

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»**
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра промышленной теплоэнергетики

ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Выполнение курсовой работы

Методические указания для студентов всех форм обучения
по направлению подготовки
13.03.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Составители:
В. Н. Белоусов
С. Н. Смородин
А. Н. Иванов

Санкт-Петербург
2026

Утверждено
на заседании кафедры ПТЭ
19.01.2026 г., протокол № 5

Рецензент В. Г. Злобин

Методические указания соответствуют программам и учебным планам дисциплины «Тепломассообменное оборудование теплоэнергетических предприятий» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». В методических указаниях рассматриваются основы расчета процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах. Приводятся теоретические основы и порядок расчета.

Методические указания предназначены для бакалавров очной и заочной форм обучения.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве
методических указаний

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 25.03.2026 г. Рег.№ 5087/26

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. Этапы конструкторского расчета теплообменных аппаратов	6
2. Расчет парожидкостных теплообменных аппаратов	11
3. Расчет вертикального подогревателя сетевой воды (ПСВ) с прямыми вертикальными трубками	15
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	31
ПРИЛОЖЕНИЕ	32

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной рабочей среды к другой. При этом процессы могут происходить как без изменения агрегатного состояния сред, так и с изменением.

Сфера использования теплообменников очень обширна. Эти аппараты применяются в различных отраслях промышленности. Теплообменное оборудование используется на тепловых и атомных электростанциях для увеличения коэффициента их полезного действия, а также для получения воды для горячего водоснабжения и отопления.

С помощью теплообменного оборудования можно улучшить не только экономические, но и эксплуатационные характеристики. Теплообменники используются для обогрева воздуха в разных помещениях, в том числе и помещениях промышленного назначения. Кроме промышленной теплоэнергетики, использование теплообменников востребовано и в других отраслях: химической, газодобывающей, нефтеперерабатывающей и пр.

Теплообменные аппараты можно условно разделить на три группы.

Первую группу, предназначенную для *увеличения экономичности энергетического оборудования*, составляют элементы паровых котлов, тепловых двигателей, компрессорных машин, тепловых электростанций, установки по использованию вторичных энергоресурсов.

Вторая группа, предназначенная для *повышения надежности энергетического оборудования*, включает в себя различного рода деаэраторы, испарители, подогреватели.

К третьей группе, предназначенной для *обеспечения технологических процессов*, относятся выпарные, вентиляционные и сушильные установки, скрубберы, аппараты криогенной техники и химических производств.

Учитывая широкий диапазон применения и важность выполняемых функций, теплообменные аппараты должны соответствовать следующим основным требованиям:

- обеспечивать передачу требуемого количества теплоты с получением необходимых конечных температур теплоносителей, наивысшего коэффициента теплопередачи при наименьшем гидравлическом сопротивлении;
- обладать определенной пропускной способностью для каждой из рабочих сред при заданном уровне гидравлических сопротивлений;
- быть надежными в эксплуатации при заданных параметрах рабочих сред;
- конструкция должна предусматривать возможность осмотра поверхности теплообмена и доступность для ее периодической очистки и ремонта;
- иметь как можно меньшие габариты и металлоемкость;
- унификация деталей и узлов и т. д.

Создание современных конструкций теплообменных аппаратов должно соответствовать требованиям эргономики и технической эстетики, позволяющим наиболее полно удовлетворять запросы обслуживающего персонала, максимально обеспечивать благоприятные условия эксплуатации.

Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам:

- назначение;
- способ передачи теплоты;
- направление и характер движения рабочих сред;
- характер температурного режима;
- температурный уровень;
- конструктивное оформление и пр.

В программу обучения студентов по специальности «Промышленная теплоэнергетика» входит обязательный курс «Тепломассообмен», который является одним из основных, а продолжением этой дисциплины является курс «Тепломассообменное оборудование теплоэнергетических предприятий».

В программу обучения, наряду с лекциями, лабораторными работами и практическими занятиями, входит выполнение курсовой работы, целью которой является приобретение практических навыков по расчету различных теплообменников.

