов

$$L'_d = 0,518 \cdot 6 = 3,108 \text{ м.}$$

Как видно, путь суслу в секции рассольного охлаждения также запроектирован с некоторым запасом ($3,108 > 2,54$).

В результате выполненных расчетов можно заключить, что аппарат и его компоновка спроектированы правильно.

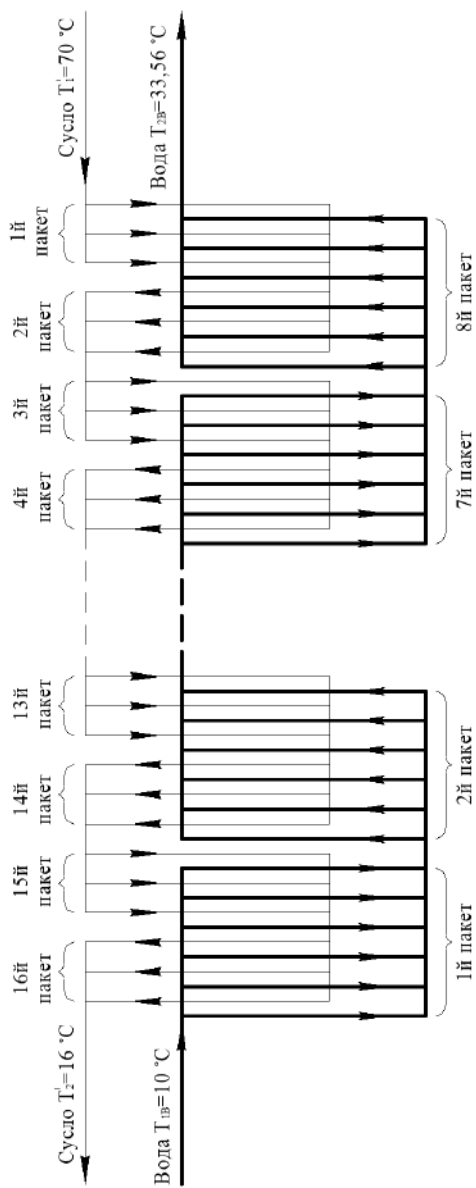


Рис. 2.2. Схема компоновки секции водного охлаждения

2.4. Определение габаритных размеров аппарата

Для компоновки спроектированного аппарата используются стандартные пластины и другие стандартные узлы и детали, размеры которых приведены в справочной литературе, поэтому расчету подлежат лишь длины секций водного и рассольного охлаждения, зависящие от числа пластин в них.

Длина секций может быть рассчитана по формуле

$$L = n_{\Pi} \cdot \delta_{\Pi} + (n_{\Pi} - 1) \cdot h, \quad (2.6)$$

где n_{Π} – число пластин в секции, шт.; $\delta_{\Pi} = 0,001$ м – толщина пластины; $h = 0,0045$ м – расстояние между пластинами в собранном аппарате.

По формуле (2.6) длина секции водного охлаждения

$$L_{\text{в}} = 96 \cdot 0,001 + (96 - 1) \cdot 0,0045 = 0,5235 \text{ м},$$

а длина рассольной сушки при 24 пластинах в ней

$$L_{\text{р}} = 36 \cdot 0,001 + (36 - 1) \cdot 0,0045 = 0,1935 \text{ м}.$$

2.5. Расчет диаметров штуцеров

Диаметры штуцеров определим из уравнения расхода (1.9)

$$d = \sqrt{\frac{4 V}{\pi v_{\text{шт}}}}, \quad (2.7)$$

При скорости сусла $v_{\text{с}} = v_{\text{шт}} = 0,31$ м/с по уравнению (2.7)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,31}} = 0,083 \text{ м}.$$

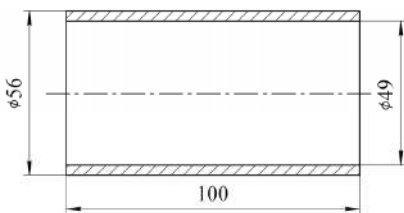


Рис. 2.3. Патрубок штуцера

Для изготовления патрубков штуцера (рис. 2.3) используем трубу диаметром $\text{Ø}89 \times 4,5$ мм (внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 0,080$ м) из нержавеющей стали.

Уточним скорость движения сусла в штуцере

$$v_{шт} = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot d_{вн}^2} = \frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,08^2} = 0,332 \text{ м/с.}$$

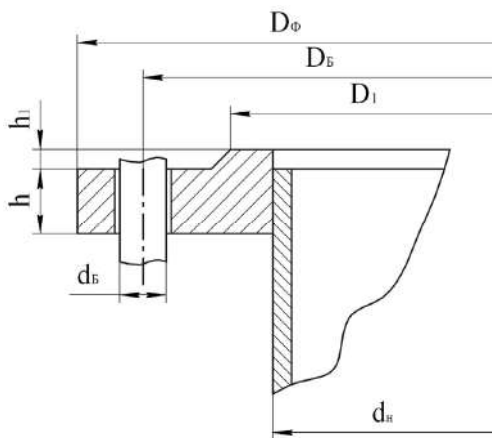


Рис. 2.4. Фланец штуцера

Для изготовления штуцера выбираем стандартный фланец типа 1 [2] (рис. 2.4).

Основные размеры фланца: $D_{\phi} = 185$ мм; $D_6 = 150$ мм; $D_1 = 128$ мм; болты М16 – 4 шт.; $h = 14$ мм.

С целью унификации используем для воды и рассола такие же штуцера, тогда скорость воды и рассола:

$$v_p = v_v = \frac{4 V}{\pi d_{шт}^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,08^2} = 0,665 \text{ м/с,}$$

т. е. находится в пределах рекомендуемых (значение скорости капельных жидкостей в пластинчатых теплообменниках не должно превышать 2,5 м/с) [1].

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Целью гидравлического расчета теплообменного аппарата является определение потерь напора (гидравлических сопротивлений) при движении теплоносителей в каналах теплообменника.

Потери напора определяют по уравнению [1, 3, 5].

$$H = i \xi \frac{L_{np}}{d_s} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.1)$$

где $i = \frac{Z}{2m}$ – число пакетов в секции; Z – число рабочих пластин в секции; m – число каналов в пакете; L_{np} – приведенная длина канала, м; d_s – эквивалентный диаметр, м; ξ – коэффициент сопротивления пакета, составленного из сетчато-поточных пластин 0,2 [1];

$$\xi = 17 \text{Re}^{-0,25}, \quad (3.2)$$

где Re – критерий Рейнольдса; v – скорость движения теплоносителя в каналах, м/с.

Коэффициент сопротивления одного пакета секции водного охлаждения (по тракту движения сусла) по формуле (3.2)

$$\xi_b = 17 \cdot 2284^{-0,25} = 2,46.$$

Потерянный напор в секции водного охлаждения по формуле (3.1)

$$H_b = 16 \cdot 2,46 \cdot \frac{0,518}{0,0088} \cdot \frac{0,31^2}{2 \cdot 9,81} = 11,348 \text{ м.}$$

Коэффициент сопротивления одного пакета секции рассольного охлаждения (по тракту движения сусла) по формуле (3.2)

$$\xi_p = 17 \cdot 1147^{-0,25} = 2,92.$$

Потерянный напор в секции рассольного охлаждения по формуле (3.1)

$$H_p = 6 \cdot 2,92 \cdot \frac{0,518}{0,0088} \cdot \frac{0,31^2}{2 \cdot 9,81} = 5,051 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений на всем пути движения сусла между пластинами обеих секций теплообменника:

$$H = H_b + H_p = 11,348 + 5,051 = 16,399 \text{ м.}$$

Потери давления в двух секциях теплообменника:

$$\Delta P = \rho_{\text{ср}} g H = 1042,1 \cdot 9,81 \cdot 16,399 = 167647 \text{ Па},$$

где $\rho_{\text{ср}} = \frac{1038,2 + 1046}{2} = 1042,1 \text{ кг/м}^3$ – средняя плотность сула в двух секциях теплообменника.

Мощность насоса, затрачиваемая на прокачку сула через теплообменник:

$$N = \frac{\rho_{\text{ср}} g H V_{\text{с}}}{1000} = \frac{1042,1 \cdot 9,81 \cdot 16,399 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{1000} = 0,28 \text{ кВт}.$$

4. РАСЧЕТ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ И ВЫБОР НАСОСА

Выполним расчет насосной установки согласно схеме принятой и представленной на рисунке 4.1.

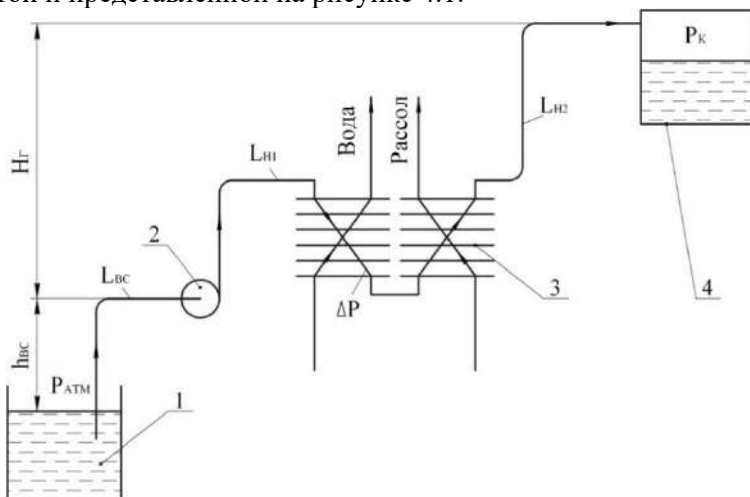


Рис. 4.1. Схема насосной установки:

1 – емкость для сула; 2 – насос; 3 – теплообменник пластинчатый двух-секционный; 4 – танк.

Примем $H_{\Gamma} = 2,4 \text{ м}$, $h_{\text{вс}} = 1,1 \text{ м}$, $L_{\text{вс}} = 6,7 \text{ м}$, $L_{\text{н1}} = 11,8 \text{ м}$, $L_{\text{н2}} = 26,7 \text{ м}$, $P_{\text{атм}} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$, $P_{\text{к}} = 1,02 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Насос, работающий на сеть, выбирают по заданной подаче $V_c = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ($6,0 \text{ м}^3/\text{ч}$) и напору $H_{\text{тр}}$, который предстоит рассчитать по формуле [7]

$$H_{\text{тр}} = (H_{\Gamma} + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{атм}}}{\rho g} + \sum h_{\Pi}, \quad (4.1)$$

где $(H_{\Gamma} + h_{\text{вс}})$ – высота подъема сусла над уровнем в емкости I , м;

$\frac{P_{\text{к}} - P_{\text{атм}}}{\rho g}$ – высота, обусловленная разностью давлений в танке 4 и емкости I , м; $\sum h_{\Pi}$ – сумма потерь напора на всех участках трубопровода, включая и теплообменный аппарат, м.

Сумма первых двух слагаемых уравнения (4.1)

$$H_{\text{ст}} = (H_{\Gamma} + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{атм}}}{\rho g} \quad (4.2)$$

называется статическим напором.

По уравнению (4.2)

$$H_{\text{ст}} = (2,4 + 1,1) + \frac{1,02 \cdot 10^5 - 9,81 \cdot 10^4}{1023,6 \cdot 9,81} = 3,9 \text{ м},$$

где $\rho_c = 1023,6 \text{ кг/м}^3$ – плотность сусла при $T'_1 = 70^\circ\text{C}$.

4.1. Расчет потерь напора

Для расчета потерь напора на различных участках насосной установки разобьем всю сеть на участки:

- всасывающий, от емкости I до насоса 2;
- напорный, от насоса 2 до теплообменника 3;
- теплообменник 3;
- напорный, от теплообменника 3 до танка 4.

Определяем диаметры участков трубопроводов. Из уравнения расхода

$$d = \sqrt{\frac{4 V_c}{\pi v}}, \quad (4.3)$$

где V_c – объемный расход сусла, м³/с; v – скорость движения сусла на рассматриваемом участке трубопровода, м/с.

Примем скорость движения сусла на всасывающем участке $v_{bc} = 0,8$ м/с, а на напорном $v_n = 1,2$ м/с.

По формуле (4.3)

$$d_{bc} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,8}} = 0,052 \text{ м.}$$

По ГОСТ 8732-78 выбираем стальную бесшовную горячекатаную трубу из нержавеющей стали диаметром Ø57×3,5 мм (внутренний диаметр $d_{вн} = 57 - 2 \cdot 3,5 = 50 \text{ мм} = 0,050 \text{ м}$).

По формуле (4.3)

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,042 \text{ м.}$$

По ГОСТ 8732-78 выбираем стальную бесшовную горячекатаную трубу из нержавеющей стали диаметром Ø45×3,5 мм (внутренний диаметр $d_{вн} = 45 - 2 \cdot 3,5 = 38 \text{ мм} = 0,038 \text{ м}$).

Так как внутренний диаметр выбранной для всасывающего участка трубы отличается от рассчитанного, то необходимо уточнить значение скорости движения пивного сусла на всасывающем трубопроводе

$$v_{bc} = \frac{4 V_c}{\pi d_{bc}^2} = \frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05^2} = 0,85 \text{ м/с.}$$

Скорость сусла на напорном участке трубопровода

$$v_n = \frac{4 V_c}{\pi d_n^2} = \frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,038^2} = 1,47 \text{ м/с.}$$

Расчет потерь напора будем вести отдельно по каждому участку.

Различают два вида потерь напора: потери по длине h_l и потери в местных сопротивлениях h_{mc} .

Потери по длине рассчитывают по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.4)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; L, d – длина и диаметр участка трубопровода, м; $\frac{v^2}{2g}$ – скоростной напор на рассматриваемом участке трубопровода, м.

Потери в местных сопротивлениях рассчитываются по формуле Вейсбаха

$$h_{mc} = \sum \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (4.5)$$

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; $\frac{v^2}{2g}$ – скоростной напор, м.

Коэффициенты местных сопротивлений ξ выбирают из справочной литературы в зависимости от вида местных сопротивлений, а коэффициент гидравлического трения λ рассчитывают. При турбулентном режиме движения в зависимости от условий эксплуатации труба может быть гидравлически гладкой или шероховатой. У шероховатых труб толщина вязкого подслоя δ больше величины абсолютной шероховатости стенок трубы Δ . Толщина вязкого подслоя рассчитывается по формуле

$$\delta = 11,6 \frac{d}{Re} \sqrt{\frac{8}{\lambda_{\text{гл}}}}, \quad (4.6)$$

где $\lambda_{\text{гл}}$ – коэффициент гидравлического трения для гладких труб. При $Re < 10^5$ он рассчитывается по формуле Блазиуса

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (4.7)$$

Всасывающий участок.

Режим движения сусла

$$Re_{\text{вс}} = \frac{v_{\text{вс}} d_{\text{вс}} \rho_{\text{с70}}}{\mu_{\text{с70}}} = \frac{0,85 \cdot 0,050 \cdot 1023,6}{769 \cdot 10^{-6}} = 56571,$$

где $\rho_{с70} = 1023,6 \text{ кг/м}^3$, $\mu_{с70} = 769 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ – плотность и вязкость пивного сусла при температуре 70°C (Приложение 3).

Режим движения сусла турбулентный.

Предполагая, что труба гидравлически гладкая, определим λ по формуле Блазиуса

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{56571^{0,25}} = 0,021.$$

Проверим трубу на шероховатость. По формуле (4.6) толщина вязкого подслоя

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{0,050}{56571} \cdot \sqrt{\frac{8}{0,021}} = 2,0 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Для выбранной бесшовной горячекатаной новой и чистой трубы из нержавеющей стали $k_s = 0,02 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, а абсолютная шероховатость

$$\Delta = \frac{k_s}{0,5} = \frac{2,0 \cdot 10^{-5}}{0,5} = 4 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Так как $\delta > \Delta$ ($2,0 \cdot 10^{-4} > 4 \cdot 10^{-5}$), то труба гидравлически гладкая и $\lambda = \lambda_{\text{гл}} = 0,021$.

По формуле (4.4) потери по длине

$$h_l = 0,021 \cdot \frac{6,7}{0,050} \cdot \frac{0,85^2}{2 \cdot 9,81} = 0,104 \text{ м.}$$

На всасывающем участке трубопровода два местных сопротивления: вход в трубу ($\xi_{\text{вх}} = 0,5$) и поворот на 90° ($\xi_{\text{пов}} = 0,15$).

По формуле (4.5)

$$h_{\text{мс}} = (0,5 + 0,15) \cdot \frac{0,85^2}{2 \cdot 9,81} = 0,024 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора на всасывающем участке

$$h_{\text{вс}} = h_l + h_{\text{мс}} = 0,104 + 0,024 = 0,128 \text{ м.}$$

Участок напорного трубопровода от насоса до теплообменника.

Режим движения сусла

$$\text{Re}_{\text{н1}} = \frac{\vartheta_{\text{н}} d_{\text{н}} \rho_{\text{с70}}}{\mu_{\text{с70}}} = \frac{1,47 \cdot 0,038 \cdot 1023,6}{769 \cdot 10^{-6}} = 74354.$$

Режим движения сусла турбулентный.

По формуле (4.7)

$$\lambda_{\text{тл}} = \frac{0,3164}{74354^{0,25}} = 0,0192.$$

По формуле (4.6)

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{0,038}{74354} \cdot \sqrt{\frac{8}{0,0192}} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

$\delta > \Delta$ ($1,2 \cdot 10^{-4} > 4 \cdot 10^{-5}$), следовательно $\lambda = \lambda_{\text{тл}} = 0,0192$.

По формуле (4.4)

$$h_l = 0,0192 \cdot \frac{11,8}{0,038} \cdot \frac{1,47^2}{2 \cdot 9,81} = 0,657 \text{ м.}$$

На рассматриваемом участке трубопровода один плавный поворот на 90° ($\xi_{\text{пов}} = 0,15$), тогда по формуле (4.5)

$$h_{\text{мс}} = 0,15 \cdot \frac{1,47^2}{2 \cdot 9,81} = 0,017 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора на рассматриваемом участке трубопровода

$$h_{\text{н1}} = h_l + h_{\text{мс}} = 0,657 + 0,017 = 0,674 \text{ м.}$$

Теплообменник.

Потери напора в теплообменник $h_{\text{т}} = H = 16,399 \text{ м}$ (см. раздел 3).

Участок напорного трубопровода от теплообменника до танка.

Режим движения сусла

$$\text{Re}_{\text{н2}} = \frac{\vartheta_{\text{н}} d_{\text{н}} \rho_{\text{с5}}}{\mu_{\text{с5}}} = \frac{1,47 \cdot 0,038 \cdot 1046,4}{2890 \cdot 10^{-6}} = 20226,$$

где $\rho_{\text{с5}} = 1046,4 \text{ кг/м}^3$, $\mu_{\text{с5}} = 2890 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – плотность и динамическая вязкость сусла при $T_3 = 5,0^\circ \text{C}$ (Приложение 3).

Режим движения сусла турбулентный.

По формуле (4.7)

$$\lambda_{\text{тл}} = \frac{0,3164}{20226^{0,25}} = 0,027.$$

По формуле (4.6)

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{0,038}{20226} \cdot \sqrt{\frac{8}{0,027}} = 3,75 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

$\delta > \Delta$ ($3,75 \cdot 10^{-4} > 4,0 \cdot 10^{-5}$), следовательно $\lambda = \lambda_{\text{тл}} = 0,027$.

По формуле (4.4)

$$h_l = 0,027 \cdot \frac{26,7}{0,038} \cdot \frac{1,47^2}{2 \cdot 9,81} = 2,089 \text{ м.}$$

На рассматриваемом участке трубопровода два плавных поворота на 90° ($\xi_{\text{пов}} = 0,15$), тогда по формуле (4.5)

$$h_{\text{мс}} = 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{1,47^2}{2 \cdot 9,81} = 0,033 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора на рассматриваемом участке трубопровода

$$h_{\text{н2}} = h_l + h_{\text{мс}} = 2,089 + 0,033 = 2,122 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора на всех участках

$$\sum h_{\text{п}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{н1}} + h_{\text{т}} + h_{\text{н2}} = 0,128 + 0,674 + 16,399 + 2,122 = 19,323 \text{ м.}$$

По формуле (4.1) требуемый напор насоса

$$H_{\text{тр}} = 3,9 + 19,323 = 23,223 \text{ м.}$$

4.2. Выбор типа и марки насоса

Для перекачивания суслы необходимо использовать насос из нержавеющей стали. Поэтому выбираем насос типа Х [7]. По полю $Q-H$ ($V-H$) центробежных насосов типа Х по заданной подаче $V = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ($6,0 \text{ м}^3/\text{ч}$) и рассчитанному требуемому напору $H_{\text{тр}} = 23,223 \text{ м}$ выбираем насос Х 8/30. С [7] строим рабочие характеристики выбранного насоса (рис. 4.2).

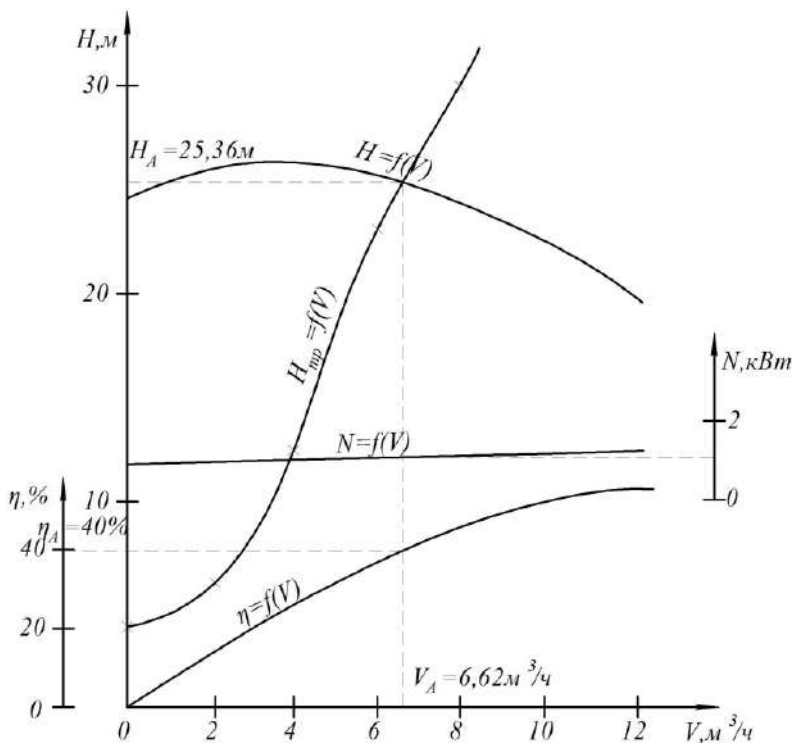


Рис. 4.2. Характеристики насоса и сети

4.3. Определение рабочей точки насоса. Анализ условий работы насоса на сеть

Для определения рабочей точки насоса на напорную характеристику сети необходимо наложить характеристику сети $H_{тр} - V$ – зависимость потребного напора от подачи. При турбулентном режиме движения она может быть рассчитана по формуле:

$$H_{тр} = H_{ст} + bV^2, \quad (4.8)$$

где $H_{ст}$ – статический напор, м; bV^2 – суммарные потери напора в насосной установке при заданной подаче $V_{зад}$, b – коэффициент пропорциональности.

Из уравнения $\sum h_{\pi} = b V_{\text{зад}}^2$

$$b = \frac{\sum h_{\pi}}{V_{\text{зад}}^2} = \frac{19,323}{6,0^2} = 0,537.$$

Задаваясь различными значениями V в пределах возможных подач выбранного насоса (0–8 м³/ч), вычисляем напор сети по формуле (4.8), соответствующей принятой подаче. Полученные результаты заносим в таблицу 4.1

Таблица 4.1

Характеристика сети

Подача V , м ³ /ч	Статический напор $H_{\text{ст}}$, м	Потери напора $\sum h_{\pi} = b V_{\text{зад}}^2$, м	Требуемый напор, $H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + \sum h_{\pi}$, м
0	3,9	0	3,9
2	3,9	2,148	6,048
4	3,9	8,592	12,492
6	3,9	19,323	23,223
7	3,9	26,313	30,213
8	3,9	34,368	38,268

По результатам таблицы 4.1, строим характеристику сети $H_{\text{тр}} - V$ (см. рис. 4.2). Точка пересечения характеристики насоса $H - V$ и характеристики трубопровода $H_{\text{тр}} - V$ – рабочая точка насоса А. Ее параметры: $V_{\text{А}} = 6,62$ м³/ч, $H_{\text{тр}} = 25,36$ м.

Так как заданная подача $V_{\text{зад}} = 6,0$ м³/ч, то необходимо отрегулировать работу насоса на сеть, переместив рабочую точку насоса (т. А) влево. При этом возможно использование следующих способов регулирования:

- изменение (уменьшение) частоты вращения вала рабочего колеса насоса;
- дросселирование (введение дополнительного сопротивления в сеть) путем прикрытия задвижки на напорной линии насосной установки;
- обрезка (обточка) рабочего колеса по наружному диаметру.

Заключение

Выполнен тепловой расчет водной и рассольной секций пластинчатого теплообменника для охлаждения пивного сусла. Методом последовательных приближений определены температуры поверхностей стенки пластины, позволившие рассчитать коэффициенты теплоотдачи по уточненным формулам. Необходимые для расчета теплофизические свойства из различных литературных источников интерпретированы в виде графиков и таблиц (Приложения А–Ж).

В конструктивном расчете выбранная компоновка пластин проверена расчетом необходимой длины пути пивного сусла в теплообменнике. Доказана целесообразность использования выбранной схемы компоновки пластин в аппарате.

Выполнен расчет насосной установки для перекачивания пивного сусла, выбран насос и дана оценка условий его работы на сеть. Указаны возможные способы регулирования работы насоса на сеть.

Выполнен чертеж общего вида двухсекционного пластинчатого охладителя для пивного сусла.

Список использованных источников насчитывает десять наименований.

Список использованной литературы

1. *Барановский, Н. В.* Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребецкий. – М. : Машиностроение, 1973. – 288 с.

2. *Ляцинский, А. А.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справочник / А. А. Ляцинский, А. Р. Толчинский. – М. : Альянс, 2013. – 752 с.

3. *Мамченко, В. О.* Пластинчатые теплообменники в низкотемпературной технике и биотехнологических процессах : учеб. пос. / В. О. Мамченко, А. А. Малышев. – СПб. : НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. – 116 с.

4. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию : учеб. пос. для студентов хи-

мико-технологических специальностей высших учебных заведений / Г. С. Борисов [и др.] ; под ред. Ю. И. Дытнерского. – М. : Альянс, 2017. – 496 с.

5. *Остриков, А. Н.* Расчет и проектирование теплообменников : учебник / А. Н. Остриков, А. В. Логинов, А. С. Попов, [и др.]. – Воронеж : ВГТА, 2011. – 440 с.

6. *Павлов, К. Ф.* Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пос. для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. П. Г. Романкова – М. : Альянс, 2016. – 576 с.

7. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты (основы механики жидкости и газа). Практикум : учеб. пос. / А. Н. Остриков, А. А. Смирных, И. Н. Болгова [и др.]. – Воронеж : ВГУИТ, 2018. – 231 с.

8. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты пищевых производств : учебник / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова [и др.] ; под ред. А. Н. Острикова. – СПб. : Проспект Науки, 2020. – 640 с.

9. *Тимонин, А. С.* Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : Справочник. В 3 т. – Калуга : Издательство Н. Бочкаревой, 2002. – 852 с.

10. *Чубик, И. А.* Справочник по теплофизическим характеристикам пищевых продуктов и полуфабрикатов / И. А. Чубик, А. М. Маслов. – М. : Пищ. пром-сть, 1970. – 184 с.

5.3. Расчет и проектирование барометрического конденсатора

Исходные данные. Рассчитать барометрический конденсатор для конденсации $G_{\text{п}} = 3600$ кг/ч = 1,0 кг/с насыщенного водяного пара при давлении $p = 200$ мм рт. ст. = 0,026660 МПа. Для конденсации используется охлаждающая вода при начальной температуре $t_{\text{н}} = 10^{\circ}\text{C}$. Вода подается по трубопроводу длиной $l = l_{\text{вс}} + l_{\text{н}}$. Длина трубопровода от насоса до теплообменника $l_{\text{н}}$, высота всасывания $h_{\text{вс}}$. Насос установлен ниже уровня воды в барометрическом ящике на H .

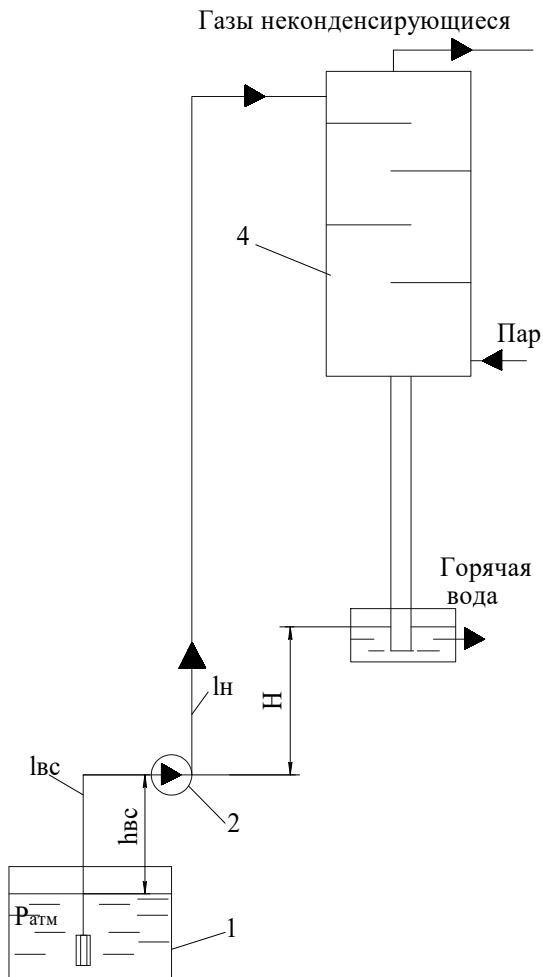


Рис. 1. Схема барометрического конденсатора

1. Описание технологической схемы и барометрического конденсатора

Для создания вакуума обычно применяют конденсаторы смешения с барометрической трубой.

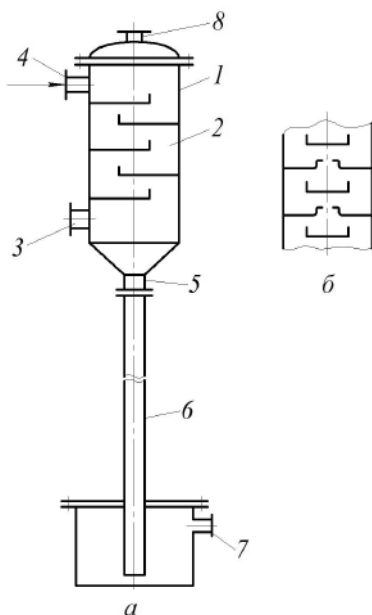


Рис. 2. Барометрический конденсатор:

a – с сегментными полками, *б* – с кольцевыми полками, *1* – цилиндрический корпус, *2* – сегментные полки, *3* – штуцер для подвода пара, *4* – штуцер для подвода воды, *5* – штуцер для отвода воды и конденсата, *6* – барометрическая труба, *7* – барометрический ящик, *8* – штуцер для отвода неконденсируемых газов.

Та. При соприкосновении с водой пар конденсируется.

Смесь конденсата и воды сливается самотеком через штуцер *5* в барометрическую трубу *6* высотой примерно 10 м и далее – в барометрический ящик *7*. Барометрическая труба и ящик играют роль гидравлического затвора, препятствующего прониканию наружного воздуха в аппарат. Из барометрического ящика вода удаляется в канализацию через переливной штуцер.

В качестве охлаждающего агента используют воду, которая подается в конденсатор при температуре окружающей среды. Смесь охлаждающей воды и конденсата выливается из конденсатора по барометрической трубе. Для поддержания постоянства вакуума в системе из конденсатора с помощью вакуум-насоса откачивают неконденсирующиеся газы.

Одной из самых распространенных конструкций конденсаторов смешения является сухой полочный барометрический конденсатор (рис. 2*a*), работающий при противоточном движении охлаждающей воды и пара.

В цилиндрический корпус *1* с сегментными полками *2* снизу через штуцер *3* поступает пар. Вода подается через штуцер *4* (расположенный на высоте 12–16 м над уровнем земли) и каскадно перетекает по полкам, имеющим невысокие бор-

Вместе с паром и охлаждающей водой в конденсатор попадает некоторое количество воздуха; кроме того, воздух подсасывается через неплотности фланцевых соединений. Остаточное давление в конденсаторе наиболее часто должно поддерживаться в пределах 0,01–0,02 МПа. Присутствие конденсируемых газов может вызвать значительное снижение разрежения в конденсаторе. Поэтому неконденсируемые газы отсасывают через штуцер 8 и отделяют от увлеченных брызг воды в брызгоуловителе-ловушке (на рисунке 2 не показана). Отсюда вода также стекает в вертикальную барометрическую трубу и барометрический ящик.

2. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

Необходимо рассчитать расход охлаждающей воды, основные размеры (диаметр и высоту) барометрического конденсатора и барометрической трубы, производительность вакуум-насоса.

2.1. Определение параметров пара и расхода охлаждающей воды в конденсаторе

Давление насыщенного водяного пара в конденсаторе равно $P_{\text{бк}} = 200 \text{ мм рт. ст.} = 0,026660 \text{ МПа}$. По таблицам насыщенного водяного пара [14] находим с помощью интерполяционных формул:

$$\begin{aligned} t_{p=0,272} &= t_{p=0,2} + \frac{t_{p=0,3} - t_{p=0,2}}{p_{0,3} - p_{0,2}} \Delta p = \\ &= 59,7 + \frac{68,7 - 59,7}{0,3 - 0,2} (0,272 - 0,2) = 66,2^\circ\text{C}; \\ I_{p=0,272} &= I_{p=0,2} + \frac{I_{p=0,3} - I_{p=0,2}}{p_{0,3} - p_{0,2}} \Delta p = \\ &= 2607 + \frac{2620 - 2607}{0,3 - 0,2} (0,272 - 0,2) = 2616,3 \text{ кДж/кг}; \\ \rho_{p=0,272} &= \rho_{p=0,2} + \frac{\rho_{p=0,3} - \rho_{p=0,2}}{p_{0,3} - p_{0,2}} \Delta p = \\ &= 0,1283 + \frac{0,1876 - 0,1283}{0,3 - 0,2} (0,272 - 0,2) = 0,1709 \text{ кг/м}^3; \end{aligned}$$

$$t_o = 66,1587^\circ\text{C} \approx 66,2^\circ\text{C}, I_{\text{вт.п}} = 2616,3 \text{ кДж/кг}, \rho_{\text{п}} = 0,1709 \text{ кг/м}^3.$$

Расход охлаждающей воды $G_{\text{в}}$ определяют из теплового баланса конденсатора:

$$G_{\text{в}} = \frac{G_{\text{п}} (I_{\text{бк}} - c_{\text{в}} t_{\text{к}})}{c_{\text{в}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})}, \quad (2.1)$$

где $G_{\text{п}} = 3600 \text{ кг/ч} = 1 \text{ кг/с}$ – расход вторичного пара; $I_{\text{вт.п}} = 2616,3 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе; $t_{\text{н}} = 10^\circ\text{C}$ – начальная температура охлаждающей воды; $t_{\text{к}}$ – конечная температура смеси воды и конденсата, $^\circ\text{C}$; $c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ – удельная теплоемкость воды при температуре смеси воды и конденсата.

Разность температур между паром и жидкостью на выходе из конденсатора должна быть $3\text{--}5^\circ\text{C}$. Поэтому конечную температуру воды $t_{\text{к}}$ на выходе из конденсатора примем на 4°C ниже температуры конденсации паров:

$$t_{\text{к}} = t_o - 4 = 66,5 - 4 = 62,5^\circ\text{C}. \quad (2.2)$$

Принимаем $t_{\text{кон}} = 62,5^\circ\text{C}$, по заданию $t_{\text{нач}} = 10^\circ\text{C}$, тогда

$$G_{\text{в}} = 1,0 \frac{2616,3 - 4,18 \cdot 62,5}{4,18 \cdot (62,5 - 10)} = 10,732 \text{ кг/с}.$$

Среднюю температуру воды найдем как среднее арифметическое:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{к}} + t_{\text{н}}}{2} = \frac{62,5 + 10}{2} = 36,25^\circ\text{C}. \quad (2.3)$$

Кратность охлаждения составляет

$$m = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{п}}} = \frac{10,732}{1} = 10,732.$$

Обычно расход охлаждающей воды в конденсаторах составляет от 15 до 60 м^3 на 1 кг конденсируемого пара.

2.2. Расчет диаметра барометрического конденсатора

Диаметр барометрического конденсатора $d_{\text{бк}}$ определяют из уравнения расхода:

$$d_{\text{бк}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} \pi w_{\text{п}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,0}{0,1709 \cdot 3,14 \cdot 20}} = 0,611 \text{ м}. \quad (2.4)$$

где $\rho_{\text{п}} = 0,1709 \text{ кг/м}^3$ – плотность паров, кг/м^3 ; $w_{\text{п}}$ – скорость паров, м/с . При остаточном давлении к конденсаторе порядка 10^4 Па скорость паров $w_{\text{п}} = 15\text{--}25 \text{ м/с}$.

В соответствии с данными, приведенными в таблице 1, выберем стандартный конденсатор с диаметром, равным расчетному или ближайшему большему значению. Выбираем барометрический конденсатор диаметром $d_{\text{бк}} = 600 \text{ мм}$.

В таблице 2.1 представлены основные размеры барометрического конденсатора.

Таблица 2.1

Основные размеры барометрического конденсатора

Параметр	Значение, мм
Диаметр барометрического конденсатора, $d_{\text{бк}}$	600
Толщина стенки аппарата, S	5
Расстояние от верхней полки до крышки аппарата, a	1300
Расстояние от нижней полки до днища аппарата, r	1200
Ширина полки, b	0,6
Расстояние между осями конденсатора и ловушки, K_1	725
Высота установки, H	4550
Ширина установки, T	1400
Диаметр ловушки, $D_{\text{л}}$	400
Высота ловушки, $h_{\text{л}}$	1440
Расстояние между полками:	
H_1	260
H_2	300
H_3	360
H_4	400
H_5	430
Основные проходы штуцеров:	
для входа пара (А)	350
для входа воды (В)	125
для выхода парогазовой смеси (В)	100
для барометрической трубы (Г)	150
воздушник (С)	–
для входа парогазовой смеси (И)	100
для выхода парогазовой смеси (Ж)	70
для барометрической трубы (Е)	50

2.3. Расчет высоты барометрической трубы

В соответствии с таблицей 2.1, внутренний диаметр барометрической трубы $d_{\text{бт}} = 150$ мм.

Скорость воды в барометрической трубе $v_{\text{бт}}$ равна

$$v_{\text{бт}} = \frac{4(G_{\text{в}} + G_{\text{п}})}{\rho_{\text{в}} \pi d_{\text{бт}}^2} = \frac{4 \cdot (10,732 + 1,0)}{993,5 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2} = 0,669 \text{ м / с.}$$

где $G_{\text{в}}$ – расход охлаждающей воды, кг/с; $\rho_{\text{в}} = 993,5$ кг/м³ – плотность воды при средней температуре $t_{\text{ср}} = 36,25^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \rho_{t=36,25} &= \rho_{t=30} - \frac{\rho_{t=30} - \rho_{t=40}}{t_{40} - t_{30}} \Delta t = \\ &= 996 - \frac{996 - 992}{40 - 30} (36,25 - 30) = 993,5 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Высоту барометрической трубы определяют по уравнению:

$$H_{\text{бт}} = \frac{B}{\rho_{\text{в}} \cdot g} + \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{H_{\text{бт}}}{d_{\text{бт}}} \right) \cdot \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} + 0,5,$$

где $B = 0,026660$ МПа – вакуум в барометрическом конденсаторе, Па; $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; λ – коэффициент трения в барометрической трубе; $H_{\text{бт}}$, $d_{\text{бт}}$ – высота и диаметр барометрической трубы, м; 0,5 – запас высоты на возможное изменение барометрического давления, м.

$$\sum \xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} = 0,5 + 1,0 = 1,5.$$

где $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ и $\xi_{\text{вых}} = 1,0$ – коэффициенты местных сопротивлений на входе в трубу и на выходе из нее.

Коэффициент трения λ зависит от режима течения жидкости. Определим режим течения воды в барометрической трубе:

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{бт}} \cdot d_{\text{бт}} \cdot \rho_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}} = \frac{0,669 \cdot 0,15 \cdot 993,5}{712,125 \cdot 10^{-6}} = 140000,$$

где $\mu_{\text{в}} = 712,125 \cdot 10^{-6}$ Па·с – динамическая вязкость воды при средней температуре $t_{\text{ср}} = 41,25^\circ\text{C}$.

$$\mu_{t=36,25} = \mu_{t=30} - \frac{\mu_{t=30} - \mu_{t=40}}{t_{40} - t_{30}} \Delta t =$$

$$= \left(804 - \frac{804 - 657}{40 - 30} (36,25 - 30) \right) \cdot 10^{-6} = 712,125 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

При $Re = 140000$ коэффициент трения λ определяется по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_{\text{эКВ}}}{d_{\text{бТ}}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{140000} + \frac{0,3}{150} \right)^{0,25} = 0,0291,$$

где $k_{\text{эКВ}} = 0,3$ мм – эквивалентная шероховатость барометрической трубы (для трубы, изготовленной из углеродистой стали Ст 3, при незначительной коррозии $k_{\text{эКВ}} = 0,2\text{--}0,4$ мм).

$$H_{\text{бТ}} = \frac{B}{\rho_{\text{в}} \cdot g} + \left(1 + \sum \zeta + \lambda \frac{H_{\text{бТ}}}{d_{\text{бТ}}} \right) \cdot \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} + 0,5 =$$

$$= \frac{2,666 \cdot 10^4}{993,5 \cdot 9,81} + \left(1 + 1,5 + 0,0291 \frac{H_{\text{бТ}}}{0,15} \right) \cdot \frac{0,669^2}{2 \cdot 9,8} + 0,5.$$

Отсюда находим $H_{\text{бТ}} = 3,3$ м. Принимаем $H_{\text{тр}} = 4,3$ м.

2.4. Барометрический ящик

Барометрический ящик, заполненный водой и сообщающийся с атмосферой, является гидравлическим затвором для барометрической трубы. Объем воды в ящике должен обеспечивать заполнение барометрической трубы при пуске установки. Следовательно, объем ящика должен быть не менее объема барометрической трубы, а форма ящика может быть произвольной

$$V_3 = \pi d_{\text{бТ}}^2 H_{\text{бТ}} / 4 = 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 4,3 / 4 = 0,076 \text{ м}^3.$$

2.5. Расчет штуцеров

Скорость воды в водяном штуцере принимаем $w_{\text{в}} = 1$ м/с. Диаметр штуцера для воды:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{в}}}{\pi \cdot w_{\text{в}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{10,732}{993,5}\right)}{3,14 \cdot 1}} = 0,117 \text{ м.}$$

Принимаем $d_{\text{в}} = 125 \text{ мм.}$

Принимаем скорость пара в паровом штуцере $w_{\text{п}} = 55 \text{ м/с.}$

Диаметр парового штуцера:

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} \pi w_{\text{п}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,0}{0,1709 \cdot 3,14 \cdot 55}} = 0,368 \text{ м.}$$

Принимаем $d_{\text{п}} = 350 \text{ мм.}$

2.6. Расчет производительности вакуум-насоса

Производительность вакуум-насоса $G_{\text{возд}}$ определяется количеством газа (воздуха), который необходимо удалять из барометрического конденсатора

$$\begin{aligned} G_{\text{возд}} &= 2,5 \cdot 10^{-5} (G_{\text{в}} + G_{\text{п}}) + 0,01 G_{\text{п}} = \\ &= 2,5 \cdot 10^{-5} (10,732 + 1,0) + 0,01 \cdot 1,0 = 10,293 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Объемная производительность вакуум-насоса равна:

$$V_{\text{возд}} = R(273 + t_{\text{возд}}) G_{\text{возд}} / (M_{\text{возд}} P_{\text{возд}}),$$

где $R = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}$ – универсальная газовая постоянная; $M_{\text{возд}} = 29 \text{ кг/кмоль}$ – молекулярная масса воздуха; $t_{\text{возд}}$ – температура воздуха:

$$t_{\text{возд}} = t_{\text{н}} + 4 + 0,1 \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = 10 + 4 + 0,1 \cdot (62,5 - 10) = 19,25^{\circ}\text{C},$$

где $t_{\text{н}} = 10^{\circ}\text{C}$ – начальная температура;

Давление сухого насыщенного пара при $t_{\text{возд}} = 19,25^{\circ}\text{C}$ в соответствии с таблицей в Приложении В равно $P_{\text{п}} = 2261 \text{ Па}$. Тогда парциальное давление сухого воздуха $P_{\text{возд}}$ в барометрическом конденсаторе:

$$P_{\text{возд}} = P_{\text{бк}} - P_{\text{п}} = 26660 - 2261 = 24399 \text{ Па},$$

где давление сухого насыщенного пара $P_{\text{п}} = 0,0231 \text{ ат} = 2261 \text{ Па}$ при температуре $19,25^{\circ}\text{C}$ (Приложение В).

Тогда

$$V_{\text{возд}} = 8314 \cdot (273 + 19,25) 10,293 \cdot 10^{-3} / (29 \cdot 2261) = 0,381 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Диаметр воздушного штуцера определяем, исходя из $V_{\text{возд}} = 0,381 \text{ м}^3/\text{с}$ и скорости воздуха $w_{\text{возд}} = 20 \text{ м/с}$:

$$d_{\text{возд}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{возд}}}{\pi \cdot w_{\text{возд}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,381}{3,14 \cdot 20}} = 0,156 \text{ м.}$$

Принимаем $d_{\text{возд}} = 100 \text{ мм}$.

Зная объемную производительность $0,381 \text{ м}^3/\text{с}$ и остаточное давление 200 мм рт. ст. , по каталогу подбираем вакуум-насос типа ВВН-0,75 с мощностью на валу $N = 1,3 \text{ кВт}$.

2.7. Уточненный расчет числа полок конденсатора

Для проверки тепловой работы конденсатора рассчитаем число полок и высоту конденсатора. Примем предварительно число полок и расстояние между ними по рисунку 3.

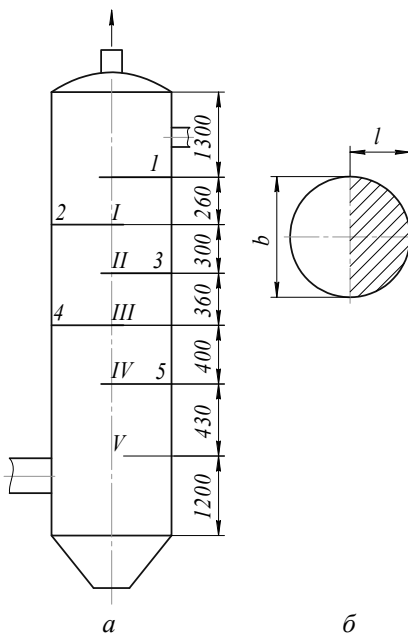


Рис. 3. Схема конденсатора смешения:

a – продольный разрез (I–VI – номера участков; 1–6 – номера полок);
б – сечение по полке.

Расчет должен показать, что при принятом числе полок и расстоянии между ними вычисленное количество охлаждающей воды должно нагреться до заданной температуры (62,5°C).

Найдем изменение температуры воды при переходе с первой полки на вторую по формуле

$$\lg \frac{t'' - t_1}{t'' - t_2} = 0,029 \left(\frac{g \cdot d_{\text{эКВ}}}{v_0^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H_1}{d_{\text{эКВ}}} \right)^{0,7}. \quad (2.5)$$

в которой

$$d_{\text{эКВ}} = \frac{2b\delta}{b + \delta},$$

а скорость стекания воды с полки:

$$v_0 = \frac{G_{\text{в}}}{bh},$$

здесь $G_{\text{в}} = 10,732 \text{ кг/с} = 0,0108 \text{ м}^3/\text{с}$ – расход воды; b – ширина полки, м; δ – высота слоя воды на полке, м; H_1 – расстояние между первой и второй полкой, м (см. табл. 2.1).

По формуле для водослива:

$$G_{\text{в}} = \frac{2}{3} \eta b \sqrt{2g} h^{3/2},$$

где $\eta \approx 0,63$ – коэффициент расхода.

Таким образом,

$$G_{\text{в}} = 0,42b\sqrt{2g}h^{3/2},$$

откуда

$$h_1 = \left(\frac{G_{\text{в}}}{0,42b\sqrt{2g}} \right)^{2/3} = \left(\frac{0,0108}{0,42 \cdot 0,6\sqrt{19,62}} \right)^{2/3} = 0,0454 \text{ м}.$$

Следовательно,

$$v_{01} = \frac{0,0108}{0,6 \cdot 0,0454} = 0,397 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость стекания воды с первой полки

$$v_{\text{ср1}} = \frac{v_{01} + \sqrt{v_{01}^2 + 2gH_1}}{2} = \frac{0,397 + \sqrt{0,397^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 0,26}}{2} = 1,345 \text{ м/с}.$$

Толщина слоя воды:

$$\delta_1 = \frac{G_B}{v_{cp1} b} = \frac{0,0108}{1,345 \cdot 0,6} = 0,0134 \text{ м};$$

$$d_{\text{экл}} = \frac{2b\delta_1}{b + \delta_1} = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 0,0134}{0,6 + 0,0134} = 0,0262 \text{ м}.$$

Подставляем найденные цифровые значения в формулу

$$\lg \frac{t'' - t_1}{t'' - t_2} = 0,029 \left(\frac{g \cdot d_{\text{экл}}}{v_{01}^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H_1}{d_{\text{экл}}} \right)^{0,7}.$$

$$\lg \frac{66,2 - 10}{66,2 - t_2} = 0,029 \left(\frac{9,81 \cdot 0,0262}{0,397^2} \right)^{0,2} \left(\frac{0,26}{0,0262} \right)^{0,7} = 0,1594.$$

Итак,

$$\lg \frac{56,2}{66,2 - t_2} = 0,1594,$$

откуда

$$\frac{56,2}{66,2 - t_2} = 1,4434.$$

Решая это уравнение относительно t_2 , найдем температуру воды при поступлении на вторую тарелку: $t_2 = 27,3^\circ\text{C}$; $G_B = 0,01080 \times 993,5 = 10,732 \text{ кг/с}$ – расход воды, поступающей на вторую полку.

Количество теплоты, воспринимаемой водой,

$$Q = G_B c (t_2 - t_n) = 10,732 \cdot 4,19 \cdot (27,3 - 10) = 778 \text{ кДж/с}.$$

здесь $c = 4,19$ – кДж/(кг·К) теплоемкость воды при средней температуре $(27,3 + 10)/2 = 18,65^\circ\text{C}$.

Количество сконденсировавшегося пара:

$$G_{n1} = \frac{Q}{I_{\text{вт.п}} - c \cdot t_2} = \frac{778}{2616,3 - 4,19 \cdot 27,3} = 0,311 \text{ кг/с} = 1119,6 \text{ кг/ч}.$$

где $I_{\text{вт.п}} = 2616,3 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе;

Количество воды, стекающей на вторую полку, равно

$$G_{B2} = 10,732 + 0,311 = 11,043 \text{ кг/с} = 0,0111 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Аналогично выполняем расчет процесса теплообмена при стекании воды со второй полки на третью. Результаты сводим в таблицу 2.2.

Высота слоя воды на второй полке h_2 , м

$$h_2 = \left(\frac{G_{B2}}{0,42b\sqrt{2g}} \right)^{2/3} = \left(\frac{0,0111}{0,42 \cdot 0,6\sqrt{19,62}} \right)^{2/3} = 0,0462 \text{ м.}$$

Скорость стекания воды со второй полки:

$$v_{02} = \frac{G_{B2}}{bh_2} = \frac{0,0111}{0,6 \cdot 0,0462} = 0,4004 \text{ м / с,}$$

здесь $G_{B2} = 0,0111 \text{ м}^3/\text{с}$ – расход воды, поступающей на вторую полку; $b = 0,6 \text{ м}$ – ширина второй полки, м;

Средняя скорость стекания воды со второй полки

$$v_{cp2} = \frac{v_{02} + \sqrt{v_{02}^2 + 2gH_2}}{2} = \frac{0,4004 + \sqrt{0,4004^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 0,30}}{2} = 1,4297 \text{ м / с.}$$

где $H_2 = 0,30 \text{ м}$ – расстояние между первой и второй полкой, м (см. табл. 2.1).

Толщина слоя воды на второй полке δ_2 , м

$$\delta_2 = \frac{G_{B2}}{v_{cp2}b} = \frac{0,0111}{1,4297 \cdot 0,6} = 0,0129 \text{ м;}$$

$$d_{\text{эKB2}} = \frac{2b\delta_2}{b + \delta_2} = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 0,0129}{0,6 + 0,0129} = 0,0253 \text{ м.}$$

Подставляя найденные цифровые значения, найдем изменение температуры воды при переходе со второй полки на третью по формуле

$$\lg \frac{t'' - t_2}{t'' - t_3} = 0,029 \left(\frac{g \cdot d_{\text{эKB2}}}{v_{02}^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H_2}{d_{\text{эKB2}}} \right)^{0,7}.$$

$$\lg \frac{66,2 - 27,3}{66,2 - t_3} = 0,029 \left(\frac{9,81 \cdot 0,0253}{0,4004^2} \right)^{0,2} \left(\frac{0,30}{0,0253} \right)^{0,7} = 0,1787.$$

Итак,

$$\lg \frac{38,9}{66,2 - t_3} = 0,1787,$$

откуда

$$\frac{38,9}{66,2 - t_3} = 1,509.$$

Решая это уравнение относительно t_3 , найдем температуру воды при поступлении на третью тарелку: $t_3 = 40,4^\circ\text{C}$.

Количество теплоты, воспринимаемой водой,

$$Q_2 = G_{в2}c(t_3 - t_2) = 11,0279 \cdot 4,18 \cdot (40,4 - 27,3) = 603,9 \text{ кДж/с.}$$

здесь $c = 4,18$ – кДж/(кг·К) теплоемкость воды при средней температуре $(40,4 + 27,3)/2 = 33,85^\circ\text{C}$; $G_{в2} = 0,0111 \times 993,5 = 11,0279$ кг/с – расход воды, поступающей на третью полку.

Количество сконденсировавшегося пара:

$$G_{п2} = \frac{Q_2}{I_{вт.п} - c \cdot t_3} = \frac{603,9}{2616,3 - 4,18 \cdot 40,4} = 0,2468 \text{ кг / с} = 888,5 \text{ кг / ч.}$$

где $I_{вт.п} = 2616,3$ кДж/кг – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе.

Количество воды, стекающей с третьей полки, равно

$$G_{в3} = 11,0279 + 0,2468 = 11,5258 \text{ кг/с} = 0,0116 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Аналогично выполняем расчет процесса теплообмена при стекании воды с третьей полки на четвертую. Результаты сводим в таблицу 2.2.

Высота слоя воды на третьей полке h_3 , м

$$h_3 = \left(\frac{G_{в3}}{0,42b\sqrt{2g}} \right)^{2/3} = \left(\frac{0,0116}{0,42 \cdot 0,6\sqrt{19,62}} \right)^{2/3} = 0,0476 \text{ м.}$$

Скорость стекания воды с третьей полки

$$v_{03} = \frac{G_{в3}}{bh_3} = \frac{0,0116}{0,6 \cdot 0,0476} = 0,4062 \text{ м/с,}$$

здесь $G_{в3} = 0,0116$ м³/с – расход воды, поступающей на третью полку; $b = 0,6$ м – ширина третьей полки, м;

Средняя скорость стекания воды с третьей полки

$$v_{ср3} = \frac{v_{03} + \sqrt{v_{03}^2 + 2gH_3}}{2} = \frac{0,4062 + \sqrt{0,4062^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 0,36}}{2} = 1,5474 \text{ м/с.}$$

где $H_3 = 0,36$ м – расстояние между второй и третьей полкой, м (см. табл. 2.1).

Толщина слоя воды на третьей полке δ_3 , м

$$\delta_3 = \frac{G_{в3}}{v_{ср3} b} = \frac{0,0116}{1,5474 \cdot 0,6} = 0,0125 \text{ м};$$

$$d_{эKB3} = \frac{2b\delta_3}{b + \delta_3} = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 0,0125}{0,6 + 0,0125} = 0,0245 \text{ м}.$$

Подставляя найденные цифровые значения, найдем изменение температуры воды при переходе с третьей полки на четвертую по формуле

$$\lg \frac{t'' - t_3}{t'' - t_4} = 0,029 \left(\frac{g \cdot d_{эKB3}}{v_{03}^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H_3}{d_{эKB3}} \right)^{0,7}.$$

$$\lg \frac{66,2 - 40,4}{66,2 - t_4} = 0,029 \left(\frac{9,81 \cdot 0,0245}{0,4062^2} \right)^{0,2} \left(\frac{0,36}{0,0245} \right)^{0,7} = 0,2052.$$

Итак,

$$\lg \frac{25,8}{66,2 - t_4} = 0,2052,$$

откуда

$$\frac{25,8}{66,2 - t_4} = 1,604.$$

Решая это уравнение относительно t_4 , найдем температуру воды при поступлении на четвертую тарелку: $t_4 = 50,1^\circ\text{C}$.

Количество теплоты, воспринимаемой водой,

$$Q_3 = G_{в3} c (t_4 - t_3) = 11,5246 \cdot 4,18 \cdot (50,1 - 40,4) = 467,3 \text{ кДж/с},$$

здесь $c = 4,18$ – кДж/(кг·К) теплоемкость воды при средней температуре $(50,1 + 40,4)/2 = 45,25^\circ\text{C}$; $G_{в3} = 0,0116 \times 993,5 = 11,5246$ кг/с – расход воды, поступающей на четвертую полку.

Количество сконденсировавшегося пара:

$$G_{п3} = \frac{Q_3}{I_{вт.п} - c \cdot t_4} = \frac{467,3}{2616,3 - 4,18 \cdot 50,1} = 0,1941 \text{ кг / с} = 698,8 \text{ кг / ч},$$

где $I_{вт.п} = 2616,3$ кДж/кг – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе;

Количество воды, стекающей с четвертой полки, равно

$$G_{в4} = 11,5246 + 0,1941 = 11,7187 \text{ кг/с} = 0,0118 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Таблица 2.2

Результаты расчета числа полок барометрического конденсатора

Номер участка (рис. 3)	Расстояние между полка-ми Н, м	Количество воды Gв, м³/с	Высота слоя воды на полке h, м	Начальная скорость воды v₀, м/с	Средняя скорость воды vср, м/с	Толщина слоя воды δ, м	Эквивалентный диаметр dэкв, м	Начальная температура воды t₁, °С	Конечная температура воды t₂, °С	Теплота Q, воспринимаемая водой, кДж/с	Количество конденси-ровавшегося пара	в % от об-щего коли-чества пара	Количество воды, сте-кающей с полки, м³/с
I	0,26	0,0108	0,0454	0,397	1,345	0,0134	0,0262	10	27,3	778	0,311	31,1	0,0111
II	0,30	0,0111	0,0462	0,4004	1,4297	0,0129	0,0253	27,3	40,4	603,9	0,2468	24,68	0,0116
III	0,36	0,0116	0,0476	0,4062	1,5474	0,0125	0,0245	40,4	50,1	467,3	0,1941	19,41	0,0118
IV	0,40	0,0118	0,0482	0,4080	1,6195	0,021	0,0237	50,1	56,6	318,5	0,1338	13,38	0,0119
V	0,43	0,0119	0,0484	0,4098	1,6716	0,0119	0,0233	56,6	60,64	199,7	0,0845	8,45	0,0120
VI	1,2												

Примечание: 1. Общее количество конденсировавшегося пара 1,0 кг/с.
2. Участок VI (H = 1,2 м) не рассчитываем, так как он является входным для пара и требуемый нагрев воды достигнут на предыдущих пяти участках.

Аналогично выполняем расчет процесса теплообмена при стекании воды с четвертой полки на пятую. Результаты сводим в таблицу 2.2.

Высота слоя воды на четвертой полке h_4

$$h_4 = \left(\frac{G_{B4}}{0,42b\sqrt{2g}} \right)^{2/3} = \left(\frac{0,0118}{0,42 \cdot 0,6\sqrt{19,62}} \right)^{2/3} = 0,0482 \text{ м.}$$

Скорость стекания воды с четвертой полки:

$$v_{04} = \frac{G_{B4}}{bh_4} = \frac{0,0118}{0,6 \cdot 0,0482} = 0,408 \text{ м/с,}$$

здесь $G_{B4} = 0,0118 \text{ м}^3/\text{с}$ – расход воды, поступающей на четвертую полку; $b = 0,6 \text{ м}$ – ширина четвертой полки, м.

Средняя скорость стекания воды с четвертой полки

$$v_{ср4} = \frac{v_{04} + \sqrt{v_{04}^2 + 2gH_4}}{2} = \frac{0,408 + \sqrt{0,408^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 0,40}}{2} = 1,6195 \text{ м/с,}$$

где $H_4 = 0,40 \text{ м}$ – расстояние между третьей и четвертой полкой, м (табл. 2.1).

Толщина слоя воды на четвертой полке δ_4 , м

$$\delta_4 = \frac{G_{B4}}{v_{ср4}b} = \frac{0,0118}{1,6195 \cdot 0,6} = 0,0121 \text{ м;}$$

$$d_{\text{экв4}} = \frac{2b\delta_4}{b + \delta_4} = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 0,0121}{0,6 + 0,0121} = 0,0237 \text{ м.}$$

Подставляя найденные цифровые значения, найдем изменение температуры воды при переходе с четвертой полки на пятую по формуле

$$\lg \frac{t'' - t_4}{t'' - t_5} = 0,029 \left(\frac{g \cdot d_{\text{экв4}}}{v_{04}^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H_4}{d_{\text{экв4}}} \right)^{0,7}.$$

$$\lg \frac{66,2 - 50,1}{66,2 - t_5} = 0,029 \left(\frac{9,81 \cdot 0,0237}{0,408^2} \right)^{0,2} \left(\frac{0,40}{0,0237} \right)^{0,7} = 0,2242.$$

Итак,

$$\lg \frac{16,1}{66,2 - t_5} = 0,2242,$$

откуда

$$\frac{16,1}{66,2 - t_5} = 1,6757.$$

Решая это уравнение относительно t_5 , найдем температуру воды при поступлении на пятую тарелку: $t_5 = 56,6^\circ\text{C}$.

Количество теплоты, воспринимаемой водой,

$$Q_4 = G_{\text{в4}} c (t_5 - t_4) = 11,7233 \cdot 4,18 \cdot (56,6 - 50,1) = 318,5 \text{ кДж/с},$$

здесь $c = 4,18 - \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ теплоемкость воды при средней температуре $(56,6 + 50,1)/2 = 53,35^\circ\text{C}$; $G_{\text{в4}} = 0,0118 \times 993,5 = 11,7233 \text{ кг/с}$ – расход воды, поступающей на четвертую полку.

Количество сконденсировавшегося пара:

$$G_{\text{п4}} = \frac{Q_4}{I_{\text{вт.п}} - c \cdot t_5} = \frac{318,5}{2616,3 - 4,18 \cdot 56,6} = 0,1338 \text{ кг/с} = 481,7 \text{ кг/ч},$$

где $I_{\text{вт.п}} = 2616,3 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе.

Количество воды, стекающей с четвертой полки, равно

$$G_{\text{в5}} = 11,7233 + 0,1338 = 11,8571 \text{ кг/с} = 0,0119 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Аналогично выполняем расчет процесса теплообмена при стекании воды с пятой полки на днище конденсатора. Результаты сводим в таблицу 2.2.

Высота слоя воды на пятой полке h_5

$$h_5 = \left(\frac{G_{\text{в5}}}{0,42b\sqrt{2g}} \right)^{2/3} = \left(\frac{0,0119}{0,42 \cdot 0,6\sqrt{19,62}} \right)^{2/3} = 0,0484 \text{ м}.$$

Скорость стекания воды с пятой полки:

$$v_{05} = \frac{G_{\text{в5}}}{bh_5} = \frac{0,0119}{0,6 \cdot 0,0484} = 0,4098 \text{ м/с},$$

здесь $G_{\text{в5}} = 0,0119 \text{ м}^3/\text{с}$ – расход воды, поступающей на пятую полку; $b = 0,6 \text{ м}$ – ширина пятой полки, м.

Средняя скорость стекания воды с пятой полки

$$v_{\text{ср5}} = \frac{v_{05} + \sqrt{v_{05}^2 + 2gH_5}}{2} = \frac{0,4098 + \sqrt{0,4098^2 + 2 \cdot 9,81 \cdot 0,43}}{2} = 1,6716 \text{ м/с},$$

где $H_5 = 0,43$ м – расстояние между пятой полкой и патрубком подачи пара, м (см. табл. 2.1).

Толщина слоя воды на пятой полке δ_5

$$\delta_5 = \frac{G_{B5}}{v_{cp5} b} = \frac{0,0119}{1,6716 \cdot 0,6} = 0,0119 \text{ м};$$

$$d_{\text{эKB5}} = \frac{2b\delta_5}{b + \delta_5} = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 0,0119}{0,6 + 0,0119} = 0,0233 \text{ м}.$$

Подставляя найденные цифровые значения, найдем изменение температуры воды при переходе с пятой полки на днище по формуле

$$\lg \frac{t'' - t_5}{t'' - t_6} = 0,029 \left(\frac{g \cdot d_{\text{эKB5}}}{v_{05}^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H_5}{d_{\text{эKB5}}} \right)^{0,7}.$$

$$\lg \frac{66,2 - 56,6}{66,2 - t_6} = 0,029 \left(\frac{9,81 \cdot 0,0233}{0,4098^2} \right)^{0,2} \left(\frac{0,43}{0,0233} \right)^{0,7} = 0,2374.$$

Итак,

$$\lg \frac{9,6}{66,2 - t_6} = 0,2374,$$

откуда

$$\frac{9,6}{66,2 - t_6} = 1,7274.$$

Решая это уравнение относительно t_6 , найдем температуру воды при поступлении на днище конденсатора $t_6 = 60,64^\circ\text{C}$.