Текстовая часть курсовой работы оформляется в соответствии с методическими рекомендациями «Оформление текстовой части курсовой работы и курсового проекта. Краткая выписка из ГОСТ 7.32-2017 «Отчет о научно- исследовательской работе. Структура и правила оформления», которые доступны по ссылке <http://nizrp.narod.ru/recomedation.pdf>.

1. ЭТАПЫ КОНСТРУКТОРСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В практике расчета и проектирования теплообменных аппаратов принято различать *конструкторский* и *поверочный* тепловые расчеты.

Поверочный тепловой расчет выполняется в том случае, когда конструкция аппарата и величина поверхности его нагрева известны. Целью расчета является определение *тепловой нагрузки*, которую способен передать теплообменный аппарат, и *конечных температур рабочих сред* при известных начальных параметрах теплоносителей.

Цель *конструкторского расчета* является определение требуемой величины *поверхности теплообмена* для обеспечения заданной тепловой нагрузки аппарата, его *габаритных, гидравлических и прочностных* характеристик.

Основными этапами конструкторского расчета тепломассообменного оборудования являются: *тепловой, конструктивный, гидравлический (аэродинамический) и прочностной (механический)*.

Тепловой расчет выполняется с целью определения *требуемой поверхности нагрева* (из уравнения теплопередачи):

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2, \quad (1.1)$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата (теплопроизводительность, тепловая мощность), Вт; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); Δt_{cp} – средний температурный напор, °C.

Тепловая нагрузка аппарата определяется, как правило, по стороне нагреваемой среды и представляет собой правую часть уравнения теплового баланса:

$$Q = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2). \quad (1.2)$$

Для процессов, протекающих с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей, уравнение имеет вид:

$$D \cdot r \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2). \quad (1.3)$$

В этих уравнениях G_1, G_2, D – массовый расход греющей и нагреваемой среды и греющего пара, кг/с; C_{p1} и C_{p2} – теплоемкости рабочих сред, Дж/(кг·°C); t'_1, t''_1 и t'_2, t''_2 – температуры греющей и нагреваемой сред на входе и выходе, °C; $r = (i'' - i')$ – скрытая (удельная) теплота парообразования, или конденсации, Дж/кг; i'' и i' – теплосодержание насыщенного пара и конденсата, Дж/кг; η – коэффициент использования, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Из уравнения теплового баланса, кроме тепловой нагрузки, обычно определяется расход греющей среды G_1 или пара D .

Коэффициент теплопередачи в общем случае рассчитывается с учетом всех термических сопротивлений:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (1.4)$$

где δ – толщина стенки, м; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°С); α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде, Вт/(м²·°С).

Средний температурный напор определяется в зависимости от схемы движения теплоносителей.

Исключение составляют случаи, когда температура одного из теплоносителей *постоянна* (при фазовых превращениях) или *водяной эквивалент* $W = G \cdot C_p$ одного из теплоносителей значительно больше другого (например, в маслоохладителе $G_1 \cdot C_{p1} \ll G_2 \cdot C_{p2}$). В этих случаях направление движения теплоносителей не влияет на величину температурного напора.

Основные схемы движения приведены на рисунке 1.1.

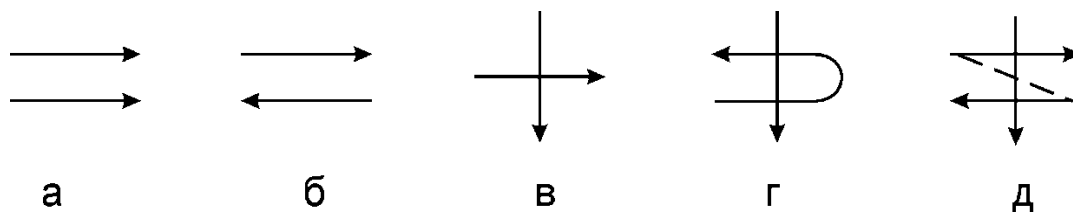


Рисунок 1.1. Схемы движения теплоносителей:

а – прямоток; *б* – противоток; *в* – однократный перекрестный ток;
г – С-перекрест; *д* – Z-перекрест

Схема С-перекреста (рис. 1.1, г) может быть многократной и приближаться к противотоку или прямотоку.

Характер изменения температур для отдельных случаев представлен на рисунке 1.2.

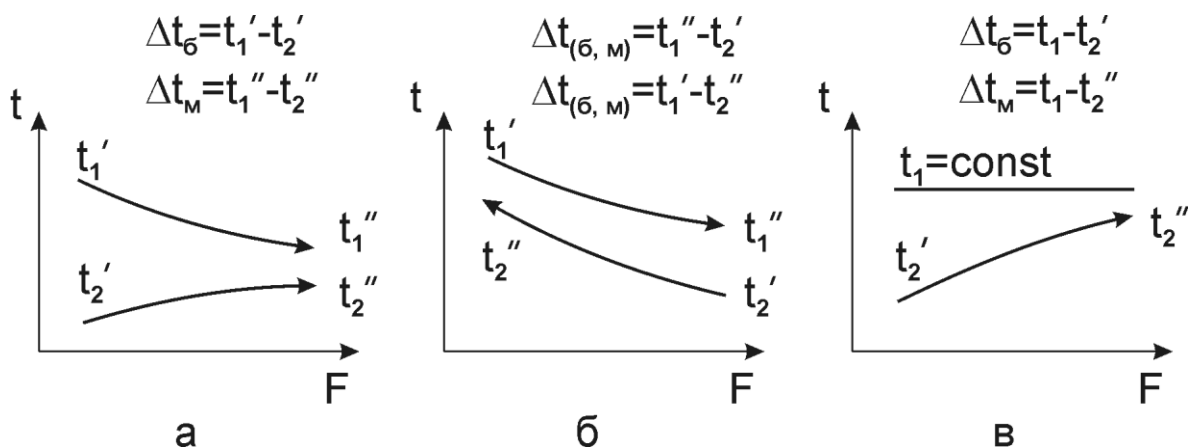


Рисунок 1.2. Характер изменения температур теплоносителей:

а – прямоток; *б* – противоток; индексы «б» (большой) и «м» (меньший) присваиваются соответствующим Δt после вычисления численных значений; *в* – при постоянной температуре одного из теплоносителей (фазовый переход)

Расчетные формулы достаточно точно позволяют определить температурный напор для прямоточной и противоточной схем движения. При этом Δt_{cp} рассчитывается либо как среднелогарифмический, либо как среднеарифметический.

При $\Delta t_m / \Delta t_{\delta} \geq 0,6$ погрешность расчета не превышает 4 % и Δt_{cp} может быть рассчитан как среднеарифметический

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.5)$$

При $\Delta t_m / \Delta t_{\delta} < 0,6$ температурный напор Δt_{cp} необходимо рассчитывать как среднелогарифмический (более точный)

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.6)$$

Для остальных схем движения Δt_{cp} рассчитывается с учетом поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$, где

$$P = \delta t_m / \delta t_{max}, R = \delta t_{\delta} / \delta t_m \quad (1.7)$$

– безразмерные комплексы: δt_{δ} и δt_m – больший и меньший температурный перепад греющего и нагреваемого теплоносителей $\delta t_1 = t'_1 - t''_1$, $\delta t_2 = t''_2 - t'_2$, соответственно, $\delta t_{max} = t'_1 - t'_2$ – максимальная разность температур теплоносителей.

Значение $\varepsilon_{\Delta t}$ определяется по номограмме (график П.8) и подставляется в качестве множителя в выражение (1.6).

Противоточная схема является наиболее эффективной, так как при этом Δt_{cp} имеет наибольшее значение, а температура нагреваемой среды на выходе может превышать выходную температуру греющей среды (на рисунке 1.2 б – $t''_2 > t'_1$).

Конструктивный расчет выполняется после теплового расчета и заключается в оформлении расчетной величины поверхности нагрева в конкретную конструкцию с определением основных габаритных размеров теплообменного аппарата, его отдельных узлов и элементов. Методика выполнения расчета весьма разнообразна и зависит от типа аппарата и его назначения. Общим является определение проходного сечения для обеспечения принятой скорости теплоносителей, которое рассчитывается из уравнения расхода:

$$G = f_{пр.с.} \cdot W \cdot \rho, \text{ кг/с}, \quad (1.8)$$

где $f_{пр.с.}$ – проходное сечение, м²; W – скорость теплоносителя, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Гидравлический расчет производится с целью определения *потерь напора* при движении теплоносителей и *затрат мощности* на преодоление сопротивления.