Количество теплоты, воспринимаемой водой,

$Q_5 = G_{B5} c (t_6 - t_{52}) = 11,8227 \cdot 4,18 \cdot (60,64 - 56,6) = 199,7$ кДж/с, здесь $c = 4,18$ – кДж/(кг·К) теплоемкость воды при средней температуре $(60,64 + 56,6)/2 = 58,62^\circ\text{C}$; $G_{B5} = 0,0119 \times 993,5 = 11,8227$ кг/с – расход воды, поступающей на пятую полку.

Количество сконденсировавшегося пара:

$$G_{\text{п5}} = \frac{Q_5}{I_{\text{вт.п}} - c \cdot t_6} = \frac{199,7}{2616,3 - 4,18 \cdot 60,64} = 0,0845 \text{ кг/с} = 304,2 \text{ кг/ч}.$$

где $I_{\text{вт.п}} = 2616,3$ кДж/кг – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе;

Количество воды, стекающей с пятой полки, равно

$$G_{\text{в5}} = 11,8227 + 0,0845 = 11,9072 \text{ кг/с} = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Результаты сводим в таблицу 2.2.

Общее количество сконденсировавшегося в барометрическом конденсаторе пара равно

$$\begin{aligned} G_{\text{п.общ}} &= G_{\text{п1}} + G_{\text{п2}} + G_{\text{п3}} + G_{\text{п4}} + G_{\text{п5}} = \\ &= 1119,6 + 888,5 + 698,8 + 481,7 + 304,2 = 3492,8 \text{ кг/ч}. \end{aligned}$$

Количество несконденсировавшегося пара составляет

$$\Delta G_{\text{п}} = G_{\text{п}} - G_{\text{п.общ}} = 3600 - 3494,9 = 107,2 \text{ кг/ч},$$

что составляет 2,9% от общего количества подаваемого пара.

С учетом того, что барометрический конденсатор не изолирован и, следовательно, тепловые потери в окружающую среду превышают 5%, а также то, что часть теплоты уходит с удаляемым вакуум-насосом воздухом, то пяти полок достаточно для устойчивой работы барометрического конденсатора.

Анализ таблицы 2.2 показывает, что больше 88% пара конденсируется на четырех верхних участках.

Гидравлический расчет

Исходные данные: рассчитать трубопровод и подобрать марку центробежного насоса для подачи воды в количестве $G_{\text{в}} = 10,732 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ из резервуара в барометрический конденсатор (рис. 1). Напор воды на входе в конденсатор $P_{\text{к}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Длина всасывающего трубопровода $L_{\text{вс}} = 4,2 \text{ м}$; высота всасывания $h_{\text{вс}} = 1,6 \text{ м}$. Высота подъема жидкости $H_{\text{н}} = 7,8 \text{ м}$; длина трубопровода от насоса до барометрического конденсатора $l_{\text{н}} = 2,4 \text{ м}$. Построить рабочие характеристики выбранного насоса и характеристику трубопровода. Определить мощность, потребляемую насосом при работе на конденсатор.

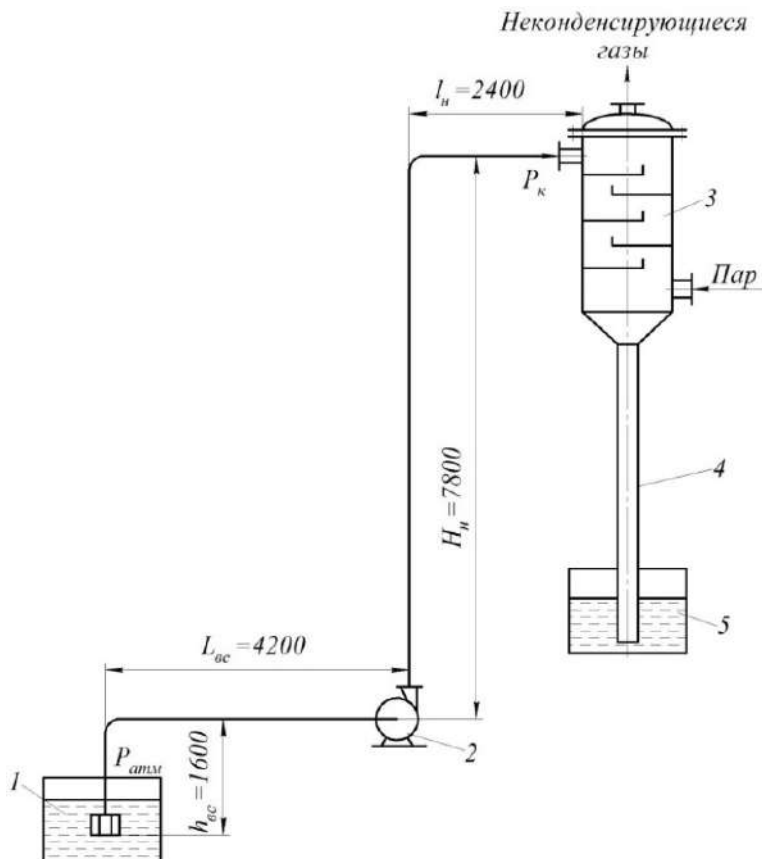


Рис. 4. Расчетная схема к гидравлическому расчету:

1 – исходный резервуар; 2 – насос; 3 – барометрический конденсатор; 4 – барометрическая труба; 5 – барометрический ящик.

Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов определим из уравнения расхода, принимая скорость во всасывающем трубопроводе $v_{\text{вс}} = 0,8$ м/с, а в напорном $v_{\text{н}} = 1,2$ м/с.

Находим диаметр всасывающего трубопровода

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{в}}}{\pi \cdot v_{\text{вс}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (10,732 / 1000)}{3,14 \cdot 0,8}} = 0,1307 \text{ м.}$$

Находим диаметр напорного трубопровода

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot G_v}{\pi \cdot v_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (10,732 / 1000)}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,1067 \text{ м.}$$

По ГОСТ 9617-76 и ГОСТ 8732-78 выбираем трубу диаметром 133×6 мм для всасывающего трубопровода, тогда скорость движения воды во всасывающем трубопроводе по формуле

$$v_{вс} = \frac{4 \cdot G_v}{\pi \cdot d_{вс}^2} = \frac{4 \cdot 10,732 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,121^2} = 0,9338 \text{ м/с}$$

и трубу 108×6 мм – для напорного трубопровода, тогда скорость движения воды в напорном трубопроводе по формуле

$$v_n = \frac{4 \cdot G_v}{\pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 10,732 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,096^2} = 1,4834 \text{ м/с.}$$

Для выбора насоса, работающего на трубопровод, необходимо рассчитать требуемый напор по формуле

$$H_{тр} = (H_n + h_{вс}) + \frac{P_k - P_{атм}}{\rho g} + \sum h_{пот},$$

где $H_n = 7,8$ м – геометрическая высота подъема жидкости от оси насоса до максимальной точки подъема трубопровода насосной установки; $h_{вс} = 1,6$ м – расстояние по вертикали от уровня жидкости в нижнем баке насосной установки до оси насоса; $(H_n + h_{вс}) = 7,8 + 1,6 = 9,4$ м – расстояние по вертикали от уровня жидкости в приемном баке до самой верхней точки насосной установки; P_k – давление в конечной точке напорного трубопровода; $P_{ат}$ – атмосферное давление; $\frac{P_k - P_{ат}}{\rho \cdot g}$ – высота, обусловленная разностью давлений в конце и начале трубопровода (барометрическом конденсаторе и приемном резервуаре); $\sum h_{пот}$ – суммарные потери напора во всем трубопроводе (сети).

Для определения $\sum h_{пот}$ разобьем всю сеть (трубопровод) на участки:

1-й – участок всасывающего трубопровода (потери – $h_{вс}$);

2-й – участок напорного трубопровода от насоса до барометрического конденсатора (потери – $h'_н$);

Вода на первых двух участках имеет температуру t_n .

Суммарные потери напора в сети

$$\sum h_{\text{пот}} = h_{\text{вс}} + h'_н.$$

В свою очередь потери на каждом участке определим как сумму потерь по длине и в местных сопротивлениях

$$h = h_l + h_{\text{м.с.}}$$

Потери по длине и в местных сопротивлениях трубопровода обусловлены трением слоев жидкости друг о друга и определяются по формулам Дарси – Вейсбаха и Вейсбаха.

1. Всасывающий трубопровод.

Установим режим движения. Кинематическая вязкость воды по приложению Б при $t_n = 10^\circ\text{C}$ $\nu_n = 1,31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Определяем число Рейнольдса по формуле

$$\text{Re}_{\text{вс}} = \frac{v_{\text{вс}} \cdot d_{\text{вс}}}{\nu} = \frac{0,9338 \cdot 0,121}{1,31 \cdot 10^{-6}} = 86251,8 \text{ – режим движения турбулентный.}$$

Рассчитываем потери напора в местных сопротивлениях всасывающего трубопровода

$$h_{\text{мс.вс}} = \xi_{\text{мс}} \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} = 0,5 \frac{0,9338^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0222 \text{ м,}$$

где $\xi_{\text{пов}} = 0,5$ – коэффициент местного сопротивления плавного поворота на 90° .

Предполагая, что труба гидравлически гладкая, определим коэффициент гидравлического трения по формуле

$$\lambda_{\text{гл.вс}} = \frac{0,3164}{86251,8^{0,25}} = 0,0185.$$

Проверим трубу на шероховатость, рассчитав толщину вязкого подслоя по формуле

$$\delta_{\text{вс}} = 11,6 \frac{d_{\text{вс}}}{\text{Re}} \sqrt{\frac{8}{\lambda_{\text{гл.вс}}}} = 11,6 \frac{0,121}{86251,8} \sqrt{\frac{8}{0,0185}} = 3,38 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Для изготовления трубопровода насосной установки выбираем стальную новую трубу, тогда $\Delta = 0,007 \text{ мм} = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ и, сравнивая толщину вязкого подслоя $\delta = 3,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ с $\Delta = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, делаем вывод, что труба гидравлически гладкая и $\lambda_{\text{гл.вс}} = 1,85 \cdot 10^{-2}$.

Рассчитываем потери напора по длине всасывающего трубопровода

$$h_{\text{лвс}} = \lambda_{\text{гл.вс}} \frac{(L_{\text{вс}} + h_{\text{вс}})}{d_{\text{вс}}} \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} = 1,85 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(4,2 + 1,6)}{0,121} \cdot \frac{0,9338^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0394 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе составят

$$h_{\text{вс}} = h_{\text{лвс}} + h_{\text{мс.вс}} = 0,0394 + 0,0222 = 0,0616 \text{ м.}$$

2. Участок напорного трубопровода от насоса до барометрического конденсатора.

По формуле

$$\text{Re}_{\text{н}} = \frac{v_{\text{н}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu} = \frac{1,4834 \cdot 0,096}{1,31 \cdot 10^{-6}} = 86722,4$$

– режим движения турбулентный.

Предположим, что труба гидравлически гладкая, тогда по формуле

$$\lambda_{\text{гл.н}} = \frac{0,3164}{86722,4^{0,25}} = 0,0184.$$

Проверим трубу на шероховатость, рассчитав толщину вязкого подслоя по формуле

$$\delta_{\text{н}} = 11,6 \frac{d_{\text{н}}}{\text{Re}} \sqrt{\frac{8}{\lambda_{\text{гл.н}}}} = 11,6 \cdot \frac{0,096}{86722,4} \cdot \sqrt{\frac{8}{1,84 \cdot 10^{-2}}} = 2,678 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Сравним $\delta = 2,678 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ с $\Delta = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ – труба гидравлически гладкая ($\delta > \Delta$), следовательно, $\lambda = \lambda_{\text{гл.н}} = 1,84 \cdot 10^{-2}$.

Рассчитываем потери напора по длине напорного трубопровода

$$h_{\text{н}} = \lambda_{\text{гл.н}} \frac{(H_{\text{н}} + l_{\text{н}})}{d_{\text{н}}} \frac{v_{\text{н}}^2}{2g} = 1,84 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(7,8 + 2,4)}{0,096} \cdot \frac{1,4834^2}{2 \cdot 9,81} = 0,2193 \text{ м.}$$

Рассчитываем потери напора в местных сопротивлениях напорного трубопровода по формуле

$$h_{\text{мс.н}} = \xi_{\text{пов}} \frac{v_{\text{н}}^2}{2 \cdot g} = 0,5 \cdot \frac{1,4834^2}{2 \cdot 9,81} = 0,056 \text{ м,}$$

где $\xi_{\text{пов}} = 0,5$ – коэффициент местного сопротивления поворота.

Суммарные потери напора в напорном трубопроводе составляют

$$h_{\text{н}} = h_{\text{лн}} + h_{\text{мс.н}} = 0,2193 + 0,056 = 0,2753 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора в сети

$$\begin{aligned} \sum h_{\text{пот}} &= h_{\text{вс}} + h_{\text{мс.вс}} + h_{\text{лн}} + h_{\text{мс.н}} = \\ &= 0,0394 + 0,0222 + 0,2193 + 0,056 = 0,3369 \text{ м.} \end{aligned}$$

Требуемый напор насоса по формуле

$$\begin{aligned} H_{\text{тр}} &= (H_{\text{н}} + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{атм}}}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}} = \\ &= (7,8 + 1,6) + \frac{2,1 \cdot 10^5 - 0,981 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} + 0,3369 = 21,1436 \text{ м.} \end{aligned}$$

По требуемому напору $H_{\text{тр}} = 21,1436$ м и заданной подаче $G_{\text{в}} = 10,732 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 38,64 \text{ м}^3/\text{ч}$ для перекачки воды выбираем насос X45/31 со следующими техническими характеристиками:

Тип насоса	Подача Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Напор H , м	n , об/с	КПД	Мощность двигателя N , кВт
X45/31	0,0125	19,8–31	48,3	0,6	13

Обозначим $(H + h_{\text{вс}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{атм}}}{\rho g} = H_{\text{ст}} = 20,8067$ м – статический напор, тогда уравнение примет вид

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + \sum h_{\text{пот}}.$$

Так как трубопровод эксплуатируется при турбулентном режиме движения, то зависимость потерь напора в трубопроводе от скорости (а, следовательно, и от подачи) носит квадратичный характер, тогда

$$\Sigma h_{\text{пот}} = b \cdot G^2,$$

где $G = G_{\text{д}} = 38,64 \text{ м}^3/\text{ч} = 10,732 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ – заданный расход;
 $\Sigma h_{\text{пот}} = 0,3369 \text{ м}$ – потери напора в насосной установке при заданной подаче.

Из формулы

$$b = \frac{\Sigma h_{\text{пот}}}{G^2} = \frac{0,3369}{38,64^2} = 2,257 \cdot 10^{-4}.$$

Уравнение кривой трубопровода, выражающее собой потребные напоры насоса от подачи на заданный трубопровод примет вид:

$$H_{\text{тр}} = 20,8067 + 2,257 \cdot 10^{-4} \cdot G^2.$$

Зададимся различными значениями G (от 0 до $G_{\text{д}}$) и рассчитаем $H_{\text{тр}}$.

Все значения сведем в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Результаты расчета характеристики сети

Номер	Расход воды		$\Sigma h_{\text{пот}}, \text{ м}$	$H_{\text{ст}}, \text{ м}$	$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + \Sigma h_{\text{пот}}, \text{ м}$
	$\text{м}^3/\text{с}$	$\text{м}^3/\text{ч}$			
1	0	0	0	20,8067	20,8067
2	$0,278 \cdot 10^{-2}$	10	0,398	20,8067	20,8293
3	$0,556 \cdot 10^{-2}$	20	0,0903	20,8067	20,8970
4	$0,833 \cdot 10^{-2}$	30	0,2031	20,8067	21,0010
5	$1,111 \cdot 10^{-2}$	40	0,3611	20,8067	21,1678
6	$1,250 \cdot 10^{-2}$	45	0,4570	20,8067	21,2637

По данным таблицы 2.3 строим характеристику трубопровода (сети) $H_{\text{тр}} = f(G)$, накладывая ее на рабочие характеристики выбранного насоса X 45 / 31 (рис. 5).

На пересечении характеристик насоса $H = f(G)$ и трубопровода $H_{\text{тр}} = f(G)$ определяем рабочую точку A .

Параметры насоса, соответствующие рабочей точке насоса:
 $H_A = 21,225 \text{ м}$; $G_A = 42,86 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0119 \text{ м}^3/\text{с}$; $\eta_A = 63,6\%$.

Мощность, потребляемая насосом

$$N_A = \frac{G_A H_A \rho g}{1000 \cdot \eta_A} = \frac{0,0119 \cdot 21,225 \cdot 1000 \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,636} = 3,9 \text{ кВт.}$$

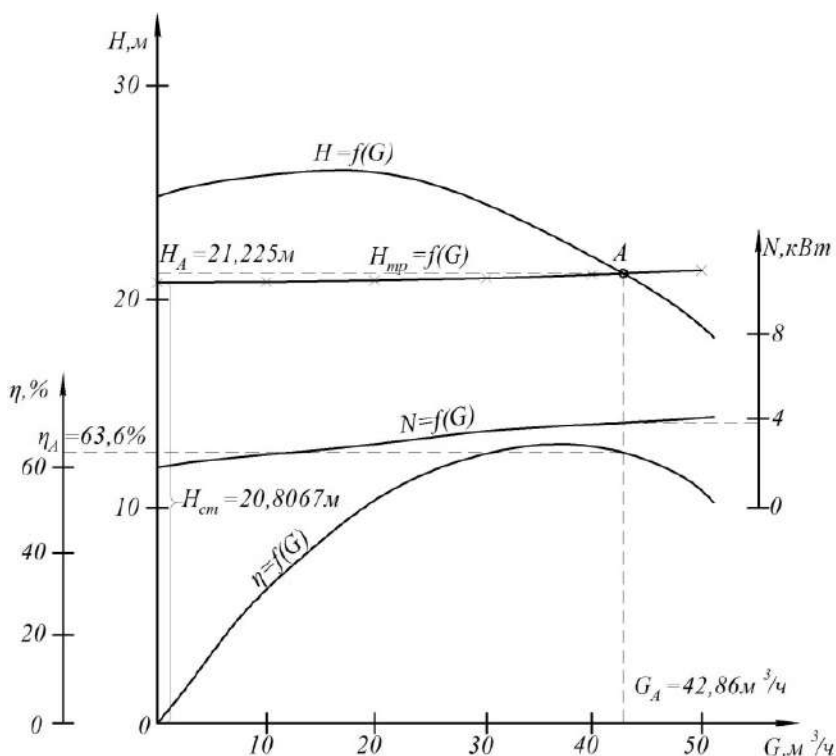


Рис. 5. Характеристика трубопровода (сети) $H_{\text{тр}} = f(G)$ и рабочие характеристики выбранного насоса X45/31; $n = 2900 \text{ об/мин}$

Литература

1. ГОСТ 9941-81. Трубы бесшовные холодно- и теплодеформированные из коррозионно-стойкой стали. Технические условия (с изм. № 1–5, с поправкой).
2. ГОСТ 12.2.003-91 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
3. *Дытнерский, Ю. И.* Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. В 2 кн. Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М. : Альянс, 2015. – 400 с.
4. ГОСТ 9941-81. Трубы бесшовные холодно- и теплодеформированные из коррозионно-стойкой стали. Технические условия (с изм. № 1–5, с поправкой).
5. ГОСТ 9617-76. Сосуды и аппараты. Ряды диаметров (с изм. № 1, 2) .
6. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
7. ГОСТ 26296-84 (СТ СЭВ 4349-83). Лапы опорные подвесных вертикальных сосудов и аппаратов. Основные размеры (с поправкой, с изм. № 1).
8. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с изм. № 1, 2).
9. *Дытнерский, Ю. И.* Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. В 2 кн. Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М. : Альянс, 2015. – 400 с.
10. ГОСТ 33259-2015. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN 250. Конструкция, размеры и общие технические требования (с Поправками).
11. ГОСТ 28759.2-90. Фланцы сосудов и аппаратов стальные плоские приварные. Конструкция и размеры.
12. ОСТ 26-2002-83. Люки с плоскими крышками стальных сварных сосудов и аппаратов. Конструкция (с изм. № 1, 2, 3, 4, 5).

13. *Лащинский, А. А.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справочник / А. А. Лащинский, А. Р. Толчинский. – М. : Альянс, 2013. – 752 с

14. *Павлов, К. Ф.* Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пос. для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. П. Г. Романкова. – М. : Альянс, 2016. – 576 с.

15. Процессы и аппараты пищевых производств : учебник / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова, М. В. Копылов ; под ред. А. Н. Острикова. – СПб. : Проспект Науки, 2020. – 640 с.

Основные размеры барометрических конденсаторов

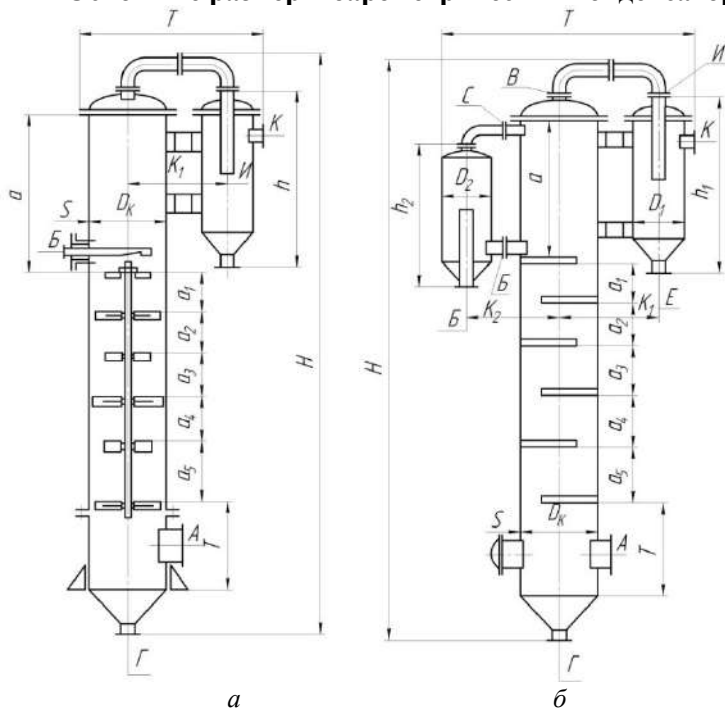


Рис. 6. Барометрические конденсаторы:

а – с concentрическими полками (изготавливаются диаметром 500 и 600 мм); *б* – с сегментными полками (изготавливаются диаметром 800–2000 мм)

Таблица 2.4

Основные размеры барометрических конденсаторов

Размеры, мм	Внутренний диаметр конденсатора $d_{вк}$, мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Толщина стенки аппарата s	5	5	5	6	6	6	10
Расстояние от верхней полки до крышки аппарата a	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Расстояние от нижней полки до днища аппарата r	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Ширина полки b	—	—	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями конденсатора и ловушки:							
K_1	675	725	950	1100	1200	1450	1650
K_2	—	—	835	935	1095	1355	1660
Высота установки H	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Диаметр ловушки D	400	400	500	500	600	800	800
Высота ловушки h	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
Диаметр ловушки D_l	—	—	400	500	500	600	800
Высота ловушки h_l			1350	1350	1400	1450	1550
Расстояние между полками:							
a_1	220	260	200	250	300	400	500
a_2	260	300	260	320	400	500	650
a_3	320	360	320	400	480	640	800

Размеры, мм	Внутренний диаметр конденсатора $d_{вк}$, мм							
	500	600	800	1000	1200	1600	2000	
a_4	360	400	380	475	575	750	950	
a_5	390	430	440	550	660	880	1070	
Условные проходы штуцеров:								
для входа пара (А)	300	350	350	400	450	600	800	
для входа воды (В)	100	125	200	200	250	300	400	
для выхода парогазовой смеси (В)	80	100	125	150	200	200	250	
для барометрической трубы (Г)	125	150	200	200	250	300	400	
воздушник (С)	—	—	25	25	25	25	25	
для входа парогазовой смеси (И)	80	100	180	150	260	200	250	
для выхода парогазовой смеси (К)	50	70	80	100	150	200	150	
для барометрической трубы (Е)	50	50	70	70	80	80	100	

5.4. Расчет комбинированного конденсатора-холодильника

Задание

Спроектировать конденсатор-холодильник для спиртовых паров. Пар полностью конденсируется в верхней трубчатой части холодильника, в нижней змеевиковой части идет охлаждение конденсата. Холодильник обеспечивает брагоперегонный аппарат производительностью G дал в сутки спирта-сырца крепостью 88% об.

Начальная температура охлаждающей воды t_n , конечная t_k .
Конденсат охлаждается до температуры T_k .

Исходные данные: $G = 1250$ дал/сутки, $t_n = 10^\circ\text{C}$, $t_k = 58^\circ\text{C}$, $T_k = 14^\circ\text{C}$.

Введение

Процессы теплообмена играют важную роль в современной технике. Они применяются всюду, где возникает необходимость нагревания или охлаждения среды при ее обработке. Широко используются процессы теплообмена и в пищевой промышленности.

Они обычно протекают в специальных устройствах, которые называются теплообменными аппаратами.

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому, а также осуществления различных процессов: нагревания, охлаждения, кипения, конденсации и др.

Теплообменные аппараты классифицируют по различным признакам. Например, по способу передачи теплоты их можно разделить на поверхностные (рекуперативные), регенеративные и смешения. Требования, предъявляемые к теплообменным аппаратам, в зависимости от конкретных условий применения – различные. Основными требованиями являются:

- 1) обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении;
- 2) компактность и наименьший расход материалов; надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью поверхности теплообмена для очистки от загрязнений; тех-

нологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур, давлений и т. д.

При создании новых более эффективных теплообменных аппаратов стремятся:

1) уменьшить удельные затраты материалов, труда, средств и затрачиваемой при работе энергии по сравнению с теми же показателями существующих теплообменников;

2) повысить интенсивность работы и эффективность аппарата.

Интенсивностью процесса или удельной тепловой производительностью теплообменного аппарата называется количество теплоты, передаваемого в единицу времени через единицу площади поверхности аппарата при заданном тепловом режиме. На интенсивность влияют также форма поверхности теплообмена, эквивалентный диаметр и компоновка каналов для теплоносителей, обеспечивающая оптимальные скорости движения сред.

Существуют теплообменные аппараты общего и специального назначения.

Теплообменные аппараты общего назначения унифицированы, а специального – могут изготавливаться для комплектования тех или иных установок и иметь значительные отличия от аппаратов общего назначения.

К числу аппаратов специального назначения может быть отнесен комбинированный конденсатор-холодильник спиртовых паров брагоректификационной установки, который рассчитывается в настоящем проекте.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Цель теплового расчета – определение необходимой площади теплопередающей поверхности. Из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (1.1)$$

где F – площадь теплопередающей поверхности, м^2 ; Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт; K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор, $^{\circ}\text{C}$.

1.1. Определение тепловой нагрузки аппарата

Тепловой нагрузкой называется количество теплоты Q , которое передается в аппарате от горячего теплоносителя к холодному в единицу времени.

Комбинированный конденсатор – холодильник является двухзонным аппаратом (рис. 1.1). В зоне конденсации пара (верхняя трубчатая часть теплообменника) спиртовые пары полностью конденсируются и конденсат спирта охлаждается в зоне охлаждения конденсата (нижняя змеевиковая часть теплообменника) до заданной температуры.

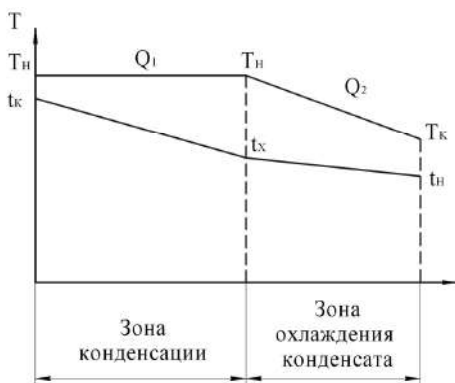


Рис. 1.1. Изменение температур теплоносителей

Поэтому общая тепловая нагрузка равна сумме нагрузок по зонам:

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (1.2)$$

где Q_1 – тепловая нагрузка в зоне конденсации, Вт; Q_2 – тепловая нагрузка в зоне охлаждения конденсата, Вт.

Для определения тепловых нагрузок в зонах предварительно вычислим в кг/с расход спирта, переводя заданную размер-

ность дал/сутки (дал – 10 литров [11]). Тогда в соответствии с примером расчета [4] и учитывая, что производительность брагоперегонного аппарата задана в расчете на абсолютный спирт [11], определим количество спирта-сырца крепостью 88% об., получаемого в течение суток

$$V_c = \frac{1250 \cdot 100}{88} = 1420,5 \text{ дал.}$$

Секундный массовый расход спирта вычислим по формуле

$$G = \frac{10 V_c \rho_c}{1000 \cdot 24 \cdot 3600}, \quad (1.3)$$

где 10 – количество литров в декалитре, дал; ρ_c – плотность спирта концентрации 88 % об.; 1000 – количество литров в м³; 24 – количество часов в сутках; 3600 – количество секунд в часе.

Тогда по формуле (1.3)

$$G = \frac{10 \cdot 1420,5 \cdot 835,74}{1000 \cdot 24 \cdot 3600} = 0,137 \text{ кг/с.}$$

Значение $\rho_c = 835,74 \text{ кг/м}^3$ определено для водно-спиртовой смеси концентрацией 88% при + 20°C. Стандартная крепость – крепость при + 20°C [4, 11].

Тепловую нагрузку в зоне конденсации определим по уравнению [2, 3, 6, 7, 9]

$$Q_1 = G r, \quad (1.4)$$

где G – массовый расход конденсирующегося пара, кг/с; r – скрытая теплота конденсации спирта заданного состава (88% об. – 83,1% масс).

Для определения тепловой нагрузки в зоне охлаждения конденсата воспользуемся уравнением [2, 3, 6, 7, 9]

$$Q_2 = G c (T_n - T_k), \quad (1.5)$$

где G – массовый расход охлаждаемого конденсата, кг/с; c – средняя удельная теплоемкость спирта крепостью 88% об.; T_n – температура конденсации спирта-сырца, °C; T_k – конечная температура охлаждаемого конденсата, °C.

По [11] определяем r и c при крепости спирта в парах 88% об. (83,1% масс.):

$$r = 1099,7 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг; } c = 3174,3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Температура конденсации спирта заданного состава 83,1% масс. равна $T_n = 80,1^\circ\text{C}$ [11].

Тогда по уравнению (1.1)

$$Q_1 = 0,137 \cdot 1099,7 \cdot 10^3 = 150658,9 \text{ Вт,}$$

а по уравнению (1.5)

$$Q_2 = 0,137 \cdot 3174,3(80,1 - 14) = 28745,5 \text{ Вт.}$$

Общая тепловая нагрузка аппарата по формуле (1.1)

$$Q = 150658,9 + 28745,5 = 179404,4 \text{ Вт.}$$

1.2. Определение расходов и температур теплоносителей

Для проектирования аппарата необходимо определить расход воды и ее температуру t_x при переходе из зоны охлаждения в зону конденсации.

Вода в аппарате используется последовательно для охлаждения жидкого спирта-сырца в нижней змеевиковой части аппарата, а затем для конденсации паров спирта в верхней трубчатой части.

Необходимый расход воды G_b при заданном температурном режиме определим по формуле [6, 9]

$$Q = G_b c_b (t_k - t_n) \chi, \quad (1.6)$$

где Q – тепловая нагрузка в аппарате, Вт; G_b – массовый расход воды, кг/с; c_b – средняя удельная теплоемкость воды, Дж/кг·К; t_k, t_n – конечная и начальная температуры воды, °С; $\chi = 1,05$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Предварительно примем среднюю температуру воды $t_{cp} = \frac{t_n + t_k}{2} = \frac{10 + 58}{2} = 34 \text{ °С}$. По [7] этой температуре соответствует $c_b = 4180 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Тогда из уравнения (1.6)

$$G_b = \frac{Q}{c_b (t_k - t_n) \chi} = \frac{179404,4}{4180(58 - 10)1,05} = 0,852 \text{ кг/с.}$$

Температуру воды t_k при переходе из холодильника в конденсатор определим из уравнений теплового баланса, составленных для зоны конденсации

$$Q_1 = G_B c_B (t_k - t_x) \chi,$$

или зоны охлаждения конденсата

$$Q_2 = G_B c_B (t_x - t_H) \chi. \quad (1.7)$$

Из уравнений (1.7)

$$t_x = t_k - \frac{Q_1}{G_B c_B \chi},$$

или

$$t_x = t_H + \frac{Q_1}{G_B c_B \chi}. \quad (1.8)$$

Принимая $c_B = 4180 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, получим по уравнению (1.8)

$$t_x = 58 - \frac{150658,9}{0,852 \cdot 4180 \cdot 1,05} = 17,7^\circ \text{C}.$$

или

$$t_x = 10 + \frac{150658,9}{0,852 \cdot 4180 \cdot 1,05} = 17,69^\circ \text{C} \approx 17,7^\circ \text{C}.$$

Значение температуры воды t_k при переходе из холодильника в конденсатор, найденное двумя способами, оказалось одинаковым, следовательно, расчеты выполнены верно.

1.3. Расчет температурного режима теплообменника

При расчете температурного режима определим средние разности температур между теплоносителями $\Delta t_{\text{ср}}$ и средние температуры теплоносителей в зонах конденсации (верхней части – конденсаторе) и охлаждения конденсата (нижней части – холодильнике).

Конденсатор

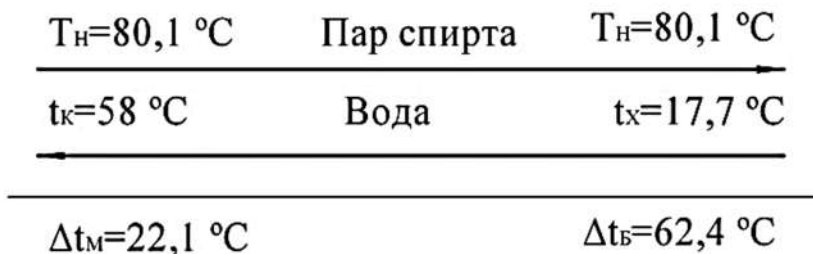


Рис. 1.2. Схема движения теплоносителей в зоне конденсации

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = \frac{62,4}{22,1} = 2,82 > 2, \text{ следовательно, средний температур-}$$

ный напор между конденсирующимся паром и водой [6–10]

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (1.9)$$

где Δt_6 , Δt_M – большая и меньшая разности температур по концам расчетной схемы, $^{\circ}\text{C}$.

По уравнению (1.9)

$$\Delta t_{cp} = \frac{62,4 - 22,1}{2,3 \lg \frac{62,4}{22,1}} = 38,75^{\circ}\text{C}.$$

Средние температуры теплоносителей определяем по методике [6, 7]: средняя температура теплоносителя, температура которого меняется на меньшее число градусов, определяется как среднеарифметическое между начальной и конечной. Следовательно, для пара этилового спирта

$$T_{cp.k} = \frac{T_H + T_H}{2} = \frac{80,1 + 80,1}{2} = 80,1^{\circ}\text{C}.$$

Для второго теплоносителя (воды)

$$t_{\text{ср.к}} = T_{\text{ср.к}} - \Delta t_{\text{ср}} = 80,1 - 38,75 = 41,35^\circ \text{C}.$$

Холодильник

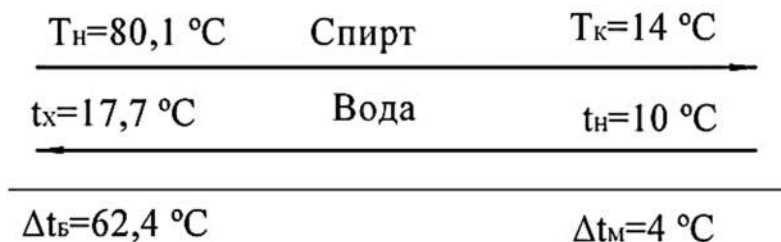


Рис. 1.3. Схема движения теплоносителей в холодильнике

$$\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{62,4}{4} = 15,6 > 2, \text{ следовательно, средний температур-}$$

ный напор между конденсатом спирта и водой по формуле (1.9)

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{62,4 - 4}{2,3 \lg \frac{62,4}{4}} = 21,24^\circ \text{C}.$$

Средняя температура воды

$$t_{\text{ср.х}} = \frac{10 + 17,7}{2} = 13,85^\circ \text{C},$$

а средняя температура конденсата спирта

$$T_{\text{ср.х}} = 13,85 + 21,24 = 35,1^\circ \text{C}.$$

1.4. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей

Теплофизические свойства теплоносителей определяем при их средних температурах из справочных и учебных пособий и заносим в таблицу 1.1 (для конденсатора) и таблицу 1.2 (для холодильника).

Таблица 1.1

Теплофизические свойства теплоносителей в конденсаторе

Пространство и процесс	Физические величины	Обозначения	Числовые значения	Ссылка на источник
Трубное пространство (охлаждение воды)	Средняя температура воды, °С	$t_{\text{ср.к}}$	41,35	[7]
	Плотность, кг/м ³	ρ_2	991,5	[7]
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	c_2	4180	[7]
	Теплопроводность, Вт/м·К	λ_2	0,635	[7]
	Кинематическая вязкость, м ² /с	ν_2	$0,646 \cdot 10^{-6}$	[7]
	Коэффициент объемного расширения, К ⁻¹	β_2	$3,95 \cdot 10^{-4}$	[7]
	Число Прандтля	Pr_2	4,21	[7]
Межтрубное пространство (конденсация паров спирта)	Средняя температура конденсата, °С	$T_{\text{ср.к}}$	80,1	
	Плотность, кг/м ³	ρ_1	835	[4]
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	c_1	3757,0	[4, 11]
	Теплопроводность, Вт/м·К	λ_1	0,196	[11]
	Динамическая вязкость, Па·с	μ_1	$0,563 \cdot 10^{-3}$	[11]
	Теплота конденсации, Дж/кг	r	$1099,7 \cdot 10^3$	[11]

Таблица 1.2

Теплофизические свойства теплоносителей в холодильнике

Пространство и процесс	Физические величины	Обозначения	Числовые значения	Ссылка на источник
Трубное пространство (охлаждение конденсата спирта)	Средняя температура конденсата спирта, °C	$T_{\text{ср.х}}$	35,1	
	Плотность, кг/м ³	ρ_1	841,3	[11]
	Средняя теплоемкость, Дж/кг·K	c_1	3042,4	[4]
	Теплопроводность, Вт/м·K	λ_1	0,200	[11]
	Число Прандтля	$Pr = \mu \cdot c / \lambda$	19,44	
	Динамическая вязкость, Па·с	μ_1	$1,278 \cdot 10^{-3}$	[4]
Межтрубное пространство (нагревание воды)	Средняя температура воды, °C	$t_{\text{ср.х}}$	13,85	[7]
	Плотность, кг/м ³	ρ_2	999,2	[7]
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·K	c_2	4190	[7]
	Теплопроводность, Вт/м·K	λ_2	0,584	[7]
	Кинематическая вязкость, м ² /с	ν_2	$1,195 \cdot 10^{-6}$	[7]
	Коэффициент объемного расширения, K ⁻¹	β_2	$1,13 \cdot 10^{-4}$	[7]
	Число Прандтля	Pr	8,56	[7]

1.5. Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата. Выбор конструкции аппарата и материалов для его изготовления

Ориентировочным расчетом называется расчет площади поверхности аппарата по уравнению (1.1) по значению K , принятому ориентировочно на основании опытных данных [6, 9].

На основании [4] и приведенного примера расчета примем коэффициент теплопередачи для:

– холодильника $K_x = 180 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

– конденсатора $K_k = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

По уравнению (1.1) необходимая площадь поверхности теплопередачи:

– холодильника

$$F_x = \frac{28745,5}{180 \cdot 21,24} = 7,52 \text{ м}^2;$$

– конденсатора

$$F_k = \frac{150658,9}{300 \cdot 38,75} = 12,96 \text{ м}^2.$$

На основании рабочего чертежа комбинированного конденсатора-холодильника и примера расчета [4, 6] для изготовления труб конденсатора и змеевика холодильника используем медную тянутую трубу диаметром $38 \times 2,5 \text{ мм}$, коэффициент теплопроводности меди $\lambda_m = 330 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Число труб в конденсаторе $n = 127$ шт. (длина труб определится расчетом).

Для определения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 необходимо определить некоторые конструктивные элементы теплообменника.

Выберем способ размещения труб по сторонам правильных шестиугольников (вершинам равносторонних треугольников). При закреплении труб в трубной решетке развальцовкой шаг t принимают в зависимости от наружного диаметра d_n по формуле [6]

$$t = (1,3 \dots 1,5) d_n, \quad (1.10)$$

Примем $t = 1,4d_n$, тогда по формуле (1.10) шаг расположения труб

$$t = 1,4 \cdot 38 = 53,2 \text{ мм.}$$

При числе труб в одноходовом теплообменнике $n = 127$ шт., число труб по диагонали шестиугольника $n_d = 12$ шт., а по стороне шестиугольника – 7 шт. [4].

Диаметр трубной решетки, или внутренний диаметр кожуха теплообменника D , определим по формуле [6]

$$D = (n_d - 1)t + 4d_n, \quad (1.11)$$

где n_d – число труб, размещающееся на большей диагонали шестиугольника, $n_d = 13$ шт.; t – шаг размещения труб в трубной решетке, $t = 53,2$ мм; d_n – наружный диаметр теплообменных труб, $d_n = 38$ мм.

Тогда по формуле (1.11)

$$D = (13 - 1)0,0532 + 4 \cdot 0,038 = 0,79 \text{ м.}$$

Принимаем внутренний диаметр кожуха аппарата $D = 0,8$ м.

1.6. Приближенный расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи

Приближенным называется расчет коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 по формулам и уравнениям, не учитывающим влияния температуры поверхности стенки.

Конденсатор. Формула для приближенного расчета коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке вертикальных труб имеет вид [1, 7–8]

$$\alpha_1 = 3,79 \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 n d}{\mu D}}, \quad (1.12)$$

где λ , ρ , μ – теплопроводность, плотность и динамическая вязкость конденсата паров этилового спирта при температуре конденсации, соответственно, Вт/(м·К), кг/м³ и Па·с (см. табл. 1.1); n – число вертикальных труб в конденсаторе, шт.; d – наружный

диаметр теплообменных труб в конденсаторе, м; D – массовый расход конденсирующегося пара, кг/с, $D = G$.

По формуле (1.12)

$$\alpha_1 = 3,79 \cdot 0,196 \sqrt[3]{\frac{835^2 \cdot 127 \cdot 0,038}{0,563 \cdot 10^{-3} \cdot 0,137}} = 2612,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Чтобы выбрать расчетное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении воды по трубам конденсатора, необходимо установить ее режим движения.

Площадь поперечного сечения всех трубок конденсатора

$$S_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2 n}{4 z}, \quad (1.13)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменной трубки, м; n – число трубок в конденсаторе, шт.; z – число ходов теплообменника.

Тогда, по формуле (1.13)

$$S_{\text{тр}} = \frac{3,14 \cdot 0,033^2 \cdot 127}{4 \cdot 1} = 0,109 \text{ м}^2.$$

Из уравнения расхода определим скорость движения воды

$$v = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} S_{\text{тр}}}, \quad (1.14)$$

где $G_{\text{в}}$ – массовый расход воды через конденсатор, кг/с; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды при ее средней температуре в конденсаторе, кг/м³; $S_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения всех трубок конденсатора, м².

По формуле (1.14)

$$v = \frac{0,852}{991,5 \cdot 0,109} = 0,0079 \text{ м/с}.$$

Режим движения воды в трубках конденсатора установим по значению критерия Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v d_{\text{вн}}}{\nu_2}, \quad (1.15)$$

где v – скорость движения воды в трубках конденсатора, м/с;
 $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменной трубки, м; ν – кинематическая вязкость воды при ее средней температуре в конденсаторе, м²/с.

По формуле (1.15)

$$\text{Re} = \frac{0,0079 \cdot 0,033}{0,646 \cdot 10^{-6}} = 402,6.$$

Так как $\text{Re} > 2320$, то режим движения воды в трубках конденсатора ламинарный.

Для расчета интенсивности теплоотдачи при ламинарном режиме движения в трубах и каналах рекомендуется уравнение [6] – движение холодного теплоносителя вверх внутри вертикальной трубы

$$\text{Nu} = 0,63(\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,2} (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,1}, \quad (1.16)$$

где Re – критерий Рейнольдса; Nu – число Нуссельта; Pr – критерий Прандтля; Gr – критерий Грасгофа, рассчитываемый по формуле

$$\text{Gr} = \frac{g d_{\text{вн}}^3}{\nu^2} \beta \Delta t, \quad (1.17)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменной трубки конденсатора, м; ν – кинематическая вязкость воды при ее средней температуре в конденсаторе, м²/с; β – коэффициент объемного расширения, К⁻¹; Δt – разность температур между поверхностью стенки и водой, °С.

Поскольку температура поверхности стенки неизвестна и может быть найдена только методом последовательных приближений [6], то в приближенном расчете конденсатора примем $\Delta t = 10$ °С, тогда по формуле (1.17)

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \cdot 0,033^3}{(0,646 \cdot 10^{-6})^2} 3,95 \cdot 10^{-4} \cdot 10 = 3,34 \cdot 10^6,$$

а по формуле (1.16)

$$\text{Nu} = 0,63(402,6 \cdot 4,21)^{0,2} (3,34 \cdot 10^6 \cdot 4,21)^{0,1} = 14,47.$$

Так как $\text{Nu} = \frac{\alpha_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\lambda_2}$, то коэффициент теплоотдачи от стенки трубки конденсатора к воде

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{14,47 \cdot 0,635}{0,033} = 278,44 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи K , Вт/м²·К, через тонкую цилиндрическую стенку ($d_{\text{вн}} > 0,5d_{\text{н}}$) с достаточной степенью точности применяют формулу для плоской поверхности [6]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.18)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего и холодного теплоносителей, Вт/(м²·К); $\sum r_{\text{ст}}$ – сумма термических сопротивлений всех слоев, из которых состоит стенка, включая слои загрязнения, (м²·К)/Вт.

Они определяются по формуле

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{загр1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{загр2}}, \quad (1.19)$$

где $r_{\text{загр1}}, r_{\text{загр2}}$ – тепловые сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей, (м²·К)/Вт; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина теплопередающей стенки, м; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·К.

Имеющиеся в литературе и в нормативной документации рекомендации по оценке величины термических сопротивлений некоторых видов загрязнений во многих случаях противоречивы, недостаточно обоснованы и неконкретны, поэтому рекомендации по их выбору обычно имеют ограниченные области применения и являются ориентировочными [6].

Ориентируясь на пример расчета 4–19 [7], примем

$$r_{\text{загр1}} = r_{\text{загр2}} = \frac{1}{5800} = 0,000172 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе по формуле (1.18)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2612,9} + 0,000172 + \frac{0,0025}{330} + 0,000172 + \frac{1}{278,44}} = 231,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Анализируя полученное значение коэффициента теплопередачи в конденсаторе, приходим к выводу, что его значение очень мало. Так как коэффициент теплопередачи K оказался меньше меньшего значения α_2 , то для увеличения коэффициента теплопередачи K необходимо увеличить α_2 . Наиболее доступным и применяемым на практике способом увеличения коэффициента теплоотдачи является увеличение скорости движения воды. Для этого необходимо уменьшить площадь поперечного сечения трубок конденсатора. Этого можно достичь уменьшением диаметра теплообменных трубок в конденсаторе и их числа.

Ориентируясь на рабочий чертеж комбинированного конденсатора – холодильника и [4] выбираем медную тянутую теплообменную трубу диаметром 32×2 мм ($d_{\text{вн}} = 0,028$ м), их число в конденсаторе – $n = 37$ шт.

По формуле (1.12) коэффициент теплоотдачи от пара к стенке

$$\alpha_1 = 3,79 \cdot 0,196 \sqrt[3]{\frac{835^2 \cdot 37 \cdot 0,028}{0,563 \cdot 10^{-3} \cdot 0,137}} = 1565,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Площадь поперечного сечения всех трубок конденсатора по формуле (1.13)

$$S_{\text{тр}} = \frac{3,14 \cdot 0,028^2}{4} \cdot \frac{37}{1} = 0,0228 \text{ м}^2.$$

Скорость движения воды в трубках конденсатора по формуле (1.14)

$$v = \frac{0,852}{991,5 \cdot 0,0228} = 0,038 \text{ м/с}.$$

Скорость движения воды в трубках конденсатора значительно возросла и стала соизмеримой с примером расчета в [4].

Критерий Рейнольдса по формуле (1.15)

$$Re = \frac{0,038 \cdot 0,028}{0,646 \cdot 10^{-6}} = 1647,0.$$

Режим движения вновь ламинарный ($Re < 2320$).

По формуле (1.17)

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,028^3}{(0,646 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 3,95 \cdot 10^{-4} \cdot 10 = 2,03 \cdot 10^6,$$

тогда по формуле (1.16)

$$Nu = 0,63(1647 \cdot 4,21)^{0,2} (2,03 \cdot 10^6 \cdot 4,21)^{0,1} = 18,21,$$

а

$$\alpha_2 = \frac{18,21 \cdot 0,635}{0,028} = 413,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

По формуле (1.18)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1565,7} + 0,000172 + \frac{0,002}{330} + 0,000172 + \frac{1}{413,0}} = 286,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Увеличение коэффициента теплопередачи достигнуто, но незначительное.

Определим приближенно необходимую площадь поверхности конденсатора F_k и высоту теплообменных трубок в нем H .

По формуле (1.1)

$$F_k = \frac{150658,9}{286,5 \cdot 38,75} = 13,57 \text{ м}^2.$$

Так как коэффициент теплоотдачи со стороны воды значительно меньше, чем со стороны конденсирующегося пара ($413,0 < 1551,5$), то площадь поверхности теплопередачи необходимо определять по внутреннему диаметру теплообменной трубки [7].

Тогда

$$F_k = \pi d_{\text{вн}} H n,$$

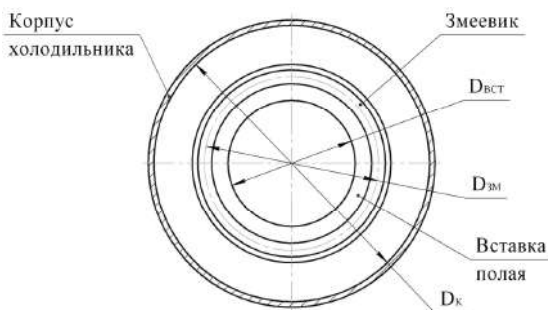
откуда

$$H = \frac{F_k}{\pi d_{\text{вн}} n} = \frac{13,57}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 37} = 4,17 \text{ м},$$

где H – длина теплообменной трубки между верхней и нижней трубными решетками, м.

Высота трубчатой части аппарата получилась значительной, поэтому дальнейшего увеличения коэффициента теплопередачи уменьшением диаметра аппарата (уменьшением количества и диаметра теплообменных труб и увеличением их длины) добиваться не следует.

Холодильник. Он представляет собой корпус с расположенным в нем змеевиком из медной тянутой трубы диаметром 32×2 мм. Внутренний объем змеевика соединим с межтрубным пространством конденсатора, поэтому конденсат пара этилового спирта движется внутри змеевика. Охлаждающая вода поступает в корпус холодильника снизу и движется вверх к трубкам конденсатора, омывая наружную поверхность змеевика. Для увеличения скорости движения воды относительно поверхности змее-



вика внутри него помещается полая вставка (рис. 1.4).

Для определения скорости движения воды относительно поверхности змеевика определим и выберем: D_k –

Рис. 1.4. Схема размещения змеевика и полой вставки в корпусе холодильника (равной внутреннему диаметру корпуса конденсатора), м; $D_{\text{вст}}$ – диаметр полой вставки, м; $D_{\text{зм}}$ – диаметр змеевика (между осями образующей трубы), м.

По формуле (1.10) рассчитаем шаг размещения теплообменных труб в трубных решетках конденсатора

$$t = 1,5 \cdot 0,032 = 0,048 \text{ м.}$$

Принимая шаг $t = 50 \text{ мм}$ ($0,05 \text{ м}$), число труб в конденсаторе $n = 37$ шт. по формуле (1.11) определим внутренний диаметр корпуса конденсатора (а, следовательно, и змеевиковой части аппарата – холодильника)

$$D = D_k = (7 - 1) 0,05 + 4 \cdot 0,032 = 0,428 \text{ м,}$$

где 7 – число труб по диагонали шестиугольника и общем числе труб в правильном шестиугольнике $n = 37$ шт. [4].

Принимаем $D_k = 0,42 \text{ м}$ (см. рабочий чертёж).

Змеевик в аппарате размещают так, чтобы он по своей высоте находился в жидкости и со всех сторон не доходил до стенок аппарата на $0,25\text{--}0,4 \text{ м}$ [6].

Примем расстояние между осями образующей трубы $D_{зм} = 320 \text{ мм}$ ($0,32 \text{ м}$). Тогда расстояние от поверхности змеевика до стенок корпуса $\frac{0,42 - 0,32}{2} + \frac{0,032}{2} = 0,034 \text{ м}$ и отвечает рекомендациям [6].

Примем расстояние от внутренней поверхности змеевика до наружной поверхности полый вставки таким же, как расстояние от наружной поверхности змеевика до стенки корпуса холодильника $0,034 \text{ м}$. Тогда наружный диаметр полый вставки

$$D_{вст} = D_k - (4 \cdot 0,034 + 2d_{тр}) = 0,42 - (4 \cdot 0,034 + 2 \cdot 0,032) = 0,220 \text{ м.}$$

Итак, $D_k = 0,42 \text{ м}$, $D_{зм} = 0,32 \text{ м}$, $D_{вст} = 0,220 \text{ м}$.

Определим площадь сечения канала для прохода воды (площадь межзмеевикового канала)

$$S_{м.з} = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_{вст}^2) - S_{зм}, \quad (1.20)$$

где $S_{зм}$ – площадь сечения одного витка змеевика,

$$S_{зм} = \pi D_{зм} d_{тр} = 3,14 \cdot 0,32 \cdot 0,032 = 0,032 \text{ м}^2.$$

По формуле (1.20)

$$S_{м.з} = \frac{3,14}{4} (0,42^2 - 0,22^2) - 0,032 = 0,0684 \text{ м}^2.$$

По уравнению (1.14) скорость воды, омывающей змеевик

$$v_{\text{н}} = \frac{0,852}{991,5 \cdot 0,0684} = 0,0126 \text{ м/с.}$$

Для установления режима движения воды в канале со змеевиком вычислим его эквивалентный диаметр по формуле

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 S_{\text{м.з}}}{\Pi}, \quad (1.21)$$

где $S_{\text{м.з}} = 0,0684 \text{ м}^2$ – площадь межзмеевикового канала, м^2 ; Π – смоченный периметр, м.

Смоченный периметр

$$\begin{aligned} \Pi &= \pi(D_{\text{вст}} + D_{\text{к}} + D_{\text{зм.вн}} + D_{\text{зм.н}}) = \\ &= 3,14(0,22 + 0,42 + 0,288 + 0,352) = 4,02 \text{ м,} \end{aligned}$$

где $D_{\text{зм.вн}} = D_{\text{зм}} - d_{\text{тр}} = 0,32 - 0,032 = 0,288 \text{ м}$ – внутренний диаметр змеевика;

$$D_{\text{зм.н}} = D_{\text{зм}} + d_{\text{т}} = 0,32 + 0,032 = 0,352 \text{ м.}$$

По формуле (1.21)

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot 0,0684}{4,02} = 0,0681 \text{ м.}$$

Режим движения воды в канале со змеевиком по формуле (1.15)

$$\text{Re}_2 = \frac{0,0126 \cdot 0,0681}{1,195 \cdot 10^{-6}} = 718.$$

Так как $\text{Re} < 2320$, то режим движения ламинарный.

Так как весь конденсат этилового спирта из межтрубного пространства конденсатора направляется внутрь змеевика, то скорость его движения в змеевике по формуле (1.14)

$$v_{\text{вн}} = \frac{4 \cdot 0,137}{841,3 \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = 0,265 \text{ м/с.}$$

Режим движения конденсата этилового спирта (по формуле (1.15))

$$\text{Re}_1 = \frac{0,265 \cdot 0,028 \cdot 841,3}{1,278 \cdot 10^{-3}} = 4884,5.$$

Согласно [3] при $Re > 4000$ режим движения турбулентный, а интенсивность теплоотдачи от конденсата спиртовых паров к стенке змеевика может быть описана уравнением [5]

$$Nu_1 = 0,023 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,4} \left(1 + 3,54 \frac{d_{\text{вн}}}{D_{\text{зм}}} \right), \quad (1.22)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы змеевика, м; $D_{\text{зм}}$ – диаметр витка змеевика, м.

По формуле (1.22)

$$Nu_1 = 0,023 \cdot 4884,5^{0,8} 19,44^{0,4} \left(1 + 3,54 \frac{0,028}{0,32} \right) = 87,91,$$

а

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{\text{вн}}} = \frac{87,91 \cdot 0,200}{0,028} = 628 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для расчета интенсивности теплоотдачи от стенки змеевика к воде воспользуемся уравнением [9]

$$Nu_2 = 1,16 (d_{\text{экв}} Re_2)^{0,6} Pr^{0,33}, \quad (1.23)$$

где $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр канала со змеевиком, м.

По формуле (1.23)

$$Nu_2 = 1,16 (0,0681 \cdot 718)^{0,6} 8,56^{0,33} = 24,3,$$

а

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{\text{экв}}} = \frac{24,3 \cdot 0,584}{0,0681} = 208,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Загрязнения по обе стороны стенки змеевика (со стороны спирта и воды) примем такими же, как и в трубчатой (верхней) части аппарата. Тогда по формуле (1.18)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{628} + 0,000172 + \frac{0,002}{330} + 0,000172 + \frac{1}{208,4}} = 148,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Необходимая площадь поверхности холодильника (змеевика) по уравнению (1.1)

$$F_x = \frac{28745,5}{148,4 \cdot 21,24} = 9,12 \text{ м}^2.$$

1.7. Уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи

Расчет коэффициентов теплоотдачи с учетом температуры стенки называется уточненным. Температуры поверхностей стенки при этом рассчитывают методом последовательных приближений [6].

Конденсатор. Температура конденсации спирта-сырца крепостью 88% об. равна $T_{\text{ср}} = 80,1^\circ\text{C}$. Из приближенного расчета конденсатора удельная тепловая нагрузка

$$q_1 = K_{\text{к}} \Delta t_{\text{ср.к}} = 292,9 \cdot 38,75 = 11349,9 \text{ Вт/м}^2.$$

Для *первого приближения* задаемся значением температуры поверхности стенки, равным [6]

$$(t_{\text{ст1}})_1 = T_{\text{ср}} - \frac{q_1}{\alpha_1} = 80,1 - \frac{11349,9}{1551,5} = 72,78^\circ\text{C}.$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к вертикальной поверхности теплообмена трубок конденсатора воспользуемся уравнением [6, 7]

$$\alpha_1 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t H}}, \quad (1.24)$$

где λ , ρ , μ – теплопроводность, плотность и вязкость конденсата при температуре пленки $t_{\text{пл}} = \frac{T_{\text{н}} + t_{\text{ст1}}}{2}$. В [7] указывается, что

когда разность температур конденсации и стенки $(t_{\text{конд}} - t_{\text{ст1}})$ не превышает $30\text{--}40^\circ\text{C}$, то с достаточной точностью значения λ , ρ и μ выбирают при температуре конденсации; Δt – разница температур конденсации и стенки, $^\circ\text{C}$; r – скрытая теплота конденсации, Дж/кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; H – высота теплообменных труб, м.

Так как из приближенного расчета $H = 4,02$ м, то по формуле (1.24)

$$(\alpha_1)_1 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{0,196^3 \cdot 835^2 \cdot 1099,7 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,563 \cdot 10^{-3} (80,1 - 72,78) 4,02}} = 1563,71 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны спирта

$$(q_1)_I = (\alpha_1)_I (T_n - t_{cr1}) = 1563,71(80,1 - 72,78) = 11446,4 \text{ Вт/м}^2.$$

Термические сопротивления стенки и загрязнений (см. подраздел 1.6)

$$\sum r_{cr} = 0,000172 + \frac{0,002}{330} + 0,000172 = 0,00035 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

тогда температура поверхности стенки со стороны воды

$$(t_{cr2})_I = (t_{cr1})_I - (q_1)_I \sum r_{cr} = 72,78 - 11446,4 \cdot 0,00035 = 68,77^\circ \text{C}.$$

Для расчета интенсивности теплоотдачи от стенки трубки конденсатора к протекающей внутри нее воде по уравнению (1.16) рассчитаем значение критерия Грасгофа по уравнению (1.17) с учетом разности температур поверхности стенки и средней температурой воды $\Delta t = 68,77 - 41,35 = 27,42^\circ \text{C}$ (в приближенном расчете Δt принималась равной 10°C).

По уравнению (1.17)

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \cdot 0,028^3}{(0,646 \cdot 10^{-6})^2} 3,95 \cdot 10^{-4} \cdot 27,42 = 5,57 \cdot 10^6,$$

тогда по формуле (1.16)

$$\text{Nu} = 0,63(1647 \cdot 4,21)^{0,2} (5,57 \cdot 10^6 \cdot 4,21)^{0,1} = 20,16,$$

а

$$(\alpha_2)_I = \frac{20,16 \cdot 0,635}{0,028} = 457,28 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны воды

$$(q_2)_I = (\alpha_2)_I (t_{cr2} - t_{cp2}) = 457,28(68,77 - 41,35) = 12538,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Средняя удельная тепловая нагрузка

$$(q_{cp})_I = \frac{(q_1)_I + (q_2)_I}{2} = \frac{11446,4 + 12538,7}{2} = 11992,55 \text{ Вт/м}^2.$$

Отклонение удельных тепловых нагрузок со стороны пара к воде в первом приближении составляет

$$\Delta = \frac{(q_2)_I - (q_1)_I}{(q_{cp})_I} 100 \% = \frac{12538,7 - 11446,4}{11992,55} \cdot 100 \% = 9,1\%.$$

Отклонение превышает 5%, поэтому расчет продолжаем [6], выполняя *второе приближение*.

Примем

$$(t_{\text{сг1}})_{\text{II}} = T_{\text{H}} - \frac{(q_{\text{ср}})_{\text{I}}}{(\alpha_1)_{\text{I}}} = 80,1 - \frac{11992,55}{1563,71} = 72,43^{\circ}\text{C}.$$

По формуле (1.24)

$$(\alpha_1)_{\text{I}} = 1,15 \sqrt[4]{\frac{0,196^3 \cdot 835^2 \cdot 1099,7 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,563 \cdot 10^{-3} (80,1 - 72,43) 4,02}} = 1563,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны спирта

$$(q_1)_{\text{II}} = (\alpha_1)_{\text{II}} (T_{\text{H}} - t_{\text{сг1}}) = 1563,7 (80,1 - 72,43) = 11993,58 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Температура поверхности стенки со стороны воды

$$(t_{\text{сг2}})_{\text{II}} = (t_{\text{сг1}})_{\text{II}} - (q_1)_{\text{II}} \sum r_{\text{сг}} = 72,43 - 11993,58 \cdot 0,00035 = 68,23^{\circ}\text{C}.$$

Разница температуры поверхности стенки и средней температуры воды $\Delta t = 68,23 - 41,35 = 26,88^{\circ}\text{C}$, а критерий Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \cdot 0,028^3}{(0,646 \cdot 10^{-6})^2} 3,95 \cdot 10^{-4} \cdot 26,88 = 5,48 \cdot 10^6.$$

По формуле (1.16)

$$\text{Nu} = 0,63 (1647 \cdot 4,21)^{0,2} (5,48 \cdot 10^6 \cdot 4,21)^{0,1} = 20,11,$$

$$\text{а } (\alpha_2)_{\text{II}} = \frac{20,11 \cdot 0,635}{0,028} = 456,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны воды

$$(q_2)_{\text{I}} = (\alpha_2)_{\text{II}} (t_{\text{сг2}} - t_{\text{сп2}}) = 456,1 (68,23 - 41,35) = 12260 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Средняя удельная тепловая нагрузка во втором приближении

$$(q_{\text{ср}})_{\text{II}} = \frac{(q_1)_{\text{II}} + (q_2)_{\text{II}}}{2} = \frac{11993,58 + 12260}{2} = 12126,8 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Отклонение удельных тепловых нагрузок со стороны пара и воды во втором приближении составляет

$$\Delta = \frac{(q_2)_{\text{II}} - (q_1)_{\text{II}}}{(q_{\text{ср}})_{\text{II}}} 100\% = \frac{12260 - 11993,58}{12126,8} \cdot 100\% = 2,2\%.$$

Отклонение не превышает 5%, поэтому расчет температур поверхностей трубки конденсатора и коэффициентов теплоотдачи со стороны пара и воды закончен.

Коэффициент теплопередачи по формуле (1.18)

$$K_k = \frac{1}{\frac{1}{1563,7} + 0,00035 + \frac{1}{456,1}} = 313,48 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Схема процесса теплопередачи в конденсаторе выглядит следующим образом (рис. 1.5).