Общие потери напора ΔP_o складываются из потерь на *трение* $\Delta P_{тр}$ и *местные сопротивления* ΔP_m .

Потери напора на трение при продольном течении рассчитываются по формуле Дарси

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \text{ Па}, \quad (1.9)$$

где ξ – коэффициент сопротивления трению; l – длина пути теплоносителя, м; d – определяющий размер, м; ρ и W – плотность среды, кг/м³, скорость среды, м/с.

Коэффициент сопротивления трению определяется в зависимости от режима течения среды и степени шероховатости поверхности канала (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Формулы для расчета коэффициента сопротивления трению

Область	Интервал чисел Re	Закон	Формула
1	до 10^3	Пуазейля	$\frac{A}{Re}$
2	от $3 \cdot 10^3$ до 10^5	Блазиуса	$\frac{0,3164}{Re^{0,25}}$
3	выше 10^5	Никурадзе	$0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}$
4	граница к-к $Re_{\text{крит}} = 100 \cdot \frac{r}{\delta}$	квадратичный	$\frac{0,1}{(r/\delta)^{0,25}}$

Примечания: A – коэффициент, учитывающий форму канала и численно равный: для круглых труб – 64, для треугольника – 53, для квадрата – 57, для прямоугольника – 71, для кольцевой щели – 96; r – радиус трубы, δ – высота выступа шероховатости.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{\text{м}} = \Sigma \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \text{ Па}, \quad (1.10)$$

где $\Sigma \psi_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений для характерных элементов различных теплообменных аппаратов приведены в таблице 1.2.

Потери напора при поперечном обтекании трубных пучков и пластинчатых поверхностей нагрева рассчитываются по соответствующим критериальным зависимостям [1].

Затраты мощности на преодоление сопротивления определяются из выражения

$$N = \frac{G \cdot \Delta P_o}{\rho \cdot \eta}, \text{ Вт}, \quad (1.11)$$

где η – коэффициент полезного действия нагнетателя.

Таблица 1.2. Коэффициенты местных сопротивлений для отдельных элементов теплообменных аппаратов

№ п/п	Элемент	ψ
1,2	Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
3,4	Вход в трубное пространство или выход из него	1,0
5	Поворот на 180° между ходами через промежуточную камеру	2,5
6	То же через колено в секционных подогревателях	2,0
7	Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему пространству	1,5
8	Переход из одной секции в другую (межтрубный поток)	2,5
9	Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
10	Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5
11	Поворот на 180° в U-образной трубке	0,5
12	Поворот на 90° в коллекторе	0,5
13	Круглые змеевики (спирали) при числе змеевиков (спиралей) n	$0,5 \cdot n$

Расчет на прочность осуществляется по двум методикам: по предельным напряжениям и по предельным нагрузкам.

В первом случае пределом несущей способности конструкции считается достижение любым сечением какой-либо ее детали предела текучести, т.е. начала пластической деформации. Во втором – за опасное принимают напряжение, вызывающее общую пластическую деформацию всего нагруженного узла. Величина максимально допускаемой силы при расчете по предельным нагрузкам всегда больше, чем при расчете по предельным напряжениям.

Методика расчета отдельных элементов теплообменников приведена в [1].

2. РАСЧЕТ ПАРОЖИДКОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В парожидкостных аппаратах греющей средой является пар, нагреваемой – жидкость. Они широко применяются на тепловых электрических станциях и отопительных котельных в качестве подогревателей питательной воды котлов, конденсаторов, сетевых подогревателей воды в системах отопления и горячего водоснабжения, для подогрева жидкого топлива, а также используются в химической, пищевой, целлюлозно-бумажной и других отраслях промышленности для подогрева различных жидкостей и растворов в теплотехнологических процессах производства.

На рисунке 2.1 приведена принципиальная схема установки подогревателей питательной воды котлоагрегата, работающего в блоке с конденсационной паровой турбиной.