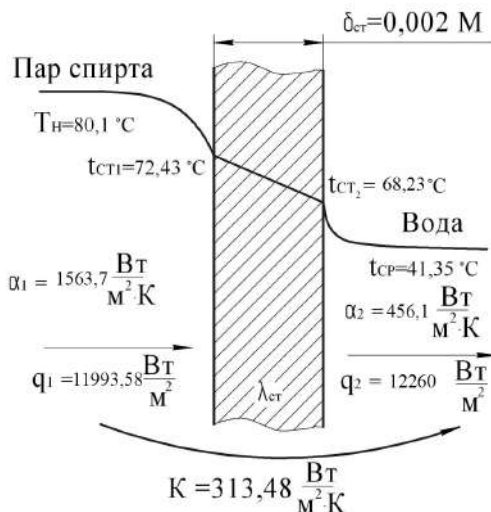


Рис. 1.5. Схема процесса теплопередачи

Сопоставляя значения коэффициентов теплопередачи, найденные в приближенном расчете $K_k = 286,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ и в уточненном расчете $K_k = 313,48 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, видим, что их значения отличаются на $\frac{313,48 - 286,5}{313,48} 100\% = 8,6\%$, что составляет незначительную величину. По этой причине уточненный расчет для холодильника (змеевиковой части аппарата) выполнять не будем.

1.8. Определение поверхностей теплопередачи

Необходимые площади теплопередающих поверхностей конденсатора и холодильника определим по уравнению (1.1):

$$F_k = \frac{150658,9}{313,48 \cdot 38,75} = 12,4 \text{ м}^2;$$

$$F_x = \frac{28745,5}{148,4 \cdot 21,24} = 9,12 \text{ м}^2.$$

2. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ

Целью конструкторского расчета комбинированного конденсатора-холодильника является окончательный выбор материалов для его изготовления, способа размещения труб в трубной решетке и крепления труб в решетке, определение диаметра и высоты корпуса конденсатора и холодильника (габаритных размеров аппарата), выбор крышек и днищ аппарата, расчет диаметров штуцеров для ввода и вывода теплоносителей, опор аппарата и др.

2.1. Выбор конструктивных материалов для изготовления аппарата

Теплообменные трубы и змеевик изготавливают из меди технической М3 ГОСТ 859-66 [15]. Используем трубу тянутую по ГОСТ 617-64 [15] диаметром 32×2 мм (внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,028 \text{ м}$).

Корпус конденсатора (верхней части аппарата) также изготавливают из меди М3 ГОСТ 859-66 как изделия, в процессе работы аппарата соприкасающегося с продуктом – спиртом этиловым. Из меди М3 ГОСТ 859-66 изготавливают штуцера для ввода пара в межтрубное пространство конденсатора и вывода из него конденсата, а также фланцы змеевика. Две трубные решетки изготавливают из латуни ЛС 59-1 ГОСТ 1019-47.

Корпус холодильника, его днище и штуцер для ввода воды изготавливают из стали ВСт3сп5 ГОСТ 14637-79, так как эти изделия в процессе работы аппарата соприкасаются только с водой.

2.2. Выбор трубных решеток, способов размещения и крепления в них теплообменных труб и трубных решеток к корпусу

Трубная решетка представляет собой диск, в котором высверлены отверстия под теплообменные трубки, и служит вместе с трубками для разделения трубного и межтрубного пространства.

Для надежного крепления трубок в трубных решетках их толщина должна быть не менее

$$S_{\text{реш(мин)}} = \frac{d_{\text{н}}}{8} + C, \quad (2.1)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр теплообменных трубок, м;

C – надбавка, для цветных металлов, $C = 10$ мм.

По формуле (2.1)

$$S_{\text{реш(мин)}} = \frac{32}{8} + 10 = 14 \text{ мм.}$$

Отверстия в трубных решетках размещаем по вершинам равносторонних треугольников (рис. 2.1) или сторонам правильных шестиугольников.

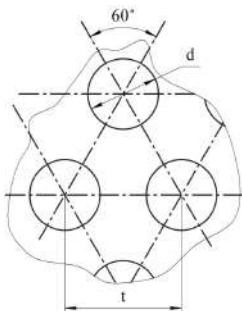


Рис. 2.1. Размещение отверстий в решетке

Поскольку материал трубных решеток – латунь ЛС 59-1 ГОСТ 15527-2004, для сохранения ее прочностных характеристик шаг размещения отверстий под трубы выбираем $t = 50$ мм (см. рабочий чертеж аппарата).

Число труб в аппарате $n = 37$ шт.

С учетом выбранного шага их расположение в трубной решетке изображено на рисунке 2.2.

Внутренний диаметр корпуса конденсатора рассчитываем по формуле (1.11)

$$D_{\text{к}} = (n_{\text{Д}} - 1)t + 4d_{\text{н}} = (7 - 1)0,05 + 4 \cdot 0,032 = 0,428 \text{ м,}$$

где $n_{\text{Д}} = 7$ шт. – число труб по диагонали шестиугольника, в общем числе труб в правильном шестиугольнике $n = 37$ шт. (см. рис. 2.2).

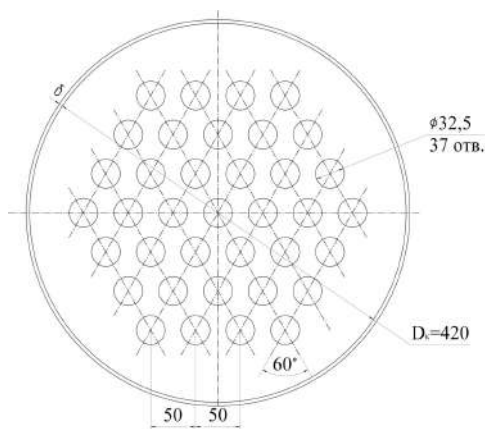


Рис. 2.2. Размещение труб в трубной решетке

Толщину корпуса конденсатора из меди принимаем $\delta = 2,0$ мм.

Крепление труб в трубной решетке должно быть прочным, герметичным и обеспечивать их легкую замену. Способ крепления труб выбирают по ГОСТ Р 55601-2013. Выбираем крепление труб развальцовкой (рис. 2.3). При этом конец трубы, вставленный с минимальным размером в отверстие трубной решетки, расширяется изнутри раскаткой роликами специального инструмента, называемого вальцовкой.

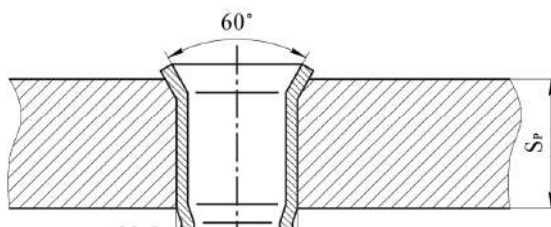


Рис. 2.3. Крепление труб развальцовкой

Труба деформируется, увеличивается по диаметру, приходит в соприкосновение со стенкой отверстия трубной решетки, заполняет зазоры между поверхностями соприкосновения, чем достигается плотность и прочность соединения. В процессе развальцовки металл трубы получает остаточную деформацию, а прилегающий к трубе металл трубной решетки – упругую деформацию от трубы. Эти деформации создают силы трения между поверхностями, обеспечивающие необходимую прочность.

Способы крепления трубных решеток в аппаратах весьма разнообразны. Трубные решетки проектируемого конденсатора изготовлены из латуни, корпус – из листовой меди, поэтому их взаимное герметическое соединение обеспечивается отбортовкой корпуса конденсатора на край трубной решетки и пайка соединения латунным припоем ПОС 40 [6] (рис. 2.4).

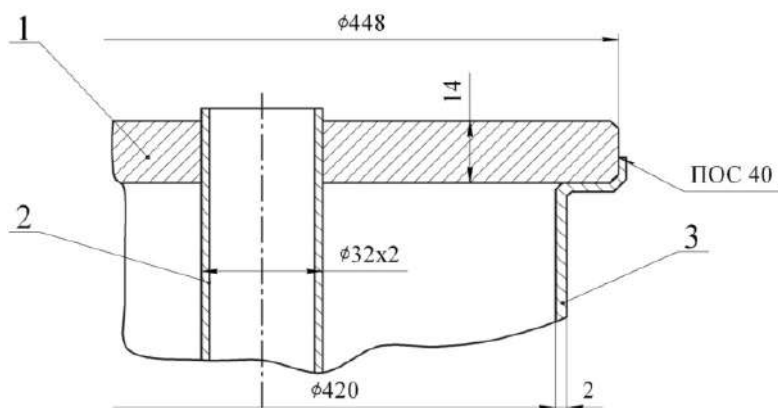


Рис. 2.4. Конструкция узла крепления трубной решетки в аппарате:
1 – трубная решетка; 2 – теплообменная труба; 3 – корпус конденсатора.

2.3. Выбор конструкторской схемы поперечных перегородок в межтрубном пространстве конденсатора и расстояния между ними

Для более эффективной работы конденсатора в его межтрубном пространстве устанавливаются опорные перегород-

ки, обеспечивающие поддержание расстояния между трубами при температурных расширениях [6]. Конструктивно перегородки выполняются сплошными без вырезов, но с отверстиями, обеспечивающими течение пленки конденсата по трубе (рис. 2.5).

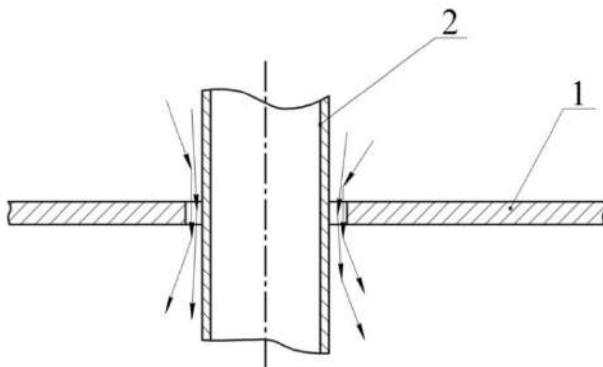


Рис. 2.5. Схема течения пленки конденсата через «сплошную» перегородку:

1 – перегородка; 2 – теплообменная трубка.

Выбираем максимальное расстояние между латунными перегородками при диаметре теплообменных труб 32×2 мм – $h = 800$ мм. При расстоянии между трубными решетками (высота теплообменных труб) порядка 4000 мм (см. тепловой расчет) число перегородок $n = 5$ шт.

2.4. Выбор крышек и днищ аппарата

Так как диаметр аппарата $d \approx 420$ мм, то используем в нем плоские крышки и днищ.

При этом ввод в холодильник (змеевиковую часть аппарата) осуществляем через днище, непосредственно соединенную с фланцами корпуса холодильника (рис. 2.6), а вывод воды из конденсатора – через распределительную камеру с плоской решеткой и расположенный в ее обечайка штуцер (рис. 2.7).

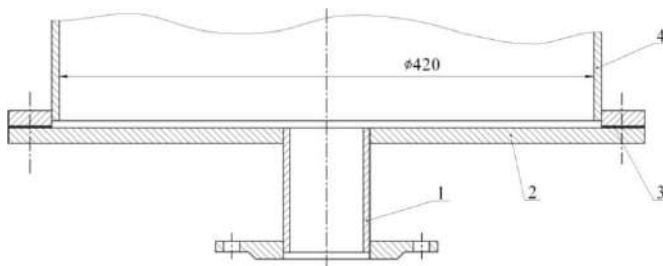


Рис. 2.6. Днище аппарата:

1 – штуцер ввода воды; 2 – днище; 3 – фланец корпуса холодильника; 4 – обечайка холодильника.

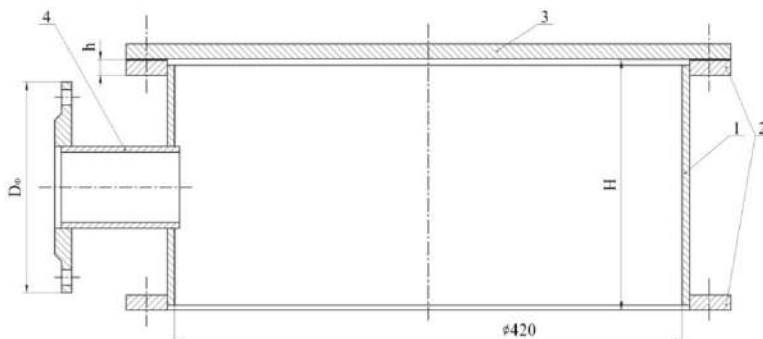


Рис. 2.7. Крышка аппарата с распределительной камерой:

1 – обечайка камеры; 2 – фланцы камеры; 3 – крышка; 4 – штуцер.

Распределительная камера собирает в единый поток воду, протекающую по 37 теплообменным трубам, и обеспечивает ее вывод из аппарата.

Высота распределительной камеры должна быть не менее

$$H = D_{\phi} + (1...3)h, \quad (2.2)$$

где D_{ϕ} – диаметр фланца штуцера на распределительной камере (см. подраздел 2.5); h – высота фланца на обечайка распределительной камеры, м.

По формуле (2.2)

$$H = 195 + 2 \cdot 21 = 237 \text{ мм.}$$

2.5. Расчет диаметров штуцеров, выбор фланцев, прокладок и крепежных элементов

Присоединение трубопроводов к теплообменному аппарату осуществляется при помощи фланцев. Фланцевые штуцеры обеспечивают разъемное соединение. Диаметр штуцера зависит от расхода и скорости теплоносителя и определяется из уравнения расхода по формуле

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{4V / (\pi v)}, \quad (2.3)$$

где V – объемный расход теплоносителя через штуцер, м³/с; v – скорость движения теплоносителя в штуцере, м/с.

Диаметр парового штуцера определим по формуле (2.3), принимая скорость движения $v_{\text{п}} = 25$ м/с

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,137}{3,14 \cdot 1,26}} = 0,074 \text{ м},$$

где $\rho_{\text{п}} = 1,26$ кг/м³ – плотность насыщенных водно-спиртовых паров при содержании спирта 88,0% об [11].

Штуцером для вывода конденсата является конец трубы змеевика, выведенный из обечайки холодильника.

Диаметр штуцера для ввода и вывода воды из аппарата определим по формуле (2.3), принимая скорость движения воды в штуцере $v_{\text{в}} = 0,15$ м/с

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,852}{3,14 \cdot 999,2 \cdot 0,15}} = 0,085 \text{ м}.$$

Для изготовления штуцеров используем стандартную трубу диаметром 89×4,5 мм (внутренний диаметр трубы $89 - 2 \cdot 4,5 = 80$ мм).

В качестве фланцев выбираем фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов [15] (рис. 2.8).

По [5] выбираем основные размеры фланцев:

– парового: $d_{\text{н}} = 89$ мм; $D_{\text{ф}} = 195$ мм; $D_{\text{с}} = 160$ мм;

$D_1 = 138$ мм; $d_{\text{с}} = \text{M16}$; $z = 4$ шт.; $h = 21$ мм;

– для воды: $d_{\text{н}} = 89$ мм; $D_{\text{ф}} = 195$ мм; $D_{\text{с}} = 160$ мм;

$D_1 = 138$ мм; $d_{\text{с}} = \text{M16}$; $z = 4$ шт.; $h = 21$ мм.

Для аппаратных фланцев: $d_n = 426$ мм; $D_\phi = 580$ мм;
 $D_6 = 525$ мм; $D_1 = 490$ мм; $d_6 = M27$; $z = 16$ шт.; $h = 34$ мм.

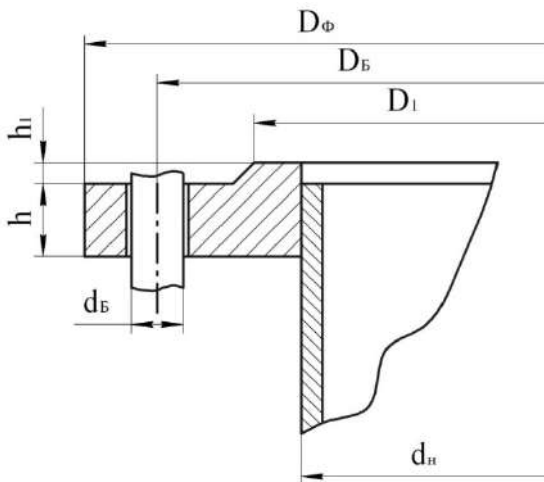


Рис. 2.8. Фланец

2.6. Определение габаритных размеров аппарата

Аппарат состоит из трубчатой и змеевиковой частей. Корпус аппарата имеет внутренний диаметр $D_k = 420$ мм. Тепловым расчетом найдены площади теплопередающих поверхностей конденсатора $F_k = 12,4$ м² и холодильника $F_x = 9,12$ м² (см. подраздел 1.8).

Необходимую высоту (длину) теплообменных труб в конденсаторе H определим из уравнения

$$F_k = \pi d_{\text{вн}} H n, \quad (2.4)$$

где $d_{\text{вн}} = 0,028$ м – внутренний диаметр теплообменных труб.

Из формулы (2.4)

$$H_k = \frac{F_k}{\pi d_{\text{вн}} n} = \frac{12,4}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 37} = 3,81 \text{ м.}$$

С запасом принимаем $H_k = 4000$ мм.

В тепловом расчете (см. подраздел 1.6) для определения гидродинамических условий в змеевике установлен диаметр змеевика $D_{\text{зм}} = 320$ мм.

Общую длину труб в змеевике определим по уравнению

$$L = F_x / (\pi d_{\text{ср}}), \quad (2.5)$$

где $d_{\text{ср}} = 0,030$ м – средний диаметр трубы змеевика.

По формуле (2.5)

$$L = \frac{9,12}{3,14 \cdot 0,030} = 96,8 \text{ м.}$$

Длина одного витка змеевика

$$L_{\text{в}} = \pi D_{\text{зм}} = 3,14 \cdot 0,320 = 1,005 \text{ м.}$$

Число витков в змеевике

$$n = \frac{L}{L_{\text{в}}} = \frac{96,8}{1,005} = 96,3 \text{ шт.}$$

Принимаем змеевик из 97 витков.

Высоту змеевика определим по формуле

$$H_{\text{зм}} = (n - 1)t, \quad (2.6)$$

где t – шаг витков змеевика.

Принимая шаг витков змеевика $t = 0,040$ м, по формуле (2.6)

$$H_{\text{зм}} = (97 - 1)0,040 = 3,84 \text{ м.}$$

Принимаем высоту змеевиковой части аппарата (холодильника) $H_{\text{х}} = 4000$ мм.

2.7. Проверка необходимости установки компенсирующего устройства

Температуру корпуса конденсатора примем равной температуре пара $T_{\text{к}} = T_{\text{н}} = 80,1^\circ\text{C}$, температуру стенки теплообменной трубки конденсатора примем равной среднеарифметическому значению температур ее поверхностей:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}}}{2} = \frac{72,43 + 68,23}{2} = 70,33^\circ\text{C}.$$

Тогда разность температур между кожухом и трубкой $T_{\text{к}} - t_{\text{ст}} = 80,1 - 70,33 = 9,77^{\circ}\text{C}$ и значительно ниже допустимой разности температур $\Delta t_{\text{доп}} = 30^{\circ}\text{C}$ [6].

Установка компенсирующего устройства не требуется.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Целью гидравлического расчета является определение величины сопротивления, вносимого теплообменником в систему технологических трубопроводов. Очевидно, что сопротивление межтрубного пространства конденсатора и внутризмеевикового пространства холодильника будет преодолеваться избыточным давлением в бражной колонне, откуда пар поступает в теплообменник. Поэтому расчету подлежит тракт (путь), который проходит вода в аппарате.

3.1. Геометрическая характеристика тракта воды

Вода через штуцер в плоском днище нижней части теплообменного аппарата поступает в кольцевой зазор между корпусом холодильника и полый цилиндрической вставкой с расположенным в ней змеевиком и, проходя по нему, поступает внутрь теплообменных трубок конденсатора. Из теплообменных трубок вода выходит в распределительную камеру, а из нее – в штуцер, расположенный на обечайке камеры и соединяющий аппарат с трубопроводом.

Скорость движения воды в кольцевом зазоре холодильника $v_{\text{н}} = 0,0126$ м/с; критерий Рейнольдса $Re_2 = 718$; эквивалентный диаметр канала $d_{\text{эkv}} = 0,0681$ м; длина канала $L_{\text{н}} = 4,0$ м.

Скорость движения воды в теплообменных трубах конденсатора $v_{\text{в}} = 0,038$ м/с; критерий Рейнольдса $Re = 1647,0$; внутренний диаметр теплообменных труб $d_{\text{вн}} = 0,028$ м; их длина $L_{\text{в}} = 4,0$ м.

3.2. Расчет сопротивлений тракта воды

Вода, двигаясь по вышеописанному тракту, теряет часть своей энергии на преодоление сил вязкостного трения по длине и в местных сопротивлениях (повороты, расширения и сужения и т. п.). Эта часть энергии называется потерями энергии (напора), или сопротивлениями.

Потери по длине рассчитывают по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; l – длина тракта (пути), м; d – диаметр трубопровода или канала, м; $\frac{v^2}{2g}$ – скоростной напор в трубопроводе, м.

Потери напора в местных сопротивлениях рассчитывают по формуле Вейсбаха

$$h_{mc} = \sum \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (3.2)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; $\frac{v^2}{2g}$ – скоростной напор за местным сопротивлением.

Поскольку режим движения воды и в конденсаторе и в холодильнике (в обеих частях аппарата) ламинарный, то коэффициент гидравлического трения λ рассчитывается по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.3)$$

Конденсатор. По формуле (3.3)

$$\lambda = \frac{64}{1647,0} = 0,039.$$

По формуле (3.2) потери по длине в трубках конденсатора

$$h_l = 0,039 \frac{4}{0,028} \frac{0,038^2}{2 \cdot 9,81} = 4,1 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Определим потери в местных сопротивлениях верхней части теплообменника (конденсатора) (рис. 3.1).

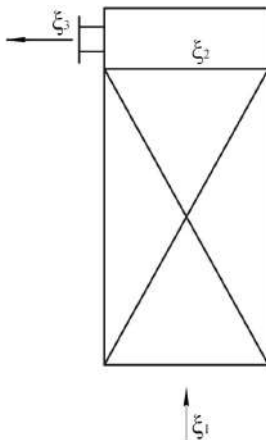


Рис. 3.1. Схема расчета местных сопротивлений в теплообменнике

Для расчета потерь напора в местных сопротивлениях конденсатора необходимо вычислить площади сечения штуцера, крышки (выходной камеры) и площадь поперечного сечения труб теплообменника [8]:

– площадь сечения штуцера

$$f_1 = \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,0795^2}{4} = 4,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

– площадь сечения входной камеры (крышки)

$$f_2 = \frac{\pi D_{\text{к}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,42^2}{4} = 0,138 \text{ м}^2;$$

– площадь сечения труб

$$f_3 = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot n = \frac{3,14 \cdot 0,028^2}{4} \cdot 37 = 2,28 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Коэффициенты местных сопротивлений в теплообменнике:

– при входе потока воды из нижней части холодильника в теплообменные трубы конденсатора (внезапное сужение)

$$\xi_1 = 0,5 \left(1 - \frac{f_3}{f_2} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{0,0228}{0,138} \right) = 0,418 ;$$

– при выходе потока воды из теплообменных труб в крышку (внезапное расширение)

$$\xi_2 = \left(\frac{f_2}{f_3} - 1 \right)^2 = \left(\frac{0,138}{0,0228} - 1 \right)^2 = 25,52 ;$$

– при входе потока воды из крышки в штуцер (внезапное сужение)

$$\xi_3 = 0,5 \left(1 - \frac{f_1}{f_2} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{0,00496}{0,138} \right) = 0,482 .$$

Скорость движения воды в выходной камере конденсатора (крышке) – из уравнения расхода

$$v_k = \frac{4 G_b}{\rho_b \pi D_k^2} = \frac{4 \cdot 0,852}{999,2 \cdot 3,14 \cdot 0,42^2} = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ м/с.}$$

Скорость движения воды в штуцере

$$v_{шт} = \frac{4 G_a}{\rho_b \pi d_{шт}^2} = \frac{4 \cdot 0,852}{999,2 \cdot 3,14 \cdot 0,0795^2} = 0,172 \text{ м/с.}$$

Потери напора в рассмотренных местных сопротивлениях теплообменника по уравнению (3.2) составят:

– при входе воды из нижней части аппарата (холодильника) в трубки конденсатора

$$h_{mc1} = 0,418 \frac{0,038^2}{2 \cdot 9,81} = 3,1 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$$

– при выходе воды из трубок в крышку

$$h_{mc2} = 25,52 \frac{0,0062^2}{2 \cdot 9,81} = 5,0 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$$

– при выходе потока воды из крышки в штуцер

$$h_{\text{мс3}} = 0,482 \cdot \frac{0,172^2}{2 \cdot 9,81} = 7,27 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

При выходе потока воды из крышки в штуцер он делает поворот на 90° в этом случае коэффициент местного сопротивления равен $\xi_{\text{пов}} = 1,2$ [6].

Потери напора рассчитываем по скоростному напору в трубах:

$$h_{\text{мс.пов}} = 1,2 \frac{0,038^2}{2 \cdot 9,81} = 0,88 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Потери напора в местных сопротивлениях конденсатора будут равны:

$$\begin{aligned} \sum h_{\text{мс}} &= h_{\text{мс1}} + h_{\text{мс2}} + h_{\text{мс3}} + h_{\text{мсч.пов}} = \\ &= 0,31 \cdot 10^{-4} + 7,27 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 10^{-4} + 0,88 \cdot 10^{-4} = 8,96 \cdot 10^{-4} \text{ м.} \end{aligned}$$

Суммарные потери напора в конденсаторе:

$$h_{\text{п.к}} = h_l + \sum h_{\text{мс}} = 4,1 \cdot 10^{-4} + 8,96 \cdot 10^{-4} = 13,06 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Холодильник. Тракт воды в холодильнике представляет собой кольцевой канал с расположенным по его центру змеевиком. Критерий Рейнольдса, подсчитанный по эквивалентному диаметру $Re = 718$.

По формуле (3.3)

$$\lambda = \frac{64}{718} = 0,089.$$

Потери по длине по формуле (3.1)

$$h_l = 0,089 \cdot \frac{4}{0,0681} \cdot \frac{0,0126^2}{2 \cdot 9,81} = 0,42 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Ввиду сложности характера движения воды в тракте холодильника примем потери в местных сопротивлениях равными потерям по длине, т. е. $h_{\text{мс}} = h_l = 0,42 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$

Суммарные потери напора в холодильнике

$$h_{\text{п.х}} = h_l + h_{\text{мс}} = 0,42 \cdot 10^{-4} + 0,42 \cdot 10^{-4} = 0,84 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Суммарные потери напора в комбинированном конденсаторе-холодильнике

$$h_{\text{п}} = h_{\text{п.к}} + h_{\text{п.х}} = 13,06 \cdot 10^{-4} + 0,84 \cdot 10^{-4} = 13,9 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Столь малые потери в аппарате объясняются очень низкими скоростями движения воды в его каналах.

Заключение

В соответствии с заданием на проектирование выполнен тепловой, конструктивный и гидравлический расчеты комбинированного конденсатора-холодильника для спиртовых паров.

Поскольку сущность процессов охлаждения спиртовых паров различна, то тепловой расчет выполняли, условно разбив процесс (и аппарат) на зоны: зону конденсации спиртовых паров и зону охлаждения спирта. Расчет интенсивности теплоотдачи в зоне конденсации выполняли по уравнениям, учитывающим влияние температур поверхностей теплопередающей стенки. Температуры поверхностей стенки рассчитывали методом последовательных приближений.

Анализ выполненных в первом разделе расчетов позволил заключить, что в зоне конденсации спиртовых паров передается воде значительно больше количества теплоты, чем в зоне охлаждения конденсата.

Конструктивный расчет позволил изучить устройство различных узлов аппарата, выбрать их конструкцию, рассчитать некоторые размеры (например, диаметры штуцеров). На основе конструктивного расчета выполнен чертеж общего вида выбранного аппарата.

Гидравлический расчет выполнен с целью расчета насосной установки, схема которой отвечает условиям выполненных ранее расчетов.

Приведено описание устройства и принципа работы выбранного комбинированного конденсатора-холодильника для спиртовых паров.

При выполнении работы использованы следующие литературные источники.

Список использованной литературы

1. *Дытнерский, Ю. И.* Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. В 2 кн. Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М. : АльянС, 2015. – 400 с.
2. *Касаткин, А. Г.* Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. – М. : АльянС, 2014. – 752 с.
3. *Красовицкий, Ю. В.* Процессы и аппараты пищевых производств (теория и расчеты) / Ю. В. Красовицкий, Н. С. Родионова, А. В. Логинов. – Воронеж : ВГТА, 2004. – 308 с.
4. *Кретов, И. Т.* Технологическое оборудование предприятий бродильной промышленности : учебник / И. Т. Кретов, С. Т. Антипов. – Воронеж : Изд-во гос. ун-та, 1997. – 624 с.
5. *Лацинский, А. А.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справочник / А. А. Лацинский, А. Р. Толчинский. – М. : АльянС, 2013. – 752 с.
6. *Остриков, А. Н.* Расчет и проектирование теплообменников : учебник / А. Н. Остриков, А. В. Логинов, А. С. Попов [и др.]. – Воронеж : ВГТА, 2011. – 440 с.
7. *Павлов, К. Ф.* Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пос. для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. П. Г. Романкова – М. : АльянС, 2016. – 576 с.
8. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты (основы механики жидкости и газа). Практикум : учеб. пос. / А. Н. Остриков, А. А. Смирных, И. Н. Болгова [и др.]. – Воронеж : ВГУИТ, 2018. – 231 с.
9. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты пищевых производств : учебник / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова [и др.] ; под ред. А. Н. Острикова. – СПб. : Проспект Науки, 2020. – 640 с.
10. *Чубик, И. А.* Справочник по теплофизическим характеристикам пищевых продуктов и полуфабрикатов / И. А. Чубик, А. М. Маслов. – М. : Пищ. пром-сть, 1970. – 184 с.
11. *Цыганков, П. С.* Руководство по ректификации спирта / П. С. Цыганков, С. П. Цыганков. – М. : Пищепромиздат, 2001. – 400 с.

5.5. Расчет теплообменного аппарата типа «труба в трубе»

Задание

Рассчитать и спроектировать теплообменный аппарат типа «труба в трубе» производительностью G для тепловой обработки молока. Начальная температура молока T_1 , конечная – T_2 . Вторым теплоносителем является рассол, имеющий начальную температуру t_1 и конечную t_2 .

Дано: $G = 9,27 \cdot 10^3$ кг/ч, $T_1 = 32,0^\circ\text{C}$, $T_2 = 2,0^\circ\text{C}$, $t_1 = -13,0^\circ\text{C}$, $t_2 = 2,0^\circ\text{C}$.

Введение

Молоко представляет собой сложную коллоидно-химическую систему. Натуральное сырое коровье молоко содержит многие необходимые организму человека вещества: молочный жир 2...6%, белки 2...5%, молочный сахар (лактозу) 4,3...5,3%, минеральные вещества в виде солей кальция, магния, калия, натрия и др. – 0,6...0,9%, витамины, микроэлементы, различные ферменты и воду 85...89%.

Молоко – скоропортящийся продукт, представляющий собой чрезвычайно благоприятную среду для размножения микроорганизмов, вызывающих кисломолочное брожение. В молоке возможно наличие болезнетворных микроорганизмов, поэтому питьевым может быть только молоко, подвергнутое тепловой бактерицидной обработке: пастеризации или стерилизации.

Тепловая обработка молока заключается в охлаждении, пастеризации. Охлаждение молока производят с целью сохранения его качества и ограничения роста количества микроорганизмов перед переработкой или употреблением в пищу. Рост и развитие молочнокислых бактерий, вызывающих сквашивание молока, приостанавливаются при температуре около 10°C и прекращаются при $2...4^\circ\text{C}$.

Пастеризация – нагревание и выдержка молока при повышенной температуре, обеспечивающей требуемый бактерицидный эффект. Пастеризация предназначена для уничтожения вегетативных форм микроорганизмов, находящихся в молоке (возбудители кишечных заболеваний, бруцеллеза, туберкулеза, ящура и др.), сохраняя при этом его биологическую и питательную активность, в том числе витамины.

Тепловая обработка молока производится в теплообменниках различной конструкции. Одним из наиболее эффективных теплообменников является теплообменник типа «труба в трубе».

Он состоит из ряда наружных труб большего диаметра и расположенных внутри их труб меньшего диаметра (рис. 1.1).

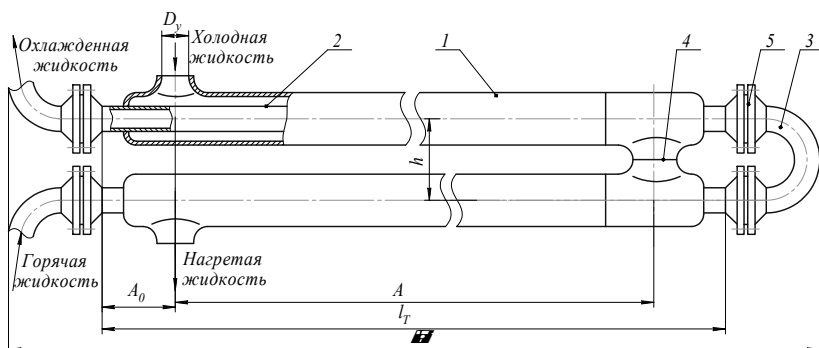


Рис. 1.1. Теплообменник типа «труба в трубе»:

I – теплообменная труба; 2 – кожуховая труба; 3 – калач; 4 – штуцер; 5 – фланцевое соединение.

Внутренние и внешние трубы элементов соединены друг с другом последовательно с помощью колен и патрубков. Один из теплоносителей – *I* – движется по внутренней трубе, а другой – *II* – по кольцевому каналу, образованному внутренней и внешней трубами. Теплообмен осуществляется через стенку внутренней трубы.

В этих теплообменниках достигаются высокие скорости теплоносителей как в трубах, так и в межтрубном пространстве. При необходимости создания больших площадей поверхностей теплопередачи теплообменник составляют из нескольких секций, получая батарею.

Преимущества теплообменников типа «труба в трубе»: высокий коэффициент теплопередачи вследствие большой скорости обоих теплоносителей, простота изготовления.

Недостатки этих теплообменников заключаются в громоздкости, высокой металлоемкости, трудности очистки межтрубного пространства.

Теплообменники типа «труба в трубе» применяют при небольших расходах теплоносителей для теплообмена между двумя жидкостями и между жидкостью и конденсирующимся паром.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Целью теплового расчета теплообменника типа «труба в трубе» является расчет необходимой площади теплопередающей поверхности и выбор по [7] стандартизированного теплообменника.

Из основного уравнения теплопередачи [5–8, 11]

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}}, \quad (1.1)$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; Δt_{cp} – средняя разность температур между теплоносителями, °С или К.

1.1. Расчет температурного режима теплообменника

Цель расчета – определение средней разности температур между теплоносителями и средних температур горячего (T_{cp}) и холодного (t_{cp}) теплоносителей.

Определим Δt_{cp} (рис. 1.2).



Рис. 1.2. К определению средней разности температур

Отношение $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{30}{15} = 2 \leq 2$, следовательно

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}) / 2, \quad (1.2)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разности температур по концам схемы (см. рис. 1.2).

По формуле (1.2)

$$\Delta t_{\text{ср}} = (30 + 15) / 2 = 22,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Так как температура холодного теплоносителя (рассола) изменяется на меньшее число градусов ($2 - (-13) = 15^\circ\text{C}$), то его среднюю температуру рассчитаем по формуле

$$t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2) / 2, \quad (1.3)$$

а горячего теплоносителя (молока)

$$T_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} + \Delta t_{\text{ср}}, \quad (1.4)$$

где $t_{\text{ср}}$ – средняя температура рассола, $^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур между теплоносителями, $^\circ\text{C}$.

По формуле (1.3)

$$t_{\text{ср}} = \frac{-13 + 2}{2} = -5,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По формуле (1.4)

$$T_{\text{ср}} = -5,5 + 22,5 = 17 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

1.2. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей

Теплофизические свойства молока при $T_{\text{ср}} = 17^\circ\text{C}$ и рассола при $t_{\text{ср}} = -5,5^\circ\text{C}$ выбираем из приложений Д и Ж и заносим в таблицу 1.1. В качестве рассола принимаем 22,5%-ный водный раствор NaCl с температурой замерзания -20°C .

1.3. Определение тепловой нагрузки аппарата

Тепловой нагрузкой аппарата называется количество теплоты, передаваемое в аппарате от горячего молока к рассолу.

Ее определим по формуле

$$Q = G_1 c_1 (T_1 - T_2), \quad (1.5)$$

где G_1 – массовый расход молока, кг/с; c_1 – удельная теплоемкость молока, Дж/(кг·К); T_1 , T_2 – начальная и конечная температуры молока, соответственно, °С.

По формуле (1.5)

$$Q = \frac{9270}{3600} 3884 (32 - 2) = 300039 \text{ Вт.}$$

Таблица 1.1

Теплофизические свойства теплоносителей

Пространство и процесс	Физические величины	Обозначения	Числовые значения
Охлаждение молока в трубном пространстве	Средняя температура, °С	$T_{\text{ср}}$	17
	Плотность, кг/м ³	ρ_1	1029,9
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	c_1	3884
	Теплопроводность, Вт/м·К	λ_1	0,4932
	Динамическая вязкость, Па·с	μ_1	$2012 \cdot 10^{-6}$
	Критерий Прандтля	Pr_1	15,86
Нагревание рассола в межтрубном пространстве	Средняя температура, °С	$t_{\text{ср}}$	–5,5
	Плотность, кг/м ³	ρ_2	1183,2
	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	c_2	3328,9
	Теплопроводность, Вт/м·К	λ_2	0,5212
	Динамическая вязкость, Па·с	μ_2	$3,357 \cdot 10^{-3}$
	Критерий Прандтля	Pr_2	21,4

1.4. Определение расхода рассола

Количество теплоты, выделяющееся при охлаждении молока массовым расходом G_1 , кг/с, и передаваемое рассолу массовым расходом G_2 , кг/с, (с учетом потерь в окружающую среду)

$$Q = G_2 c_2 (t_2 - t_1) \chi, \quad (1.6)$$

где c_2 – удельная теплоемкость рассола, Дж/кг·К; t_1, t_2 – начальная и конечная температуры рассола, соответственно, °С; $\chi = 1,05$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Из уравнения (1.6)

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_2 - t_1)\chi} = \frac{300039}{3328,9(2 - (-13))1,05} = 5,72 \text{ кг/с.}$$

1.5. Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата. Выбор аппарата

Ориентировочным расчетом называется расчет площади поверхности аппарата по уравнению (1.1) по значению коэффициента теплопередачи, выбранному ориентировочно. Из таблицы 1.3 [7] выбираем ориентировочное значение $K_{\text{оп}} = 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, тогда

$$F_{\text{оп}} = \frac{300039}{800 \cdot 22,5} = 16,7 \text{ м}^2.$$

Как известно, для получения высокой интенсивности теплообмена необходим турбулентный режим ($\text{Re} \geq 4000$).

Задавая скорость движения молока в соответствии с рекомендациями таблицы 1.4 [7], определим диаметр теплообменных труб. Примем значение скорости равным 1 м/с, тогда диаметр трубы будет определяться по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{3600 \cdot \rho_1 \cdot \pi \cdot v_1}}; \quad (1.7)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 9270}{3600 \cdot 1029,9 \cdot 3,14 \cdot 1}} = 0,056 \text{ м.}$$

По [6, 10] в соответствии с ГОСТ 9930-78 ориентировочно выбираем аппарат, изготовленный из труб $\text{Ø}89 \times 5$ (наружная труба) и $\text{Ø}57 \times 4$ (внутренняя труба).

1.6. Приближенный расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи

Расчет коэффициентов теплоотдачи по уравнениям и формулам, не учитывающим влияния температуры поверхностей стенки, называется приближенным.

Коэффициенты теплоотдачи для конкретных случаев рассчитывают по критериальным уравнениям или формулам, полученным путем обобщения опытных данных методами теории подобия. При выборе формулы для расчета процесса теплоотдачи при движении жидкости внутри труб и каналов необходимо знать режим движения, поэтому в первую очередь рассчитаем значения скоростей движения молока и рассола.

Скорость движения молока по внутренней трубе теплообменника из уравнения расхода [9, 10]

$$v_1 = \frac{4V_1}{\pi d_{\text{вн}}^2}, \quad (1.8)$$

где V_1 – объемный расход молока, $\text{м}^3/\text{с}$; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменной трубы, м.

Объемный расход молока

$$V_1 = \frac{G_1}{3600\rho_1} = \frac{9270}{3600 \cdot 1029,9} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

По формуле (1.8)

$$v_1 = \frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,049^2} = 1,326 \text{ м/с}.$$

Найденное значение скорости движения воды отвечает рекомендациям [7, 14].

Установим режим движения молока, рассчитав число Рейнольдса по формуле

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 d_{\text{вн}} \rho_1}{\mu_1}, \quad (1.9)$$

где v_1 – скорость движения молока, м/с; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменной трубы, м; ρ_1 – плотность молока, кг/м³; μ_1 – динамическая вязкость молока, Па·с.

$$\text{Re}_1 = \frac{1,326 \cdot 0,049 \cdot 1029,9}{2012 \cdot 10^{-6}} = 33259.$$

Режим движения молока в трубах теплообменника турбулентный, так как $\text{Re} > 4000$.

Для расчета процесса теплоотдачи в канале при турбулентном режиме движения используется критериальное уравнение [2, 5–8, 11]

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,43}, \quad (1.10)$$

где $\text{Nu}_1 = \frac{\alpha_1 d_{\text{вн}}}{\lambda_1}$ – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплоотдачи на границе твердая стенка – теплоноситель; α_1 – коэффициент теплоотдачи от молока к стенке, Вт/(м²·К); $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменной трубы, м; λ_1 – коэффициент теплопроводности молока, Вт/(м·К); Pr_1 – критерий Прандтля, характеризующий влияние физических свойств теплоносителя на интенсивность теплоотдачи ($\text{Pr}_1 = 15,86$ – для молока при температуре 17,86°C – см. табл. 1.1).

По уравнению (1.10)

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot 33259^{0,8} \cdot 15,86^{0,43} = 285,7,$$

а

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \lambda_1}{d_{\text{вн}}} = \frac{285,7 \cdot 0,4932}{0,049} = 2875,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Скорость движения рассола в кольцевом канале теплообменника из уравнения расхода [7, 10, 11]

$$v_2 = \frac{4V_2}{\pi(D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{н}}^2)}, \quad (1.11)$$

где V_2 – объемный расход рассола, м³/с; $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м.

Объемный расход рассола

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{5,72}{1183,2} = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения рассола по формуле (1.11)

$$v_2 = \frac{4 \cdot 4,8 \cdot 10^{-3}}{3,14(0,079^2 - 0,057^2)} = 2,04 \text{ м/с}.$$

Установим режим движения рассола, рассчитав число Рейнольдса по формуле [9, 10]

$$\text{Re}_2 = \frac{v_2 d_3 \rho_2}{\mu_2}, \quad (1.12)$$

где v_2 – скорость движения рассола, м/с; d_3 – эквивалентный диаметр кольцевого канала для прохода рассола, м; ρ_2 – плотность рассола, кг/м³; μ_2 – динамическая вязкость рассола, Па·с.

Эквивалентный диаметр кольцевого сечения рассчитывается по формуле

$$d_3 = D_{\text{вн}} - d_{\text{н}}, \quad (1.13)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м.

По формуле (1.13)

$$d_3 = 0,079 - 0,057 = 0,022 \text{ м}.$$

По формуле (1.12)

$$\text{Re}_2 = \frac{2,04 \cdot 0,022 \cdot 1183,2}{3,357 \cdot 10^{-3}} = 15818.$$

Режим движения воды в каналах теплообменника турбулентный, так как $\text{Re} > 4000$.

Для расчета процесса теплоотдачи внутри труб и каналов при развитом турбулентном режиме движения используется приближенная формула (критериальное уравнение) [2, 5–8, 11]

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43}, \quad (1.14)$$

где $\text{Nu}_2 = \frac{\alpha_2 d_3}{\lambda_2}$ – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплоотдачи на границе твердая стенка – рассол; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу, Вт/(м²·К); d_3 – эквивалентный диаметр канала, м; λ_2 – коэффициент теплопроводности рассола, Вт/(м·К); Pr_2 – критерий Прандтля, характеризующий влияние физических свойств теплоносителя на интенсивность теплоотдачи.

При движении в канале кольцевого сечения, образованного двумя коаксиально расположенными трубами, при расчете критерия Нуссельта вводится дополнительный поправочный коэффициент

$$\varepsilon_{\text{тр}} = \left(\frac{D_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} \right)^{0,45}, \quad (1.15)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м.

$$\varepsilon_{\text{тр}} = \left(\frac{0,079}{0,057} \right)^{0,45} = 1,158.$$

По уравнению (1.14)

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot 15818^{0,8} \cdot 21,4^{0,43} \cdot 1,158 = 207,56,$$

а

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_3} = \frac{207,56 \cdot 0,5212}{0,022} = 4917,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Для расчета коэффициента теплопередачи K , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, через плоскую стенку применяют формулу

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.16)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего и холодного теплоносителей, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; $\sum r_{\text{ст}}$ – суммарные термические сопротивления стенки и загрязнений по обе ее стороны, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

Суммарные термические сопротивления стенки и загрязнений рассчитывают по формуле [8]

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{загр1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{загр2}}, \quad (1.17)$$

где $r_{\text{загр1}}, r_{\text{загр2}}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина теплопередающей стенки, м; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Теплопроводность нержавеющей стали

$$\lambda_{\text{ст}} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) [7-8].$$

Толщина стенки внутренней трубы $\delta_{\text{ст}} = 4 \text{ мм}$.

На теплопередающей поверхности аппарата в процессе ее эксплуатации отлагаются различные загрязнения, оказывающие дополнительное термическое сопротивление тепловому потоку. Имеющиеся в технической литературе и нормативной документации рекомендации по оценке величины термических сопротивлений некоторых видов загрязнений во многих случаях противоречивы, недостаточно обоснованы и некорректны [5, 8].

Значения термических сопротивлений загрязнений со стороны молока и рассола выбираем по [5, 8]:

$$r_{\text{загр1}} = 0,00033 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}, \quad r_{\text{загр2}} = 0,00017 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

По формуле (1.17)

$$\sum r_{\text{ст}} = 0,00033 + \frac{0,004}{17,5} + 0,00017 = 0,000729 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

По формуле (1.16)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2875,7} + 0,000729 + \frac{1}{5148}} = 787 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Необходимая площадь поверхности аппарата по формуле (1.1)

$$F = \frac{300039}{787 \cdot 22,5} = 16,9 \text{ м}^2.$$

1.7. Уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи

Уточненным называется расчет коэффициента теплопередачи по формулам и зависимостям, включающим температуру стенки.

Удельная тепловая нагрузка, Вт/м²:

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{cp}}, \quad (1.18)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Δt_{cp} – средний температурный напор, °С.

$$q = 787 \cdot 22,5 = 17707,5 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Первое приближение. Для первого приближения зададимся значением температуры стенки со стороны горячего теплоносителя

$$(t_{\text{ст1}})_I = t_{\text{ср1}} - q / \alpha_1, \quad (1.19)$$

где q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; α_1 – коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя, Вт/(м²·К),

$$(t_{\text{ст1}})_I = 17 - \frac{17707,5}{2875,7} = 10,84 \text{ °С}.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя (молока) к стенке с учетом температуры стенки $(t_{\text{ст1}})_I$ (критерий Прандтля $\text{Pr}_{\text{ст}} = 19,48$) по формулам

$$(\text{Nu}_1)_I = \text{Nu}_1 \left(\frac{\text{Pr}_I}{\text{Pr}_{\text{ст1}}} \right)^{0,25}; \quad (1.20)$$

$$\begin{aligned}
(\text{Nu}_1)_I &= 285,7 \left(\frac{15,86}{19,48} \right)^{0,25} = 271,4; \\
(\alpha_1)_I &= \frac{(\text{Nu}_1)_I \cdot \lambda_1}{d_{\text{BH}}}; \\
(\alpha_1)_I &= \frac{271,4 \cdot 0,4932}{0,049} = 2731,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.
\end{aligned} \tag{1.21}$$

Рассчитываем тепловую нагрузку со стороны горячего теплоносителя (молока) $(q_1)_I$:

$$\begin{aligned}
(q_1)_I &= (\alpha_1)_I (T_{\text{ср}} - (t_{\text{сг1}})_I); \\
(q_1)_I &= 2731,7(17 - 10,84) = 16827,27 \text{ Вт/м}^2.
\end{aligned} \tag{1.22}$$

Рассчитываем температуру поверхности стенки со стороны холодного теплоносителя (рассола):

$$(t_{\text{сг2}})_I = (t_{\text{сг1}})_I - (q_1)_I \cdot \sum r_{\text{сг}}, \tag{1.23}$$

где $(t_{\text{сг1}})_I$ – температура стенки со стороны горячего теплоносителя, °С; $(q_1)_I$ – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; $\sum r_{\text{сг}}$ – сумма термических сопротивлений всех слоев, из которых состоит стенка, включая слои загрязнений, (м²·К)/Вт, $\sum r_{\text{сг}} = 7,29 \cdot 10^{-4}$ (м²·К)/Вт.

$$(t_{\text{сг2}})_I = 10,84 - 16827,27 \cdot 7,29 \cdot 10^{-4} = -1,43^\circ\text{С}.$$

Определим $\text{Pr}_{\text{сг}}$ для рассола при $(t_{\text{сг2}})_I = -1,43^\circ\text{С}$ $\text{Pr}_{\text{сг}} = 17,51$.

Находим число Нуссельта для рассола с учетом температуры стенки

$$\begin{aligned}
(\text{Nu}_2)_I &= \text{Nu}_2 \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{сг2}}} \right)^{0,25}; \\
(\text{Nu}_2)_I &= 207,56 \left(\frac{21,4}{17,51} \right)^{0,25} = 218,24.
\end{aligned} \tag{1.24}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу:

$$\begin{aligned}
(\alpha_2)_I &= \frac{(\text{Nu}_2)_I \cdot \lambda_2}{d_3}; \\
(\alpha_2)_I &= \frac{218,24 \cdot 0,5212}{0,022} = 5170,2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.
\end{aligned} \tag{1.25}$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны холодного теплоносителя составит:

$$(q_2)_I = (\alpha_2)_I ((t_{ct2})_I - t_{cp}); \quad (1.26)$$

$$(q_2)_I = 5170,2(-1,43 - (-5,5)) = 21042,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Проверим совпадение тепловых нагрузок.

Средняя удельная тепловая нагрузка:

$$q_{cp} = \frac{q_1 + q_2}{2}; \quad (1.27)$$

$$(q_{cp})_I = \frac{16827,27 + 21042,7}{2} = 18935 \text{ Вт/м}^2.$$

Относительная погрешность (%) составит

$$\Delta = \frac{|q_2 - q_1|}{q_{cp}} \cdot 100; \quad (1.28)$$

$$\Delta = \frac{|21042,7 - 16827,27|}{18935} \cdot 100 = 22,3 \text{ \%}.$$

Получено значительное расхождение удельных тепловых нагрузок ($22,3\% > 5\%$), поэтому необходимо провести второе приближение, аналогичное первому.

Второе приближение. Для второго приближения зададимся значением температуры стенки со стороны горячего теплоносителя

$$(t_{ct1})_{II} = t_{cpI} - (q_{cp})_I / (\alpha_1)_I, \quad (1.29)$$

где $(q_{cp})_I$ – средняя удельная тепловая нагрузка при первом приближении, Вт/м²; $(\alpha_1)_I$ – коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя при первом приближении, Вт/(м²·К),

$$(t_{ct1})_{II} = 17 - \frac{19428,9}{2731,7} = 10,07^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя (молока) к стенке с учетом температуры стенки $(t_{ct1})_{II}$ (критерий Прандтля $Pr_{ct1} = 20,22$) по формулам

$$(Nu_1)_{II} = Nu_1 \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ct1}} \right)^{0,25}; \quad (1.30)$$

$$(\text{Nu}_1)_{\text{II}} = 285,7 \left(\frac{15,86}{20,22} \right)^{0,25} = 268,87 ;$$

$$(\alpha_1)_{\text{II}} = \frac{(\text{Nu}_1)_{\text{II}} \lambda_1}{d_{\text{BH}}} ; \quad (1.31)$$

$$(\alpha_1)_{\text{II}} = \frac{268,87 \cdot 0,4932}{0,049} = 2706,26 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Рассчитываем тепловую нагрузку со стороны горячего теплоносителя (молока) $(q_1)_{\text{II}}$:

$$(q_1)_{\text{II}} = (\alpha_1)_{\text{II}} (T_{\text{ср}} - (t_{\text{сг1}})_{\text{II}}) ; \quad (1.32)$$

$$(q_1)_{\text{II}} = 2706,26(17 - 9,89) = 19241,5 \text{ Вт/м}^2.$$

Рассчитываем температуру поверхности стенки со стороны холодного теплоносителя (рассола):

$$(t_{\text{сг2}})_{\text{II}} = (t_{\text{сг1}})_{\text{II}} - (q_1)_{\text{II}} \cdot \sum r_{\text{сг}} , \quad (1.33)$$

где $(t_{\text{сг1}})_{\text{II}}$ – температура стенки со стороны горячего теплоносителя, °С; $(q_1)_{\text{II}}$ – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; $\sum r_{\text{сг}}$ – сумма термических сопротивлений всех слоев, из которых состоит стенка, включая слои загрязнений, (м²К)/Вт,

$$\sum r_{\text{сг}} = 7,29 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

$$(t_{\text{сг2}})_{\text{II}} = 9,89 - 19241,5 \cdot 7,29 \cdot 10^{-4} = -4,14^\circ \text{С}.$$

Определим $\text{Pr}_{\text{сг}}$ для рассола при $(t_{\text{сг2}})_{\text{II}} = -4,14^\circ \text{С}$, $\text{Pr}_{\text{сг2}} = 19,807$.

Находим число Нуссельта для рассола с учетом температуры стенки

$$(\text{Nu}_2)_{\text{II}} = \text{Nu}_2 \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{сг2}}} \right)^{0,25} ; \quad (1.34)$$

$$(\text{Nu}_2)_{\text{II}} = 218,34 \left(\frac{21,4}{19,807} \right)^{0,25} = 222,6 .$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу:

$$(\alpha_2)_{\text{II}} = \frac{(\text{Nu}_2)_{\text{II}} \lambda_2}{d_3} ; \quad (1.35)$$

$$(\alpha_2)_{II} = \frac{222,6 \cdot 0,5212}{0,022} = 5273,6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны холодного теплоносителя составит:

$$(q_2)_{II} = (\alpha_2)_{II} ((t_{ст2})_{II} - t_{ср}); \quad (1.36)$$

$$(q_2)_{II} = 5273,6(-4,14 - (-5,5)) = 7172,1 \text{ Вт/м}^2.$$

Во втором приближении $(q_2)_{II} \gg (q_1)_{II}$ ($19241,5 \gg 7172,1$), поэтому расчет температур поверхностей теплопередающей стенки и коэффициентов теплоотдачи продолжаем, определяя $(t_{ст1})_{III}$ графически.

Третье приближение. Для третьего приближения по результатам предыдущих расчетов построим графическую зависимость $q = f(t_{ст1})$ (рис. 1.3).

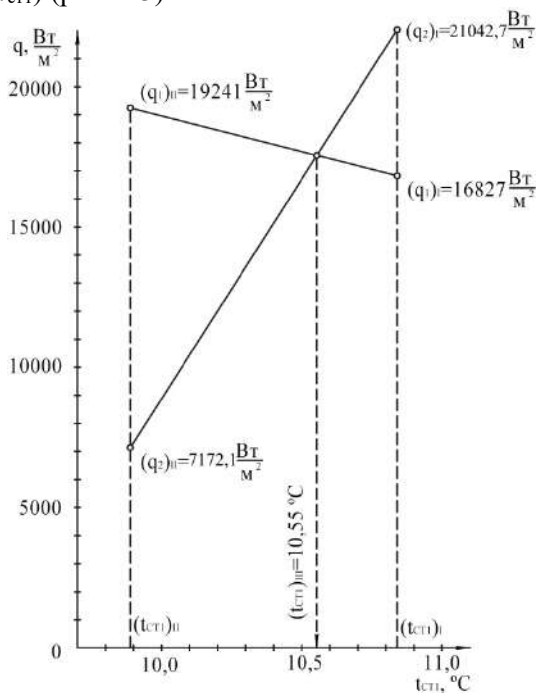


Рис. 1.3. Графическое определение $(t_{ст1})_{III}$

По построениям $(t_{\text{ст1}})_{\text{III}} = 10,55^\circ\text{C}$.

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя (молока) к стенке с учетом температуры стенки $(t_{\text{ст1}})_{\text{III}}$ (критерий Прандтля $\text{Pr}_{\text{ст1}} = 19,63$) по формулам

$$(\text{Nu}_1)_{\text{III}} = \text{Nu}_1 \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст1}}} \right)^{0,25}; \quad (1.37)$$

$$(\text{Nu}_1)_{\text{III}} = 285,7 \left(\frac{15,86}{19,63} \right)^{0,25} = 270,9;$$

$$(\alpha_1)_{\text{III}} = \frac{(\text{Nu}_1)_{\text{III}} \cdot \lambda_1}{d_{\text{BH}}}; \quad (1.38)$$

$$(\alpha_1)_{\text{III}} = \frac{270,9 \cdot 0,4932}{0,049} = 2727 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитываем тепловую нагрузку со стороны горячего теплоносителя (молока) $(q_1)_{\text{III}}$:

$$(q_1)_{\text{III}} = (\alpha_1)_{\text{III}} (T_{\text{ср}} - (t_{\text{ст1}})_{\text{III}}); \quad (1.39)$$

$$(q_1)_{\text{III}} = 2727(17 - 10,55) = 17589 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Рассчитываем температуру поверхности стенки со стороны холодного теплоносителя (рассола):

$$(t_{\text{ст2}})_{\text{III}} = (t_{\text{ст1}})_{\text{III}} - (q_1)_{\text{III}} \cdot \sum r_{\text{ст}}, \quad (1.40)$$

где $(t_{\text{ст1}})_{\text{III}}$ – температура стенки со стороны горячего теплоносителя, $^\circ\text{C}$; $(q_1)_{\text{III}}$ – удельная тепловая нагрузка, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $\sum r_{\text{ст}}$ – сумма термических сопротивлений всех слоев, из которых состоит стенка, включая слои загрязнений, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

$$\sum r_{\text{ст}} = 7,29 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт},$$

$$(t_{\text{ст2}})_{\text{III}} = 10,55 - 17589 \cdot 7,29 \cdot 10^{-4} = -2,27^\circ\text{C}.$$

Определим $\text{Pr}_{\text{ст}}$ для рассола при $(t_{\text{ст2}})_{\text{III}} = -2,27^\circ\text{C}$, $\text{Pr}_{\text{ст}} = 18,12$.

Находим число Нуссельта для рассола с учетом температуры стенки

$$(\text{Nu}_2)_{\text{III}} = \text{Nu}_2 \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст2}}} \right)^{0,25}; \quad (1.41)$$

$$(\text{Nu}_2)_{\text{III}} = 218,34 \left(\frac{21,4}{18,12} \right)^{0,25} = 227,6.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу:

$$(\alpha_2)_{\text{III}} = \frac{(\text{Nu}_2)_{\text{III}} \cdot \lambda_2}{d_3}; \quad (1.42)$$

$$(\alpha_2)_{\text{III}} = \frac{227,6 \cdot 0,5212}{0,022} = 5392,05 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Удельная тепловая нагрузка со стороны холодного теплоносителя составит:

$$(q_2)_{\text{III}} = (\alpha_2)_{\text{III}} ((t_{\text{ст}2})_{\text{III}} - t_{\text{ср}}); \quad (1.43)$$

$$(q_2)_{\text{III}} = 5392,05(-2,27 - (-5,5)) = 17416,32 \text{ Вт/м}^2.$$

Проверим совпадение тепловых нагрузок.

Средняя удельная тепловая нагрузка:

$$q_{\text{ср}} = \frac{q_1 + q_2}{2}; \quad (1.44)$$

$$(q_{\text{ср}})_{\text{III}} = \frac{17589 + 17416,32}{2} = 17502,66 \text{ Вт/м}^2.$$

Относительная погрешность (%) составит

$$\Delta = \frac{|q_2 - q_1|}{q_{\text{ср}}} \cdot 100; \quad (1.45)$$

$$\Delta = \frac{|17416,32 - 17589|}{17454} \cdot 100 = 0,99 \%.$$

Отклонение не превышает 5%, поэтому расчет коэффициентов теплоотдачи с учетом влияния температур поверхностей стенки закончен.

$$\text{Итак, } \alpha_1 = 2727 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad \alpha_2 = 5392,05 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коэффициент теплопередачи по формуле (1.16)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2727} + 0,000729 + \frac{1}{5392,05}} = 780,64 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Схема процесса теплопередачи в аппарате представлена на рисунке 1.4.

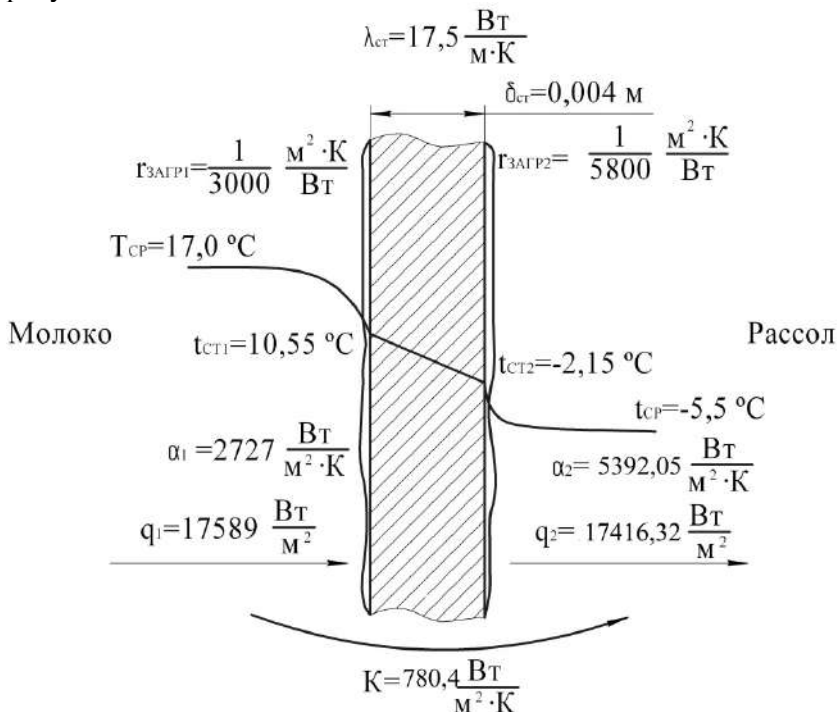


Рис. 1.4. Схема процесса теплопередачи в аппарате

1.8. Расчет площади поверхности аппарата. Окончательный выбор аппарата

Необходимую площадь поверхности аппарата определим по формуле (1.1)

$$F_{тр} = \frac{300039}{780,4 \cdot 22,5} = 17,09 \text{ м}^2$$

или

$$F_{тр} = \frac{Q}{(q_{ср})_{III}} = \frac{300039}{17502,66} = 17,14 \text{ м}^2.$$

С запасом в 10% площадь теплообмена составит $F = 18,9 \text{ м}^2$.

Окончательно по [6, 12] в соответствии с ТУ 3612-014-00220302-99 принимаем теплообменный аппарат типа «труба в трубе», изготовленный из труб $\varnothing 89 \times 5$ (наружная труба) и $\varnothing 57 \times 4$ (внутренняя труба), длиной труб 6,0 м, поверхностью теплообмена $F_1 = 1,08 \text{ м}^2$, для условных давлений 1,6 МПа.

Количество элементов теплообменника составит

$$N = \frac{F}{F_1} = \frac{18,9}{1,08} = 17,5 \text{ шт.}$$

Количество элементов примем равным 18 шт.

Обозначение теплообменника «труба в трубе» однопоточного неразборного (ТТОН) со съёмными двойниками (исполнение 2), с диаметром теплообменной трубы 57 мм, с диаметром кожуховой трубы 89 мм, на условные давления внутри теплообменных труб 1,6 МПа и снаружи теплообменных труб 1,6 МПа, с длиной кожуховых труб 6 м, с гладкими теплообменными трубами (Г), материального исполнения (М3), климатического исполнения (У):

Теплообменник $\frac{\text{ТТОН} - 2 - 57 / 89 - 1,6 / 1,6}{6 - Г - М3 - У}$ ТУ 3612-014-00220302-99.

Теплообменник набирается из 18 элементов с общей поверхностью теплообмена $F_{\text{общ}} = 19,44 \text{ м}^2$.

2. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ

Цель конструкторского расчета – расчет диаметров штуцеров, выбор конструкционных материалов для изготовления аппарата, фланцев, прокладок и крепежных деталей; места установки контрольно-измерительной аппаратуры и т. п.

2.1. Расчет диаметров штуцеров, подбор фланцев

Подбираем штуцера на кожуховые трубы. Для этого скорость рассола в них возьмем в интервале 1...3 м/с (скорость рас-

сола принимается немногим выше скорости в трубах). Принимаем $v_{2p} = 2,6$ м/с.

Диаметр штуцера $d_{ш}$ определим из формулы

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2}{v_{2p} \cdot \pi}}, \quad (2.1)$$

где v_{2p} – скорость рассола на входе в штуцер, м/с; V_2 – объемный расход рассола, м³/с.

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00507}{2,6 \cdot 3,14}} = 0,050 \text{ м.}$$

Теплообменники данного типоразмера поставляются в промышленность с условным диаметром штуцера, равным 50 мм.

По таблицам [4] выбираем фланцы стальные цельные (ГОСТ 33259-2015) с $D_y = 50$ мм на $p_y = 1,6$ МПа:

$D = 160$ мм; $D_6 = 125$ мм; $D_1 = 102$ мм; $d_6 = M16$; $z = 4$ шт.; $h = 19$ мм (рис. 2.1).