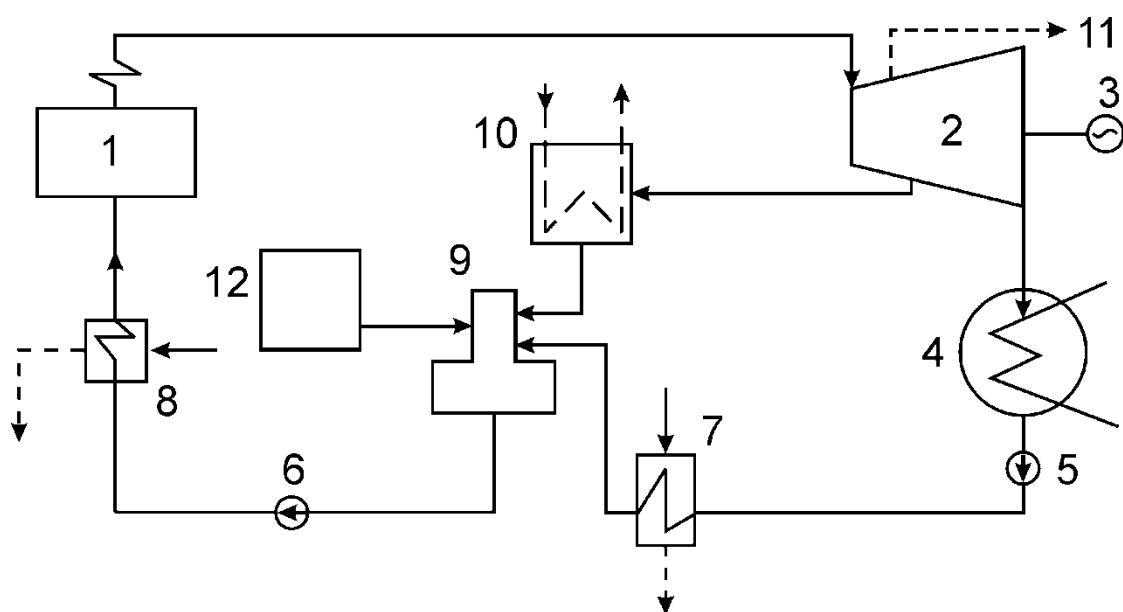


Рисунок 2.1. Схема ТЭЦ с конденсационной турбиной:

1 – паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – конденсатный насос; 6 – питательный насос; 7 – ПНД; 8 – ПВД; 9 – деаэратор; 10 – подогреватель сетевой воды; 11 – промышленный отбор пара; 12 – водоподготовительная установка

В рамках выполнения курсовой работы производится расчет парожидкостного теплообменника низкого давления.

Номер варианта выбирается по списку группы или по заданию преподавателя. Исходные данные приведены в таблице 2.1.

Курсовая работа включает в себя четыре части:

- тепловой расчет;
- конструктивный расчет;
- гидравлический расчет;
- расчет на прочность.

По заданию преподавателя выбирается одно из трех конструктивных исполнений теплообменника в зависимости от расположения трубок:

- горизонтальные;
- прямые вертикальные;
- вертикальные U-образные.

Материал трубок: латунь или сталь.

Диаметр трубок:

- нечетные варианты $d_n/d_{вн} = 19/17$ мм;
- четные варианты $d_n/d_{вн} = 18/16$ мм.

Таблица 2.1. Исходные данные к расчету пароводяного теплообменника

№	Расход воды	Температура воды на входе	Температура воды на выходе	Давление пара	Давление воды
	G_v ; т/ч	t_1 ; °C	t_2 ; °C	P_p ; МПа	P_v ; МПа
1	50	70	95	0,6	1,6
2	75	70	95	0,7	1,7
3	100	70	95	0,8	1,8
4	125	70	95	0,6	1,9
5	150	70	95	0,9	2,0
6	175	70	100	1,0	2,1
7	200	70	100	0,7	2,2
8	225	70	100	1,1	2,3
9	250	70	100	1,2	2,4
10	275	70	100	1,0	2,5
11	300	70	105	1,2	1,6
12	325	70	105	1,1	1,7
13	350	70	105	1,0	1,8
14	375	70	105	0,7	1,9
15	400	70	105	0,8	2,0
16	425	70	110	0,9	2,1
17	450	70	110	1,0	2,2
18	475	70	110	1,1	2,3
19	500	70	110	1,2	2,4
20	450	70	110	0,9	2,5
21	400	70	115	0,6	1,6
22	350	70	115	0,7	1,7
23	300	70	115	0,8	1,8
24	250	70	115	1,0	1,9
25	200	70	115	0,8	2,0
26	150	70	120	0,9	2,1
27	100	70	120	1,0	2,2
28	200	70	120	1,1	2,3
29	300	70	120	1,2	2,4
30	400	70	120	1,0	2,5
31	500	70	125	0,9	1,6