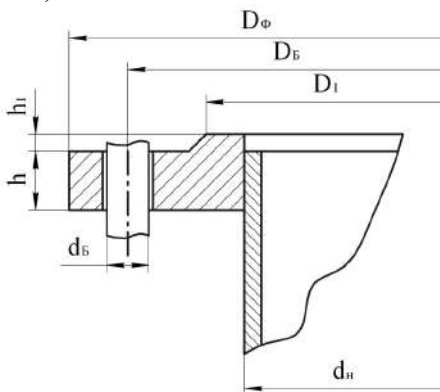


Рис. 2.1. Фланец

Для теплообменных труб используем фланец с условным диаметром 50 мм, аналогичный упомянутому выше.

Выбираем крепежные детали и уплотнительные прокладки.

Болты – $M16 \times 1,5$ (212 штук).

Материал болтов – сталь 35 (ГОСТ 1759.0-87).

Материал гаек – сталь 25 (ГОСТ 1759.0-87).

Прокладка уплотнительная плоская неметаллическая из паронита: теплообменные трубы для фланцев с выступом с $D_y=50$ мм на $p_y = 1,6$ МПа.

Толщина прокладки – $S = 2$ мм.

Рассчитаем длину болтов фланцевых соединений:

$$l = h \cdot 2 + S + H, \quad (2.2)$$

где h – ширина фланца, мм; S – толщина прокладки, мм; H – ширина гайки, мм.

Для $d_6 = M16 \times 1,5$ соответствует гайка с $H = 15,9$ мм [4].

Длина болтов на теплообменные и кожуховые трубы

$$l = 19 \cdot 2 + 2 + 15,9 = 55,9 \text{ мм.}$$

Необходимую длину l_6 получим, прибавив запас по длине, равный $0,25 d_6$.

$$l_6 = l + 0,25 \cdot d_6; \quad (2.3)$$

$$l_6 = 55,9 + 0,25 \cdot 16 = 59,9 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $l = 60$ мм.

2.2. Расчет конструкции теплообменника

При выбранных диаметрах теплообменных труб и кожуховых труб выбираем радиус колена $r_k = 0,095$ м. Колено соединяется с элементом теплообменника при помощи фланцевых соединений. При переходе из межтрубного пространства одного элемента теплообменника в другое штуцера соединяются при помощи сварных швов. Расстояние между двумя элементами теплообменника – $0,190$ м, считая по межосевому расстоянию.

Теплообменники типа «труба в трубе» (ТТОН) изготавливаются в соответствии ТУ 3612–014–00220302–99. Они рассчитаны для работы под давлением от $1,6$ МПа; температура рабочей среды до 300°C .

Блоки теплообменников (рис. 2.2) монтируются из секций, которые состоят из элементов (рис. 2.3), собранных по вертикали. Количество элементов в блоке определяется заказчиком. Габаритные размеры блока приведены в таблице 2.1.

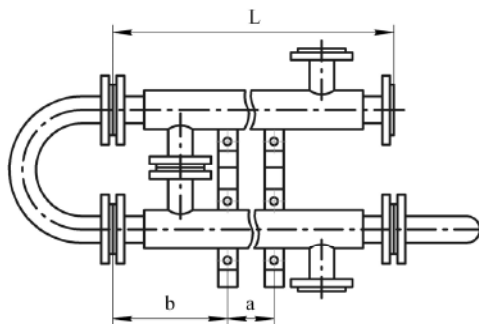


Рис. 2.2. Блок теплообменника ТТОН

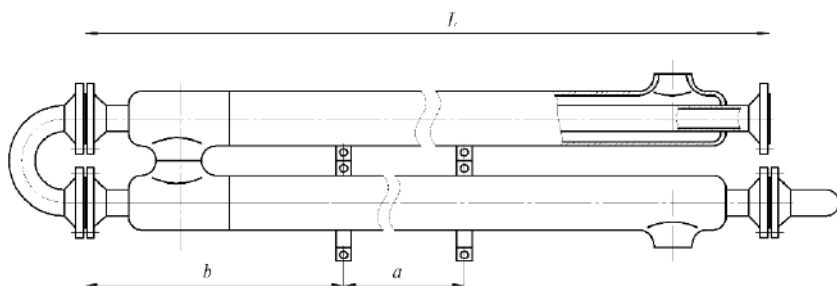


Рис. 2.3. Элемент теплообменника типа «труба в трубе»

Таблица 2.1

Основные размеры теплообменника, м

При диаметре внутренней трубы, мм	l_t , м	L, м	D_y , мм	h, м	A_0 , м	A, м
57	6	6,19	50	0,19	0,13	5,74

Теплообменники типа «труба в трубе» материального исполнения МЗ выполняют из коррозионностойкой стали марки 08Х18Н10Т. По специальному заказу теплообменники могут выполняться из других материалов.

Теплообменники типа «труба в трубе» могут поставляться в комплекте с калачами, опорными конструкциями.

2.3. Выбор опоры аппарата

В качестве опоры выбираем швеллер, так как данная форма является наиболее устойчивой, применимо к нашему теплообменнику. Для поперечных опор используем уголки. По [4] выбираем швеллер и уголок. Схема опоры представлена на рисунке 2.4.

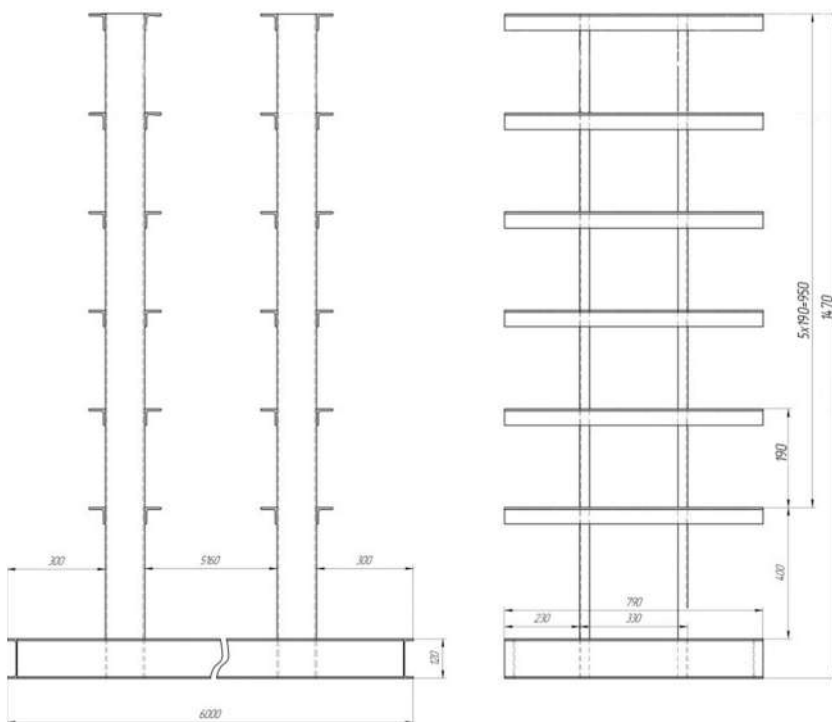


Рис. 2.4. Схема опоры

Швеллер № 12 ГОСТ 8240-97

- высота швеллера $H = 120$ мм;
- толщина стенки $S = 6$ мм;
- ширина полки $b = 45$ мм.

Уголок 60×60 ГОСТ 8509-93.

Теплообменники крепятся к опоре при помощи хомутов.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Цель гидравлического расчета – определение величины сопротивления, вносимой теплообменником в систему технологических трубопроводов, и мощности, необходимой для перемещения теплоносителей, выбор насоса, работающего на сеть.

Необходимо рассчитать трубопровод и подобрать марку насоса в аппаратурно-технологической схеме производства питьевого молока.

Молоко насосом 1 перекачивается из автоцистерны 2 через теплообменник 3 и счетчик 4 в танк 5 (рис. 3.1). В теплообменнике оно охлаждается рассолом от $T_n = 32^\circ\text{C}$ до $T_k = 2^\circ\text{C}$. Давление молока на выходе из трубопровода в танк $P_t = 0,15$ МПа. Расход молока $V = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Молоко подается по трубопроводу длиной $l = l_{\text{вс}} + l_n = 11 + 65 = 76$ м. Длина трубопровода от насоса до теплообменника $l_n' = 18$ м. Максимальная высота подъема молока $H = 18$ м.

3.1. Разбивка трубопровода на участки

Трубопровод состоит из всасывающей и напорной линий (рис. 3.1).

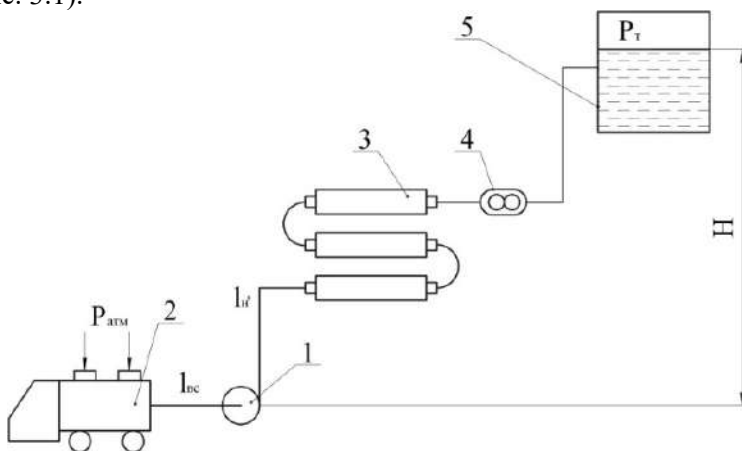


Рис. 3.1. Схема насосной установки

Всасывающая линия – трубопровод от автоцистерны 2 до насоса 1, по которому поступает молоко с температурой $T_n = 32^\circ\text{C}$.

Напорная линия:

- участок трубопровода от насоса 1 до теплообменника 3 с $T_n = 32^\circ\text{C}$;
- теплообменник 3, в котором температура молока понижается от $T_n = 32^\circ\text{C}$ до $T_k = 2^\circ\text{C}$ и средняя температура равна $T_{cp} = 17^\circ\text{C}$;
- участок напорного трубопровода от теплообменника 3 до танка 5 с температурой $T_k = 2^\circ\text{C}$.

3.2. Выбор теплофизических характеристик перекачиваемой жидкости

Так как на рассматриваемых участках трубопровода температура имеет разные величины, то соответственно выбираем значения динамической вязкости и плотности для найденных температур (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Динамическая вязкость и плотность перекачиваемой жидкости

Характеристика	Температура, $^\circ\text{C}$		
	32	17	2
Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^3$, Па·с	1,3	2,012	3,32
Плотность ρ , кг/м ³	1024,02	1029,9	1033,14

3.3. Уточнение объемных расходов жидкости, протекающей через различные участки трубопровода

В связи с тем, что температура молока изменяется, производим уточнение объемного расхода жидкости с учетом разницы плотностей по следующей формуле

$$V_T = V \frac{\rho_n}{\rho_k}, \quad (3.1)$$

где V – объемный расход молока, м³/с; ρ_n , ρ_k – начальная и конечная плотность молока, кг/м³.

На всасывающем и напорном участке от сборника до теплообменника плотность постоянна, т. е.

$$V_1 = V_2 = 0,0025 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В теплообменнике температура понижается, следовательно, изменяется объемный расход молока, проходящего через теплообменник

$$V_T = 0,0025 \frac{1024,02}{1029,9} = 2,486 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

На напорном участке от теплообменника до танка температура молока равна 2°C, следовательно,

$$V_4 = 0,0025 \frac{1024,02}{1033,14} = 2,478 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.4. Определение геометрических характеристик участков трубопровода, скоростей и режимов движения жидкости в ней

Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов определяются из уравнения расхода по следующей формуле

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi v}}, \quad (3.2)$$

где v – средняя скорость движения жидкости, м/с.

Скорость движения жидкости на всасывающем участке трубопровода выбираем из интервала $v_{\text{вс}} = 0,8 \dots 1,1$ м/с, примем $v_{\text{вс}} = 0,8$ м/с, по формуле (3.2) определяем диаметр всасывающего трубопровода

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 0,8}} = 0,063 \text{ м}.$$

Скорость движения жидкости на напорном участке трубопровода от насоса до теплообменника выбираем из интервала $v_{\text{вс}} = 1,1 \dots 1,5$ м/с, примем $v_{\text{вс}} = 1,1$ м/с, по формуле (3.2) определяем диаметр напорного трубопровода

$$d_{\text{н1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 1,1}} = 0,054 \text{ м}.$$

Определяем диаметр напорного трубопровода от теплообменника до танка также по формуле (3.2)

$$d_{н2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002478}{3,14 \cdot 1,1}} = 0,054 \text{ м.}$$

Так как для изготовления трубопровода используются стандартные трубы, то расчетные диаметры всасывающего и напорного трубопроводов необходимо округлить до ближайшего размера по государственному стандарту. Учитывая характеристики среды, выбираем по ГОСТ 8732-78 для всасывающего участка трубопровода бесшовную трубу $\varnothing 70 \times 3,5$ $d_{вс} = 0,063$ м, для напорного участка трубопровода, бесшовную трубу $\varnothing 57 \times 3,5$ $d_{н} = 0,05$ м, эквивалентная шероховатость труб $\kappa_{эkv} = 0,2$ мм.

Уточним скорости движения молока в трубопроводе по следующей формуле

$$v = \frac{4 \cdot V}{3,14 \cdot d^2}, \quad (3.3)$$

где V – объемный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; d – внутренний диаметр труб, м.

Скорость на всасывающем участке трубопровода

$$v_{вс} = \frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 0,063^2} = 0,802 \text{ м/с.}$$

Скорость на напорном участке трубопровода от насоса до теплообменника

$$v_{н1} = \frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,274 \text{ м/с.}$$

Скорость на напорном участке трубопровода от теплообменника до танка

$$v_{н2} = \frac{4 \cdot 0,002478}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,263 \text{ м/с.}$$

Для установления режима движения жидкости на каждом участке необходимо рассчитать число Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (3.4)$$

где v – скорость движения молока в трубе, м/с ; d – внутренний диаметр трубы, м.

Участок всасывающего трубопровода, $T_n = 32^\circ\text{C}$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,802 \cdot 0,063 \cdot 1024,02}{1,3 \cdot 10^{-3}} = 39800 .$$

Режим движения жидкости турбулентный.

Напорный участок трубопровода от насоса до теплообменника, $T_n = 32^\circ\text{C}$,

$$\text{Re}_2 = \frac{1,274 \cdot 0,05 \cdot 1024,02}{1,3 \cdot 10^{-3}} = 50177 .$$

Режим движения жидкости турбулентный.

Теплообменник, $T_{cp} = 17^\circ\text{C}$,

$$\text{Re}_3 = 33259 .$$

Режим движения жидкости турбулентный.

Напорный участок трубопровода от теплообменника до танка, $T_k = 2^\circ\text{C}$,

$$\text{Re}_4 = \frac{1,263 \cdot 0,05 \cdot 1033,14}{3,32 \cdot 10^{-3}} = 19651 .$$

Режим движения жидкости турбулентный.

3.5. Расчет сопротивления сети трубопроводов

Различают два вида потерь напора: потери по длине и потери в местных сопротивлениях.

Полное гидравлическое сопротивление на каждом из участков (в м),

$$h = h_{\text{тр}} + h_{\text{м.с.}}, \quad (3.5)$$

где $h_{\text{тр}}$ – потери по длине, м; $h_{\text{м.с.}}$ – потери в местных сопротивлениях, м.

Сопротивление трения определяется по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (3.6)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения; L – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр трубы, м; v – скорость жидкости в трубе, м/с; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Для определения λ необходимо уточнить, являются ли выбранные трубы шероховатыми или гидравлически гладкими. Для этого сравним абсолютную шероховатость Δ (м) и толщину вязкого подслоя δ (м).

Абсолютную шероховатость Δ определим по формуле

$$\Delta = \frac{\kappa_{\text{ЭКВ}}}{0,5 \div 0,7}, \quad (3.7)$$

где $\kappa_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалентная шероховатость выбранных труб, м, принято ранее при выборе труб $\kappa_{\text{ЭКВ}} = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м, тогда по формуле (3.7)

$$\Delta = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 3,33 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Толщину вязкого подслоя δ определяем по формуле

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{\text{Re}} \cdot \sqrt{\frac{8}{\lambda_{\text{гл}}}}, \quad (3.8)$$

где Re – число Рейнольдса; $\lambda_{\text{гл}}$ – значение гидравлического коэффициента трения для гидравлически гладких труб; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м.

При $4000 < \text{Re} < 10^5$ значение гидравлического коэффициента трения для гидравлически гладких труб определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda_{\text{гл}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (3.9)$$

Для определения λ необходимо проверить выбранные трубы на шероховатость, сравнив абсолютную шероховатость Δ и толщину вязкого подслоя δ . Если $\delta > \Delta$, то трубы считаются гидравлически гладкими, если же $\delta < \Delta$, то трубы считаются гидравлически шероховатыми и необходим пересчет значения коэффициента гидравлического трения по формуле Френкеля

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\Delta}{3,7d} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right]. \quad (3.10)$$

Местные потери $h_{\text{м.с}}$ определяем по формуле Вейсбаха

$$h_{\text{м.с}} = \Sigma \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (3.11)$$

где $\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке; v – скорость жидкости на соответствующем участке, м/с.

Рассчитаем каждый участок трубопровода отдельно.

Всасывающий участок трубопровода.

Определяем значение гидравлического коэффициента трения для гидравлически гладких труб по формуле (3.9), $4000 < Re_1 = 39800 < 10^5$

$$\lambda_{\text{глад}} = \frac{0,3164}{39800^{0,25}} = 0,0224.$$

Рассчитываем значение толщины вязкого подслоя по формуле (3.8)

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{0,063}{39800} \cdot \sqrt{\frac{8}{0,0224}} = 3,47 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Сравним Δ и δ на участке. Так как $\Delta < \delta (3,33 \cdot 10^{-4} < 3,47 \cdot 10^{-4})$, приходим к выводу, что трубы являются гидравлически гладкими, поэтому пересчет коэффициента гидравлического трения не требуется.

На рассматриваемом участке трубопровода потери по длине определяются по формуле Дарси – Вейсбаха (3.6) и будут равны

$$h_{\text{тр.вс}} = 0,0224 \frac{11}{0,063} \cdot \frac{0,802^2}{2 \cdot 9,81} = 0,128 \text{ м.}$$

На рассматриваемом участке трубопровода l местное сопротивление: вход в трубопровод (по рекомендациям [7, 9] $\xi_{\text{вх}} = 0,5$).

Потери напора в местных сопротивлениях по формуле (3.11)

$$h_{\text{м.вс}} = 0,5 \cdot \frac{0,802^2}{2 \cdot 9,81} = 0,016 \text{ м}$$

Суммарные потери напора на всасывающем участке составят по формуле (3.5)

$$h_{\text{вс}} = 0,128 + 0,016 = 0,144 \text{ м.}$$

Напорный участок трубопровода от насоса до теплообменника.

Определяем значение гидравлического коэффициента трения для гидравлически гладких труб по формуле (3.9), $4000 < Re_2 = 50177 < 10^5$,

$$\lambda_{г\lambda 2} = \frac{0,3164}{50177^{0,25}} = 0,0211.$$

Рассчитываем значение толщины вязкого подслоя по формуле (3.8)

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{0,05}{50177} \cdot \sqrt{\frac{8}{0,0211}} = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Сравним Δ и δ на участке. Так как $\Delta > \delta (3,33 \cdot 10^{-4} > 3,47 \cdot 10^{-4})$, приходим к выводу, что труба является гидравлически шероховатой и необходим пересчет коэффициента гидравлического трения по формуле Френкеля (3.10).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{3,33 \cdot 10^{-4}}{3,7 \cdot 0,05} + \left(\frac{6,81}{50177} \right)^{0,9} \right] = 5,343,$$

следовательно, $\lambda_2 = 0,035$.

На рассматриваемом участке трубопровода потери по длине составляют по формуле (3.6)

$$h_{тр.н1} = 0,035 \frac{18}{0,05} \cdot \frac{1,274^2}{2 \cdot 9,81} = 1,042 \text{ м.}$$

На рассматриваемом участке трубопровода одно местное сопротивление: поворот под углом 90° (по рекомендациям [7, 9] $\zeta_{пов} = 0,5$).

Потери напора в местных сопротивлениях по (3.11)

$$h_{мс.н1} = 0,5 \cdot \frac{1,274^2}{2 \cdot 9,81} = 0,041 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора на напорном участке от насоса до теплообменника по формуле (3.5) равны

$$h_{н1} = 1,042 + 0,041 = 1,083 \text{ м.}$$

Теплообменник.

Определяем значение гидравлического коэффициента трения для гидравлически гладких труб по формуле (3.9), $4000 < Re = 33259 < 10^5$,

$$\lambda_{\text{гиз}} = \frac{0,3164}{33259^{0,25}} = 0,0234.$$

Рассчитываем значение толщины вязкого подслоя по формуле (3.8)

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{0,049}{33259} \cdot \sqrt{\frac{8}{0,0234}} = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Сравним Δ и δ на участке. Так как $\Delta > \delta$ ($3,33 \cdot 10^{-4} > 3,2 \cdot 10^{-4}$), приходим к выводу, что трубы теплообменника являются гидравлически шероховатыми и необходим пересчет коэффициента гидравлического трения по формуле Френкеля (3.10).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{3,33 \cdot 10^{-4}}{3,7 \cdot 0,049} + \left(\frac{6,81}{33259} \right)^{0,9} \right] = 5,27,$$

следовательно, $\lambda_3 = 0,036$.

Потери напора в теплообменнике на трения определим по формуле Дарси – Вейсбаха с учетом суммарной длины труб аппарата

$$h_{\text{тр.т}} = \lambda_3 \frac{L_{\text{т}} \cdot z + L_{\text{к}} \cdot (z-1)}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (3.12)$$

где z – число элементов теплообменника, шт., $z = 18$ шт.; $L_{\text{т}}$ – длина теплообменной трубки, м, $L_{\text{т}} = 6$ м; $L_{\text{к}}$ – длина колена, м, $L_{\text{к}} = \pi \cdot r_{\text{к}} = 3,14 \cdot 0,15 = 0,471$ м.

$$h_{\text{тр.т}} = 0,036 \frac{6 \cdot 18 + 0,471(18-1)}{0,049} \frac{1,326^2}{2 \cdot 9,81} = 7,638.$$

На рассматриваемом участке присутствуют следующие местные сопротивления.

1. 17 поворотов под углом 180° $\zeta_{\text{пов}} = A \cdot B = 1,4 \cdot 0,13 = 0,182$ [7, 9, 10].

2. Поскольку условный диаметр штуцера совпадает с внутренним диаметром трубопровода, местные сопротивления на входе и выходе отсутствуют.

Потери напора в местных сопротивлениях по (3.11)

$$h_{\text{мс.т}} = 17 \cdot 0,182 \cdot \frac{1,326^2}{2 \cdot 9,81} = 0,277 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора в теплообменнике (3.5)

$$h_t = 7,638 + 0,277 = 7,915 \text{ м.}$$

Напорный участок трубопровода от теплообменника до танка.

Определяем значение гидравлического коэффициента трения для гидравлически гладких труб по формуле (3.9), $4000 < Re_4 = 19651 < 10^5$

$$\lambda_{\text{глад}} = \frac{0,3164}{19651^{0,25}} = 0,0267.$$

Рассчитываем значение толщины вязкого подслоя по формуле (3.8)

$$\delta = 11,6 \cdot \frac{0,05}{19651} \cdot \sqrt{\frac{8}{0,0267}} = 5,1 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Сравним Δ и δ на участке. Так как $\Delta < \delta$ ($3,33 \cdot 10^{-4} < 5,1 \cdot 10^{-4}$), приходим к выводу, что трубы являются гидравлически гладкими, поэтому пересчет коэффициента гидравлического трения не требуется.

На рассматриваемом участке трубопровода потери по длине составляют по формуле Дарси – Вейсбаха (3.6)

$$h_{\text{тр.н2}} = 0,0267 \cdot \frac{65 - 18}{0,05} \cdot \frac{1,263^2}{2 \cdot 9,81} = 2,04 \text{ м.}$$

На рассматриваемом участке трубопровода 2 местных сопротивления: счетчик ($\xi_{\text{сч}} = 1$ [10]); выход из трубопровода в танк (по рекомендациям [7, 9, 10] $\xi_{\text{вых}} = 1$).

Потери напора в местных сопротивлениях по формуле (3.11)

$$h_{\text{мс.н2}} = (1 + 1) \cdot \frac{1,263^2}{2 \cdot 9,81} = 0,163 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора на напорном участке от теплообменника до танка составят по формуле (3.5)

$$h_{\text{н2}} = 2,04 + 0,163 = 2,203 \text{ м.}$$

Таким образом, общие потери в сети трубопроводов и аппаратов определяются как сумма потерь на всех участках трубопровода

$$\begin{aligned} \sum h &= h_{\text{вс}} + h_{\text{н1}} + h_t + h_{\text{н2}}; \\ \sum h &= 0,144 + 1,083 + 7,915 + 2,203 = 11,345 \text{ м.} \end{aligned} \quad (3.13)$$

3.6. Обоснование выбранного типа насоса

Решающим фактором при выборе типа насоса являются химико-физические свойства перекачиваемой жидкости. Молоко является пищевой жидкостью, поэтому наиболее подходящим для перекачивания данной жидкости является одноступенчатый центробежный насос типа «ин-лайн».

3.7. Схема насоса, описание его устройства и назначения основных узлов и деталей



Рис. 3.2. Насос TP фирмы «Grundfos» [3]

Насосы типа TP унифицированного ряда центробежные горизонтальные одноступенчатые консольные предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей. Насосы выпускают на подачу от 2 до 2000 м³/ч и напор от 1 до 125 м, температура перекачиваемой жидкости – от 0 до 140°C.

Насос (рис. 3.3) состоит из рабочего колеса *49a*, корпуса *50*, вала насоса *51*, кожуха муфты *7*, комплектов уплотнения *76*.

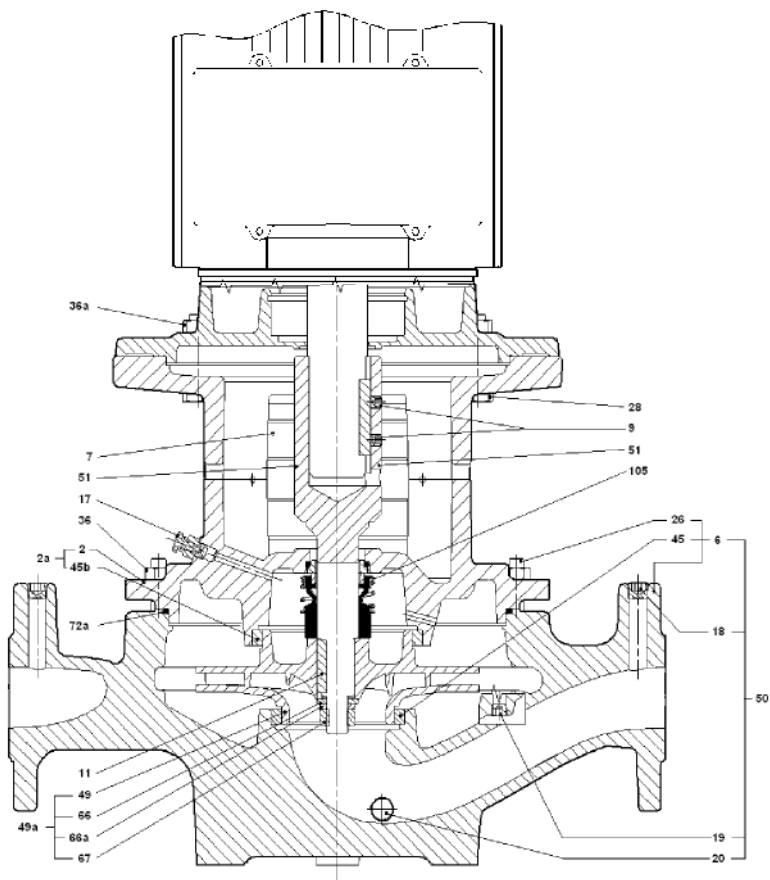


Рис. 3.3. Разрез насоса ТР

Подвод перекачиваемой жидкости к насосу осуществляется перпендикулярно оси насоса, отвод – соосно вводу. Рабочее колесо – закрытого типа; закреплено на валу насоса гайкой *67*. На заднем диске рабочего колеса имеются разгрузочные отверстия для уравнивания осевых сил.

Корпус насоса – несущий. Опорная часть его может быть изготовлена в виде лап на корпусе насоса или на одном из прижимных фланцев 9, 10, между которыми установлен корпус. Лапами корпус насоса закрепляют на фундаментной плите или раме. Опорный кронштейн, прикрепляемый к корпусу, имеет вспомогательную опору со стороны муфты.

Ротор вращается в двух подшипниковых опорах, смазываемых консистентной смазкой (для насосов конструктивного исполнения: О – жидкая смазка).

3.8. Определение требуемого напора насоса и выбор марки насоса

Насос при работе должен сообщать жидкости, протекающей через него, энергию, необходимую для ее подъема на определенную высоту, на преодоление разности давлений в накопительной емкости, гидравлических сопротивлений в трубопроводах и аппаратах. Требуемый напор насоса определим по следующей формуле:

$$H_{\text{тр}} = H + \frac{p_{\text{т}} - p_0}{\rho g} + \sum h, \quad (3.14)$$

где H – высота подъема жидкости, $H = 18$ м; $p_{\text{т}} - p_0$ – разность давлений в резервуарах, Па; $\sum h$ – общие потери в сети трубопроводов и аппаратов, м.

$$H_{\text{тр}} = 18 + \frac{(0,15 - 0,1) \cdot 10^6}{1024,02 \cdot 9,81} + 11,345 = 34,32 \text{ м.}$$

По найденному требуемому напору $H_{\text{тр}} = 34,32$ м и заданной подаче $V = 0,0025 \text{ м}^3/\text{с} = 9 \text{ м}^3/\text{ч}$ в ряду характеристик $V - H$ насосов типа ТР определяем марку насоса, соответствующую этим параметрам.

Наиболее соответствует насос марки ТР 32-380/2, частота вращения вала рабочего колеса $n = 2900$ об/мин.

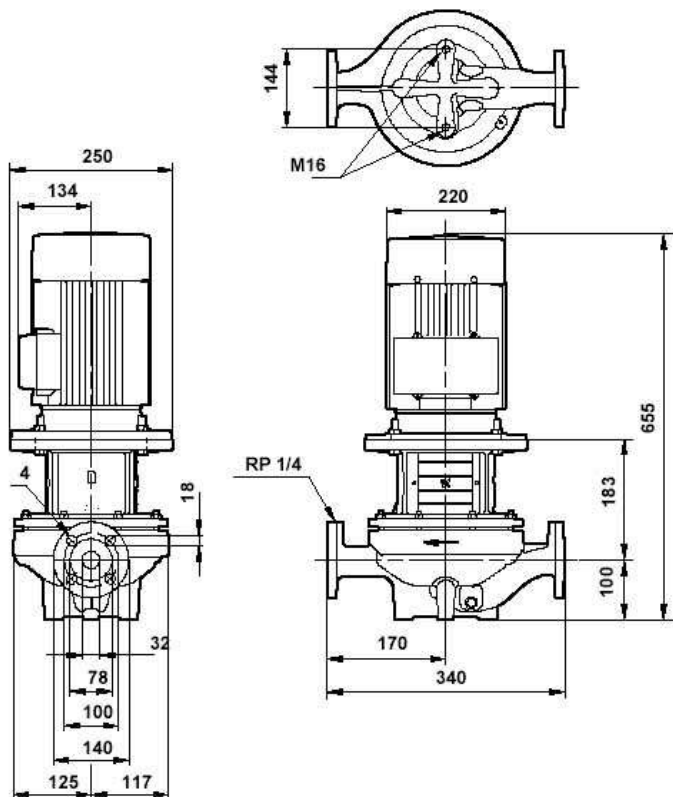


Рис. 3.4. Габаритные и присоединительные размеры насоса

3.9. Построение характеристик насоса и трубопровода. Определение рабочей точки насоса

Характеристика трубопровода – это зависимость требуемого напора от подачи. Она может быть засчитана по формуле

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + bV^2, \quad (3.15)$$

где b – коэффициент пропорциональности, зависящий от условий эксплуатации трубопроводов насосной установки; $H_{\text{ст}}$ – статический напор, равный

$$H_{\text{ст}} = H + \frac{p_{\text{т}} - p_0}{\rho g} = 18 + \frac{(0,15 - 0,1) \cdot 10^6}{1024,02 \cdot 9,81} = 22,98 \text{ м.}$$

Определим значение коэффициента пропорциональности b , воспользовавшись зависимостью $\sum h = bV^2$, откуда

$$b = \frac{\sum h}{V^2}, \quad (3.16)$$

где $\sum h$ – потери напора в трубопроводах и аппаратах насосной установки, м; V – подача насоса на сеть, м³/с,

$$b = \frac{11,345}{0,0025^2} = 1815200.$$

Уравнение характеристики трубопровода по формуле (3.15) будет иметь вид

$$H_{\text{тр}} = 22,98 + 1815200V_i^2. \quad (3.17)$$

Задаваясь различными значениями V , по формуле (3.17) рассчитаем соответствующие им значения напора $H_{\text{тр}} = f(V)$, полученные данные сведем в таблицу 3.2.