Продолжение табл. 2.1

№	Расход воды	Температура воды на входе	Температура воды на выходе	Давление пара	Давление воды
	G_B ; т/ч	t_1 ; °C	t_2 ; °C	$P_{п}$; МПа	P_B ; МПа
32	175	70	125	0,8	1,7
33	180	70	125	0,7	1,8
34	185	70	125	0,8	1,9
35	190	70	125	1,0	2,0
36	195	70	130	0,9	2,1
37	200	70	130	1,0	2,2
38	205	70	130	1,1	2,3
39	210	70	130	1,2	2,4
40	215	70	130	1,3	2,5
41	170	70	135	0,8	1,6
42	175	70	135	0,9	1,7
43	180	70	135	1,0	1,8
44	185	70	135	0,8	1,9
45	190	70	135	1,0	2,0
46	195	70	140	0,9	2,1
47	200	70	140	1,0	2,2
48	205	70	140	1,1	2,3
49	210	70	140	1,2	2,4
50	215	70	140	1,3	2,5
51	300	70	145	1,0	2,4
52	350	70	145	0,9	2,3
53	400	70	145	0,8	2,2
54	450	70	145	0,7	2,1
55	500	70	145	0,8	2,0
56	425	70	140	0,9	2,1
57	325	70	140	1,0	2,2
58	225	70	140	0,9	2,3
59	300	70	140	0,8	2,4
60	200	70	140	0,7	2,2
61	250	70	130	0,6	2,0
62	175	70	125	0,8	1,7
63	180	70	125	0,7	1,8
64	185	70	125	0,8	1,9
65	190	70	125	1,0	2,0
66	195	70	130	0,9	2,1
67	200	70	130	1,0	2,2
68	205	70	130	1,1	2,3
69	210	70	130	1,2	2,4

Окончание табл. 2.1

№	Расход воды	Температура воды на входе	Температура воды на выходе	Давление пара	Давление воды
	G_B ; т/ч	t_1 ; °C	t_2 ; °C	$P_{п}$; МПа	P_B ; МПа
70	215	70	130	1,3	2,5
71	170	70	135	0,8	1,6
72	175	70	135	0,9	1,7
73	180	70	135	1,0	1,8
74	185	70	135	0,8	1,9
75	190	70	135	1,0	2,0
76	195	70	140	0,9	2,1
77	200	70	140	1,0	2,2
78	205	70	140	1,1	2,3
79	210	70	140	1,2	2,4
80	215	70	140	1,3	2,5

Далее в разделе 3 приведен пример расчета подогревателя сетевой воды с прямыми вертикальными трубками (рис. 3.1).

3. РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ СЕТЕВОЙ ВОДЫ (ПСТВ) С ПРЯМЫМИ ВЕРТИКАЛЬНЫМИ ТРУБКАМИ

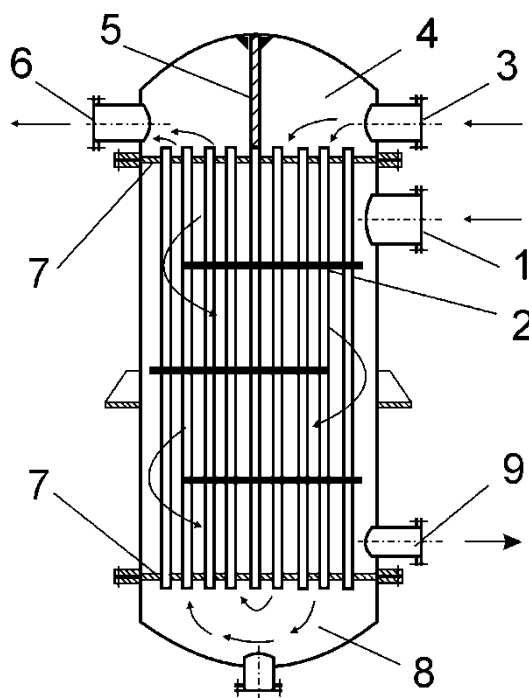


Рисунок 3.1. Двухходовой парожидкостный теплообменник жесткой конструкции:

- 1 – патрубок для входа пара; 2 – направляющие перегородки; 3, 6 – патрубки для входа и выхода воды; 4, 8 – верхняя и нижняя водяные камеры; 5 – разделительная перегородка; 7 – трубные доски; 9 – патрубок для отвода конденсата

Исходные данные

Производительность аппарата по воде $G_v = 90 \text{ т/ч} = 25 \text{ кг/с}$.

Температура воды на входе $t_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура воды на выходе $t_2 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Давление греющего пара $P_n = 4 \text{ бар}^* = 0,4 \text{ Мпа}$.

Давление воды $P_v = 16 \text{ бар}^* = 1,6 \text{ Мпа}$.

Диаметр трубок $d_n = 16 \times 1 \text{ мм}$.

Материал трубок – латунь.

** – в расчете на прочность давление выражено в кг/см^2 . В пределах точности технических расчетов допускается принять $1 \text{ кг/см}^2 = 1 \text{ бар}$.*

Тепловой расчет

Цель конструкторского теплового расчета ПСТВ (см. рис. 2.1, поз.10) – определение поверхности нагрева теплообменника (из основного закона теплопередачи $Q = k \cdot F \cdot \Delta t$).

Для удобства следует изобразить тепловую схему (рисунок 3.2) и в первую очередь рассчитать все температуры, определяющие процессы теплоотдачи.

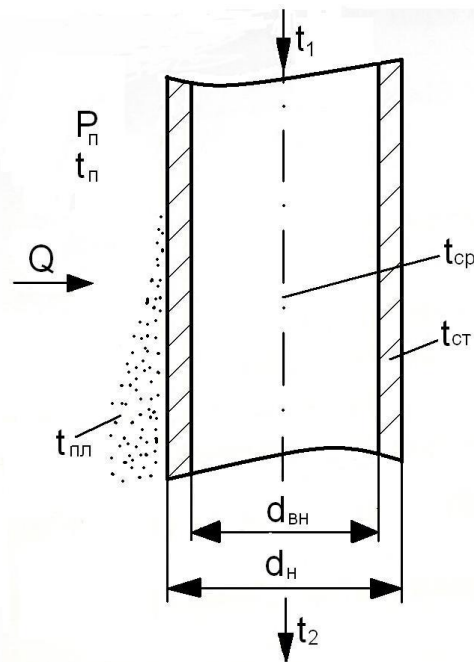


Рисунок 3.2. Тепловая схема парожидкостного теплообменника

Средняя температура воды

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{70 + 120}{2} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура греющего пара при давлении $P_n = 0,4 \text{ МПа}$ (табл. П.2)
 $t_n = 143,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$

Температура стенки трубок

$$t_{cm} = \frac{t_n + t_{cp}}{2} = \frac{143,6 + 95}{2} = 119,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура пленки конденсата

$$t_{nl} = \frac{t_n + t_{cm}}{2} = \frac{143,6 + 119,3}{2} = 131,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тепловая нагрузка аппарата (представляет собой правую часть уравнения теплового баланса)

$$Q = G_g \cdot C_{p2} \cdot (t_2 - t_1) = 25 \cdot 4,214 \cdot (120 - 70) = 5268 \text{ кВт},$$

где $C_{p2} = 4,214 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ – теплоемкость воды при средней температуре t_{cp} (табл. П.1).