Таблица 3.2

Данные расчета

№ п/п	Расход жидкости		$H_{\text{ст}}, \text{ м}$	$\sum h, \text{ м}$	$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + \sum h, \text{ м}$
	м ³ /с	м ³ /ч			
1	0,000278	1	22,98	0,140	23,120
2	0,000556	2	22,98	0,561	23,541
3	0,000833	3	22,98	1,259	24,239
4	0,001111	4	22,98	2,241	25,221
5	0,001389	5	22,98	3,502	26,482
6	0,001667	6	22,98	5,044	28,024
7	0,001944	7	22,98	6,860	29,840
8	0,002222	8	22,98	8,962	31,942
9	0,002500	9	22,98	11,345	34,325
10	0,002778	10	22,98	14,008	36,988
11	0,003056	11	22,98	16,952	39,932

По данным таблицы 3.2 строим характеристику трубопровода $H_{\text{тр}} = f(V)$.

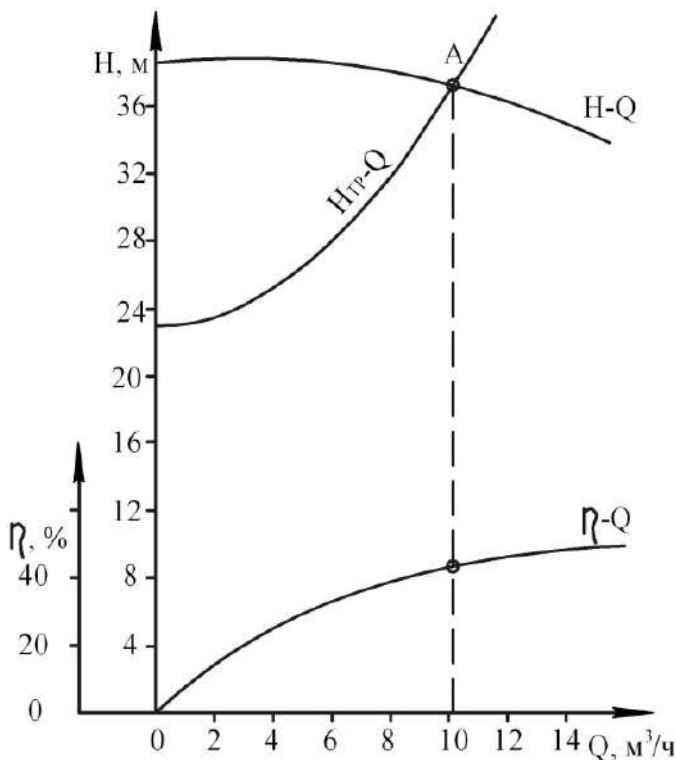


Рис. 3.5. Рабочие характеристики насоса ТР 32-380/2

Точка A пересечения $H = f(V)$ и $H_{\text{тр}} = f(V)$ (рис. 3.5) называется рабочей точкой насоса. Ей соответствует подача $V_a = 0,00286 \text{ м}^3/\text{с} = 10,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напор $H_a = 36,72 \text{ м}$, $\eta = 42,4\%$.

Мощность, потребляемая насосом при его работе на трубопровод:

$$N_t = \frac{\rho \cdot g \cdot V_A \cdot H_A}{1000 \cdot \eta_A} = \frac{1029,9 \cdot 9,81 \cdot 0,00286 \cdot 36,72}{1000 \cdot 0,424} = 2,503 \text{ кВт.}$$

Так как $V_A = 10,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ больше заданной подачи $V = 9 \text{ м}^3/\text{ч}$, то возможно отрегулировать работу насоса на сеть одним из способов: прикрытием задвижки на напорной линии (дресселированием); уменьшением частоты вращения вала рабочего колеса насоса и т. п.

Заключение

Выполнены тепловой, конструктивный и гидравлический расчеты теплообменника типа «труба в трубе» для охлаждения молока рассолом в схеме производства питьевого молока.

На основе ориентировочного, приближенного и уточненного расчетов коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи определена необходимая площадь теплопередающей поверхности теплообменника типа «труба в трубе» и выбран стандартизированный аппарат.

Конструктивный расчет определил необходимые для изготовления теплообменника элементы конструкции, а также материалы для его изготовления.

В гидравлическом расчете определены гидравлические сопротивления (затраты энергии на транспортирование молока) теплообменника, произведен расчет насосной установки, включающий в себя геометрический и гидравлический расчеты трубопроводов, выбран насос и проверены условия его работы на сеть.

Список использованной литературы

1. ГОСТ 22247-96 Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля.

2. *Касаткин, А. Г.* Основные процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. – М. : АльянС, 2014. – 752 с.

3. Каталог насосов фирмы «Grundfos». – URL: www.grundfos.ru.

4. *Лащинский, А. А.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справочник. / А. А. Лащинский, А. Р. Толчинский – М. : АльянС, 2013. – 752 с.

5. *Романков, П. Г.* Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии: примеры и задачи / П. Г. Романков, В. Ф. Фролов, О. М. Флисюк. – СПб. : Химиздат, 2010. – 544 с.

6. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию : учеб. пос. для студентов химико-технологических специальностей вузов / [Г. С. Борисов и др.] ; под ред. Ю. И. Дытнерского. – Москва : Альянс, 2017. – 496 с.

7. *Остриков, А. Н.* Расчет и проектирование теплообменников : учебник / А. Н. Остриков, А.В. Логинов, А. С. Попов [и др.]. – Воронеж : ВГТА, 2011. – 440 с.

2. *Павлов, К. Ф.* Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пос. для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. П. Г. Романкова. – М. : Альянс, 2016. – 576 с.

3. *Альтшуль, А. Д.* Примеры расчетов по гидравлике : учеб. пос. / А. Д. Альтшуль, В. И. Калицун, Ф. Г. Майрановский [и др.]. – М. : Альянс, 2013. – 256 с.

4. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты (основы механики жидкости и газа). Практикум : учеб. пос. / А. Н. Остриков, А. А. Смирных, И. Н. Болгова [и др.]. – Воронеж : ВГУИТ, 2018. – 231 с.

5. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты пищевых производств : учебник / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова [и др.] ; под ред. А. Н. Острикова. – СПб. : Проспект Науки, 2020. – 640 с.

6. ТУ 3612-014-00220302-99 Теплообменники «труба в трубе» (с изм. № 1–5).

Заключение

В число важнейших задач дисциплин группы «Процессы и аппараты» входит получение обучающимися практических навыков расчета и проектирования теплообменного оборудования. Умелое и правильное использование кинетических и балансовых уравнений позволяет принимать рациональные решения не только на стадиях разработки процессов и оборудования, но и в процессе его эксплуатации и управления.

Важным этапом образования является получение практических навыков принятия инженерных решений. Курсовое проектирование прививает и развивает практические навыки проектирования аппаратов, их эффективного использования и анализа состояния и динамики показателей качества работы аппаратов, разработки технической документации.

Поскольку в промышленности тепловые процессы являются одними из основных, то и в пособии даны принципиальные схемы теплового, конструктивного и гидравлического расчетов рекуперативных теплообменных аппаратов с различной формой теплопередающей поверхности, способы решения задач выбора конструкции и режима эксплуатации теплообменных аппаратов. Содержатся сведения по объему, содержанию и правилам оформления проектов. Приведены примеры расчета кожухотрубчатого конденсатора перегретых паров, двухсекционного пластичного охлаждения, барометрического конденсатора, комбинированного конденсатора-холодильника и теплообменника типа «труба в трубе». В примерах расчета продемонстрирована формула уточненного теплового расчета аппаратов с использованием большого количества расчетных уравнений и формул.

Хотя учебное пособие предназначено для использования обучающимися в курсовом проектировании, оно также представляет определенный интерес для инженерно-технических работников, занимающихся эксплуатацией и модернизацией существующего, а также разработкой новых видов оборудования для промышленности.

Библиографический список

1. *Альперт, Л. З.* Основы проектирования химических установок : учеб. пос. для хим. мех. спец. техникумов. – М. : Высшая школа, 1989. – 303 с.
2. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2001.
3. *Айнштейн, В. Г.* Процессы и аппараты химической технологии. Общий курс. В 2 кн. : учебник / В. Г. Айнштейн, М. К. Захаров, Г. А. Носов [и др.]. – СПб. : Лань, 2019.
4. *Бажан, П. И.* Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М. : Машиностроение, 1989. – 365 с.
5. *Баных, О. П.* Основные конструкции и тепловой расчет теплообменников : учеб. пос. – СПб. : СПбНИУ ИТМО, 2012. – 42 с.
6. *Барановский, Н. В.* Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребецкий. – М. : Машиностроение, 1973. – 288 с.
7. *Башта, Т. М.* Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.]. – М. : Альянс, 2015. – 423 с.
8. *Бородулин, Д. М.* Процессы и аппараты пищевых производств и биотехнологии : учеб. пос. / Д. М. Бородулин, М. Т. Шулбаева, Сафонова Е. А. [и др.]. – СПб. : Лань, 2019. – 292 с.
9. *Вихман, Г. Л.* Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов : учебник для вузов / Г. Л. Вихман, С. А. Круглов. – М. : Альянс, 2017. – 328 с.
10. *Гаврилов, Г. Б.* Справочник по переработке молочной сыворотки. Технологии, процессы и аппараты, мембранное оборудование / Г. Б. Гаврилов, А. Ю. Просеков, Э. Ф. Кравченко [и др.]. – СПб. : Профессия, 2015. – 176 с.
11. *Альтишуль, А. Д.* Гидравлика и аэродинамика : учебник для вузов по спец. «Теплогазоснабжение и вентиляция» /

А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М. : Стройиздат, 1987. – 413 с.

12. ГСССД 85-85. Таблицы стандартных справочных данных. Сталь инструментальная углеродистая и легированная. Упругие свойства. Модуль нормальной упругости при температурах 20...600 °С.

13. ГОСТ Р 55601-2013. Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования.

14. ГОСТ 34347-2017. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. Для емкостных аппаратов.

15. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.

16. ГОСТ 31842-2012 (ИСО 16812:2007). Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования.

17. ГОСТ Р ИСО 15547-1-2009. Нефтяная и газовая промышленность. Пластинчатые теплообменники. Технические требования (переиздание).

18. ГОСТ 15518-87. Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры (с изм. № 1).

19. ГОСТ 22247-96. Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля.

20. *Дытнерский, Ю. И.* Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. В 2 кн. Ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М. : Альянс, 2015. – 400 с.

21. *Иоффе, И. Л.* Проектирование процессов и аппаратов химической технологии : учебник. – М. : Альянс, 2015. – 352 с.

22. *Исаченко, В. П.* Теплопередача : учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.

23. *Касаткин, А. Г.* Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. – М. : Альянс, 2014. – 752 с.

24. *Кретов, И. Т.* Инженерные расчеты технологического оборудования предприятий бродильной промышленности / И. Т. Кретов, С. Т. Антипов, С. В. Шахов – М. : КолосС, 2013. – 391 с.

25. *Кретов, И. Т.* Технологическое оборудование предприятий бродильной промышленности : учебник / И. Т. Кретов, С. Т. Антипов. – Воронеж : Издательство государственного университета, 1997. – 624 с.

26. *Лацинский, А. А.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справочник / А. А. Лацинский, А. Р. Толчинский. – М. : Альянс, 2013. – 752 с.

27. *Мамченко, В. О.* Пластинчатые теплообменники в низкотемпературной технике и биотехнологических процессах : учеб. пособие / В. О. Мамченко, А. А. Малышев. – СПб. : НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. – 116 с.

28. *Романков, П. Г.* Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии : примеры и задачи / П. Г. Романков, В. Ф. Фролов, О. М. Флисюк. – СПб. : Химиздат, 2010. – 544 с.

29. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию : учеб. пос. для студентов химико-технологических специальностей вузов / [Г. С. Борисов и др.] ; под ред. Ю. И. Дытнерского. – М. : Альянс, 2017. – 496 с.

30. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты пищевых производств : учебник для вузов / А. Н. Остриков, О. В. Абрамов, А. В. Логинов. – СПб. : ГИОРД, 2012. – 616 с.

31. *Остриков, А. Н.* Расчет и проектирование теплообменников : учебник / А. Н. Остриков, А. В. Логинов, А. С. Попов [и др.]. – Воронеж : ВГТА, 2011. – 440 с.

32. *Павлов, К. Ф.* Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пос. для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. П. Г. Романкова – М. : Альянс, 2016. – 576 с.

33. *Альтшуль, А. Д.* Примеры расчетов по гидравлике : учеб. пос. / А. Д. Альтшуль, В. И. Калицун, Ф. Г. Майрановский [и др.]. – М. : Альянс, 2013. – 256 с.

34. *Остриков, А. Н.* Процессы и аппараты (основы механики жидкости и газа). Практикум : учеб. пос. / А. Н. Остриков,

А. А. Смирных, И. Н. Болгова [и др.]. – Воронеж : ВГУИТ, 2018. – 231 с.

35. Процессы и аппараты пищевых производств : учебник / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова [и др.] ; под ред. А. Н. Острикова. – СПб. : Проспект Науки, 2020. – 640 с.

36. Процессы и аппараты пищевой технологии : учеб. пос. / под ред. С. А. Бредихина. – СПб. : Лань, 2014. – 544 с.

37. СП 61.13330.2012 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003 (с изм. № 1).

38. Справочник по теплообменникам : пер. с англ. / под ред. О. Г. Мартыненко [и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 913 с.

39. *Тимонин, А. С.* Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : справочник. В 3 т. – Калуга : Издательство Н. Бочкаревой, 2002.

40. ТУ 3612-014-00220302-99 Теплообменники «труба в трубе» (с изм. № 1–5).

41. ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе (с изм. № 1–8).

42. ТУ 3612-023-00220302-01 Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с плавающей головкой, кожухотрубчатые с U-образными трубами и трубные пучки к ним (с изм. № 1–4).

43. *Цыганков, П. С.* Руководство по ректификации спирта / П. С. Цыганков, С. П. Цыганков. – М. : Пищепромиздат, 2001. – 400 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Физические свойства сухого воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	ρ , кг/м ³	$c \cdot 10^{-3}$, Дж/(кг·К)	$\lambda 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu 10^6$, Па·с	$\nu 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	0,699
50	1,083	1,005	2,83	19,6	17,95	0,698

Приложение Б

Зависимость физических свойств воды от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	ρ , кг/м ³	$c \cdot 10^{-3}$, кДж/(кг·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	P_v , кПа	Pr	$\sigma \cdot 10^2$, Н/м
0	1000	4,23	1790	1,79	55,1	0,61	13,7	75,6
10	1000	4,19	1310	1,31	57,5	1,23	9,52	74,2
20	998	4,19	1000	1,01	59,9	2,34	7,02	72,7
30	996	4,18	804	0,81	61,8	4,24	5,42	71,2
40	992	4,18	657	0,66	63,4	7,37	4,31	69,65
50	988	4,18	549	0,556	64,8	12,33	3,54	67,7
60	983	4,18	470	0,478	65,9	19,92	2,98	66,2
70	978	4,19	406	0,415	66,8	31,15	2,55	64,45
80	972	4,19	355	0,365	67,5	47,34	2,21	62,7
90	965	4,19	315	0,326	68,0	70,09	1,95	60,8
100	958	4,23	282	0,295	68,3	101,31	1,75	58,9
110	951	4,23	256	0,268	68,5	14332	1,58	56,9
120	943	4,23	231	0,244	68,6	198,65	1,43	54,9

Водяной пар в состоянии насыщения (по давлению) [34]

P , кПа	t , °C	r , кДж/кг	ρ , кг/м ³	P , кПа	t , °C	r , кДж/кг	ρ , кг/м ³
1	2	3	4	5	6	7	8
100	99,63	2675,7	0,6832	290	132,39	2723,9	1,5996
110	102,32	2680,0	0,6465	300	133,54	2725,5	1,6505
120	104,81	2683,8	0,6995	310	134,66	2727,0	1,7000
130	107,13	2687,4	0,7555	320	135,76	2728,4	1,7525
140	109,32	2690,8	0,8088	330	136,82	2729,8	1,8049
150	111,37	2693,9	0,8632	340	137,86	2731,2	1,8563
160	113,32	2696,8	0,9171	350	138,88	2732,5	1,9067
170	115,17	2699,3	0,9688	360	139,87	2733,8	1,9556
180	116,93	2702,1	1,0239	370	140,84	2735,0	2,0084
190	118,62	2704,6	1,0767	380	141,79	2736,2	2,0608
200	120,23	2706,9	1,1280	390	142,72	2737,4	2,1121
210	121,78	2709,2	1,1826	400	143,62	2738,5	2,1618
220	123,27	2711,3	1,2351	410	144,52	2739,7	2,2115
230	124,71	2713,3	1,2858	420	145,39	2740,7	2,2618
240	126,09	2715,3	1,3392	430	146,25	2741,8	2,3143
250	127,43	2717,2	1,3922	440	147,09	2742,8	2,3655
260	128,72	2719,0	1,4433	450	147,92	2743,8	2,4161
270	129,98	2720,7	1,4932	460	148,73	2744,8	2,4655
280	131,20	2722,3	1,5470	470	149,93	2745,8	2,5387

Теплофизические характеристики сахарных растворов [34]

Концентрация, мас. %	t , °C	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	C_p , кДж/(кг·К)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
1	2	3	4	5	6	7
20	50	1068	0,5706	3760	0,9065	6,38
	60	1063	0,5809	3775	0,7605	5,26
	70	1059	0,5893	3790	0,6420	4,37
	80	1054	0,5965	3805	0,5610	3,76
30	50	1113	0,5368	3546	1,282	9,71
	60	1108	0,5458	3568	1,082	7,84
	70	1103	0,5536	3591	0,9063	6,49
	80	1098	0,5604	3614	0,7750	5,48
40	50	1162	0,502	3333	2,140	16,52
	60	1157	0,510	3363	1,701	12,97
	70	1152	0,518	3393	1,389	10,48
	80	1146	0,524	3423	1,153	8,62

Продолжение прил. Г

1	2	3	4	5	6	7
50	50	1215	0,468	3119	4,173	33,82
	60	1210	0,475	3157	3,148	25,30
	70	1205	0,482	3195	2,442	19,47
	80	1199	0,488	3232	1,956	15,50
60	50	1326	0,433	2906	11,02	93,90
	60	1321	0,440	2951	7,63	64,75
	70	1316	0,447	2996	5,54	46,82
	80	1310	0,452	3041	4,15	34,98

Приложение Д

Основные физические свойства молока [34]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$C, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	Pr	$\sigma \cdot 10^3, \text{Н/м}$
5	1032,6	0,486	3868	3,02	30,2	47
10	1031,7	0,489	3870	2,52	20,0	45
15	1030,7	0,492	3880	2,14	16,9	45
20	1028,7	0,495	3890	1,82	14,3	43
30	1024,8	0,500	3900	1,35	10,6	42
40	1020,9	0,506	3910	1,10	8,5	42
50	1015,9	0,516	3870	0,87	6,5	42
60	1011,1	0,518	3850	0,72	5,35	42
70	1005,2	0,524	3850	0,63	4,65	42
80	1000,3	0,530	3850	0,58	4,2	42
90	999	0,531	3850	0,56	4,07	42
100	887	0,542	3850	0,54	3,84	42

Приложение Е

Основные физические свойства сливок (жирность 35%) [34]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$C, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	Pr
5	1002,2	0,286	3260	8	910,0
10	1002,2	0,295	3670	4	495,0
15	996,9	0,305	4100	1,75	264,0
20	993,9	0,317	4000	1,2	151,0
30	988	0,324	3840	0,7	83,0
40	983	0,333	3560	0,45	48,0
50	980	0,345	3550	0,26	26,7
60	974	0,358	3580	0,255	25,5
70	965	0,381	3580	0,25	23,5
80	962	0,397	3580	0,25	22,6
90	960	0,395	3580	0,248	22,5
100	960	0,395	3580	0,245	22,2

Приложение Ж

**Основные физические свойства рассола
(концентрация NaCl = 22,5%, температура замерзания 253 К) [34]**

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$C, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\mu \cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
5	1170	0,56	3330	2,46	2,10	14,7
0	1181	0,54	3330	2,98	2,52	18,4
-5	1183	0,523	3329	3,66	3,08	23,4
-10	1185	0,505	3328	4,57	3,86	30,1
-15	1187	0,49	3322	5,61	4,73	38,2
-20	1188	0,476	3320	6,85	5,77	47,5

Приложение З

Основные физические свойства сула [24, 25]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\mu \cdot 10^2, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$C, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
5	1046,4	0,2890	0,503	3807
10	1046,1	0,2520	0,518	3791
20	1044,1	0,1860	0,549	3758
30	1041,0	0,1528	0,580	3726
40	1037,8	0,1196	0,583	3821
50	1033,3	0,1046	0,586	3915
60	1028,8	0,0895	0,602	3919
70	1023,6	0,0769	0,616	3931
75	1022,6	0,0721	0,622	3938
80	1020,0	0,0673	0,628	3944
90	1015,0	0,0577	0,620	3961

Приложение И

Соотношение массовых и объемных концентраций смеси этанол – вода [43]

Объемная концентрация, %	Массовая концентрация, %	Объемная концентрация, %	Массовая концентрация, %	Объемная концентрация, %	Массовая концентрация, %
1	2	3	4	5	6
0	0,00	34	28,04	68	60,27
1	0,79	35	28,91	69	61,33
2	1,59	36	29,78	70	62,39
3	2,38	37	30,65	71	63,46
4	3,18	38	31,53	72	64,54
5	3,98	39	32,41	73	65,63
6	4,78	40	33,30	74	66,72
7	5,59	41	34,19	75	67,83

Продолжение прил. II

Объемная концентрация, %	Массовая концентрация, %	Объемная концентрация, %	Массовая концентрация, %	Объемная концентрация, %	Массовая концентрация, %
8	6,40	42	35,09	76	68,94
9	7,20	43	35,99	77	70,06
10	8,01	44	36,89	78	71,19
11	8,83	45	37,80	79	72,33
12	9,64	46	38,72	80	73,48
13	10,46	47	39,69	81	74,64
14	11,27	48	40,56	82	75,81
15	12,09	49	41,49	83	77,00
16	12,91	50	42,43	84	78,19
17	13,74	51	43,37	85	79,40
18	14,56	52	44,31	86	80,62
19	15,39	53	45,26	87	81,86
20	16,21	54	46,22	88	83,11
21	17,04	55	47,18	89	84,38
22	17,88	56	48,15	90	85,66
23	18,71	57	49,13	91	86,97
24	19,54	58	50,11	92	88,29
25	20,38	59	51,10	93	89,63
26	21,22	60	52,09	94	91,00
27	22,06	61	53,09	95	92,41
28	22,91	62	54,09	96	93,84
29	23,76	63	55,11	97	95,30
30	24,61	64	56,13	98	96,81
31	25,46	65	57,15	99	98,38
32	26,32	66	58,19	100	100,00
33	27,18	67	59,23		

Приложение К

Удельная теплота парообразования и температура кипения смеси этанол – вода при давлении $1,01 \cdot 10^5$ Па [43]

Концентрация этанола, мас. %	0	10	20	30	40	50
t , °C	100,1	99,0	97,6	96,0	94,0	91,4
r , кДж/кг	2257	2114	1972	1834	1691	1553
Концентрация этанола, мас. %	60	70	80	90	100	
t , °C	88,5	84,8	80,6	78,9	78,3	
r , кДж/кг	1415	1277	1143	996	854	

**Плотность насыщенного пара смеси этанол – вода
при различных значениях давления [43]**

Конц., мас. %	60	65	70	75	80	85	90	95	100
1 атм									
ρ , кг/м ³	0,976	1,025	1,085	1,145	1,214	1,295	1,380	1,480	1,598
1,05 атм									
ρ , кг/м ³	1,015	1,067	1,125	1,196	1,269	1,354	1,448	1,557	1,675
1,1 атм									
ρ , кг/м ³	1,050	1,109	1,176	1,247	1,326	1,418	1,520	1,632	1,750
1,2 атм									
ρ , кг/м ³	1,125	1,190	1,258	1,340	1,430	1,535	1,650	1,775	1,910

Основные физические свойства смеси этанол – вода [43]

t , °C	40	50	60	70	80	100
Конц., мас. %	Плотность, ρ , кг/м ³					
100	772		754		735	716
80	828		813		797	783
60	878		864		849	835
	Динамический коэффициент вязкости, $\mu \cdot 10^3$, Па·с					
100	0,825	0,701	0,591		0,435	0,326
80	1,200	0,970	0,790		0,570	0,520
60	1,450	1,130	0,900		0,600	0,450
	Удельная теплоемкость, C , Дж/(кг·K)					
100	2715		2967		3222	3515
80	3016		3226		3436	3645
60	3310		3478		3603	3771
	Теплопроводность, λ , Вт/(м·K)					
100	0,167		0,165		0,164	0,161
80	0,254		0,287		0,319	0,348
60	0,313		0,346		0,378	0,406
	Число Прандтля, Pr					
100	13,3	12,1	10,9	10,1	9,6	
80	18,1	14,9	12,9	11,3	10,6	
60	19,2	15,0	12,4	10,6	9,6	
	Коэффициент объемного расширения, $\beta \cdot 10^3$, K ⁻¹					
	1,13		1,22		1,33	1,44

**Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные и горячекатаные.
Сортамент согласно ГОСТ 8732-78, 8734-75, 9940-81, 9941-81**

Размер, мм	Мат.	Размер, мм	Мат.	Размер, мм	Мат.	Размер, мм	Мат.
14x2	У,Н	38x2	У,Н	80x4	У,Н	159x3	У+
14x2,5	Н	38x3	Н	80x5	У,Н	159x6	Н+
14x3	У	38x4	У	39x4	У+	159x7	У+
16x2	У	45x3,5	Н	89x4,5	Н+	194x6	У+
18x2	У,Н	45x4	У	89x6	У+	194x10	У+
18x3	У,Н	48x3	Н	95x4	У,Н	219x6	У+
20x2	Н	48x4	У	95x5	У	119x8	У+
20x2,5	У	56x3,5	Н	108x4	У+	245x7	У+
22x2	У,Н	57x2,5	У+	108x5	У+	245x10	У+
22x3	У	57x3,5	У+	108x6	Н+	273x10	У+
25x2	У,Н	57x4	У+	133x4	У+	325x10	У+
25x3	У	70x3	Н	133x6	Н+	325x12	У+
32x3	Н	70x3,5	У	133x7	У+	377x10	У+
32x3,5	У	76x4	У+	159x4,5	У+	426x11	У+

Примечание. В графе «Размер» даны наружный диаметр трубы и толщина ее стенки; в графе «Мат.» – материал трубы: У – углеродистая, Н – нержавеющая сталь. Типоразмеры, отмеченные значком (+), отвечают горячекатаным (горячедеформированным) трубам, остальные – холоднодеформированным (холоднодеформированным) трубам.

Трубы и обечайки, наиболее часто используемые в промышленности

Трубы d/d_n , мм: 10/14; 15/18; 20/25; 25/32; 32/38; 40/45; 50/57; 70/76; 80/89; 100/108; 125/133; 150/159; 200/219; 250/273; 300/325; 350/377; 400/426.

Обечайки D , мм: 400; (450); 500; (550); 600; (650); 700; 800; 900; 1000; 1100; 1200; (1300); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; 2200; 2400; 2600; 2800; 3000.

Основные параметры насосов

Тип насоса	Подача Q , м ³ /с	Напор H , м	n , об/с	КПД	Мощность двигателя N , кВт
Центробежные					
X2/25	$0,42 \cdot 10^{-3}$	25	50		1,1
X8/18	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,3–18	48,3	0,4	3
X8/30	$2,4 \cdot 10^{-3}$	17,7–30	48,3	0,5	4
X20/18	$5,5 \cdot 10^{-3}$	10,5–18	48,3	0,6	3
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	18–31	48,3	0,55	5,5
X20/53	$5,5 \cdot 10^{-3}$	34,4–53	48,3	0,5	13
X45/21	0,0125	13,5–21	48,3	0,6	10
X45/31	0,0125	19,8–31	48,3	0,6	13
X45/54	0,0125	32,6–54	48,3	0,6	17–30
X90/19	0,025	13–19	48,3	0,7	10–17
X90/33	0,025	25–33	48,3	0,7	17–30
X90/49	0,025	31,4–49	48,3	0,7	22–40
X90/85	0,025	56–85	48,3	0,65	40–75
X160/29,2	0,045	20–29	48,3	0,65	30–40
K160/49/2	0,045	33–49	48,3	0,75	40–75
XI60/29	0,045	29	24,15	0,6	40
X280/29	0,080	21–29	124,15	0,7	40–75
X280/42	0,080	29,6–42	124,15	0,7	125–200
X280/72	0,080	51–72	24,15	1 0,8	55–75
X500/25	1,500	19–25	16	0,7	125–160
X500/37	1,500	25–37	16	0,7	125–160
Вихревые насосы					
BC-0,5/18	$(0,4-0,58) \cdot 10^{-3}$	24–12	24,15	0,38	-
BK-1/16	$(0,8-1,06) \cdot 10^{-3}$	22–14	24,15	0,25	-
Ж-1,25/25	$(1,1-1,4) \cdot 10^{-3}$	29–21	24,15	0,27	-
Плунжерные насосы с регулируемой подачей					
НД-630/10	$1,75 \cdot 10^{-4}$	100	25	0,76	1,1
НД-1000/10	$2,78 \cdot 10^{-4}$	100	25	0,76	2,2
НД-1660/10	$4,45 \cdot 10^{-4}$	100	25	0,82	3
НД-2500/10	$6,95 \cdot 10^{-4}$	100	25	0,82	3
ДК-64	$1,75 \cdot 10^{-4}$	630	25	0,82	3
СТр-10/100	$2,78 \cdot 10^{-4}$	1000	25	0,82	55

Параметры центробежных вентиляторов и газодувок

Вентилятор, газодувка	Подача Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Давление Δp , Па	n , об/с	Мощность дви- гателя N , кВт	КПД, %
ВЦ14-16-5К-02	3,67–5,55	2360–2550	24,1	13–22	0,71
ВЦ14-16-8К-02	5,28–7,78	1770–1870	16,15	13–22	0,73
ВЦ14-16-10К-02	6,94–11,95	2450–2750	16	30–55	0,70
ВЦ12-49-8-01	12,5–18	5500–5700	24,15	110–1600	0,68
ЦП-40-8К	1,39–6,95	1470–3820	26,65		0,61
Ц1-181,5	0,05	618	46,7		-
Ц1-354	0,098	967	46,7		-
Ц1-690	0,192	1500	46,7		-
Ц1-1000	0,278	1110	46,7		-
Ц1-1450	0,402	245Q	46,7		-
Ц1-2070	0,575	1280	46,7		-
Ц1-4030	1,120	2840	46,7		-
Ц1-8500	2,360	3280	46,7		
ТВ-25-1	0,833	10000	48,3	22	
ТВ-100-12	1,67	12000	48,3	40	
ТВ-150-12	2,54	12000	48,3	55	
ТВ-200-12	3,33	12000	48,3	75	
ТВ-250-12	4,16	12000	48,3	100	
ТВ-350-06	5,86	6000	48,3	55	
ТВ-450-1,08	7,5	8000	49,5	125	
ТВ-500-1,08	8,33	8000	50	132	
ТВ-600-1,1	10	10000	49,4	200	
РГН-1200А	0,167	30000	16,7	13	
2А-34	0,630	80000	25	75	
ТВ-42-1,4	1	40000	48,3	55	
ТВ-50-1,6	1	60000	49,3	100	
ТВ-80-1,2	1,67	20000	48,3	55	
ТГ-170-1,1	2,86	28000	49,3	100	
ТГ-300-1,18	5	18000	50	160	

Теплообменник КЖТ

Холодильник-конденсатор 5.11

*Александр Николаевич ОСТРИКОВ,
Инэсса Николаевна БОЛГОВА,
Екатерина Юрьевна ЖЕЛТОУХОВА,
Максим Васильевич КОПЫЛОВ,
Анастасия Викторовна ТЕРЕХИНА*

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Учебное пособие

Под редакцией А. Н. Острикова

Издание второе, исправленное и дополненное

Редакция естественнонаучной литературы
Ответственный редактор *Н. А. Кривилёва*
Корректор *Л. Ю. Киреева*
Выпускающий *Т. А. Быченкова*

ЛР № 065466 от 21.10.97
Гигиенический сертификат 78.01.10.953.П.1028
от 14.04.2016 г., выдан ЦГСЭН в СПб

Издательство «ЛАНЬ»
lan@lanbook.ru; www.lanbook.com;
196105, Санкт-Петербург, пр. Юрия Гагарина, 1, лит. А.
Тел.: (812) 412-92-72, 336-25-09.
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

Подписано в печать 09.07.21.
Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 60×90 ¹/₁₆.
Печать офсетная. Усл. п. л. 23,25. Тираж 30 экз.

Заказ № 787-21.

Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета
в АО «Т8 Издательские технологии».
109316, г. Москва, Волгоградский пр., д. 42, к. 5.