Расход греющего пара (из уравнения теплового баланса)

$$D = \frac{G_g \cdot C_{p2} \cdot (t_2 - t_1)}{r \cdot \eta} = \frac{25 \cdot 4,214 \cdot 10^3 \cdot (120 - 70)}{2134 \cdot 10^3 \cdot 0,98} = 2,52 \text{ кг/с},$$

где $r = 2134 \text{ кДж/кг}$ – скрытая теплота парообразования (конденсации) при давлении пара $P_n = 0,4 \text{ МПа}$ (табл. П.2); $\eta = 0,98$ – коэффициент, учитывающий потери в окружающую среду.

Среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}} = \frac{120 - 70}{\ln \frac{143,6 - 70}{143,6 - 120}} = 44 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке α_1 (определяется по формуле Нуссельта)

$$\alpha_1 = c \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot \lambda^3 \cdot g}{\nu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{H_{np} \cdot (t_n - t_{cm})}} =$$

$$= 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{932,3 \cdot 0,684^3 \cdot 9,81}{0,237 \cdot 10^{-6}}} \cdot \frac{\sqrt[4]{2134 \cdot 10^3}}{\sqrt[4]{3,5 \cdot (143,6 - 119,3)}} = 3955 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где c – эмпирический коэффициент пропорциональности (для вертикальных труб $c = 0,943$, для горизонтальных $c = 0,728$); $\rho = 932,3 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\lambda = 0,684 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$, $\nu = 0,237 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – плотность, коэффициент теплопроводности и кинематическая вязкость пленки конденсата при t_{nl} (табл. П.1); $H_{np} = 3,5 \text{ м}$ – принятая высота трубок.

Примечание. Высота трубной части большинства парожидкостных теплообменников низкого давления лежит в диапазоне от 2 до 5 м. Действительная высота трубок, полученная в конструктивном расчете, не должна значительно отличаться от предварительно принятой (допустимое расхождение – не более 10 %). Кроме того, необходимо соблюдение конструктивного соотношения высоты трубок и диаметра трубной доски ($H_{np}/D_{np} = 2 \div 5$). При необходимости высота трубок уточняется и производится перерасчет. В рамках данного расчета будет продемонстрирован простейший алгоритм пересчета.

Расчетный коэффициент теплоотдачи от пара к стенке

$$\alpha_1^p = \phi_1 \cdot \phi_2 \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 0,8 \cdot 5029 = 2531 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где $\phi_1 = 0,8$ – коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности труб и чистоты пара; $\phi_2 = 0,8$ – коэффициент, учитывающий наличие в паре воздуха и неравномерность омывания паром трубного пучка.

Примечание. $\phi_1 = 0,8$ – $0,85$ – для относительно чистого пара (из отборов турбин, РОУ), $\phi_1 = 0,6$ – для вторичного пара (после выпарных установок различных растворов); ϕ_2 принимается равным $0,6$ – $0,85$.

Коэффициент теплоотдачи при движении жидкости внутри трубок α_2 рассчитывается по формулам конвективного теплообмена, в зависимости от режима движения жидкости, определяемого критерием Рейнольдса:

$$Re_n = \frac{W \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,018}{0,313 \cdot 10^{-6}} = 115000 \text{ – развитый турбулентный режим,}$$

где $\nu = 0,313 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость воды при t_{cp} (табл. П.1); $W = 2 \text{ м}/\text{с}$ – принятая скорость воды в трубках (табл. 3.3).

Таблица 3.3. Рекомендуемые скорости теплоносителей в каналах теплообменников

Теплоноситель	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	1–3
Вязкие жидкости (масла, органические теплоносители, растворы солей)	0,2–1
Запыленные газы при атмосферном давлении	6–12
Незапыленные газы при атмосферном давлении	12–16
Газы под давлением	15–30
Водяной пар: насыщенный	30–50
перегретый	50–75
разреженный	100–200

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot Re_n^{0,8} \cdot Pr_n^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,021 \cdot \frac{0,683}{0,014} \cdot 115000^{0,8} \cdot 1,86^{0,43} \cdot \left(\frac{1,86}{1,53} \right)^{0,25} = 15707 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где $\lambda = 0,683 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$, $Pr_n = 1,86$ – коэффициент теплопроводности и критерий Прандтля воды при t_{cp} ; $Pr_{cm} = 1,53$ – критерий Прандтля для воды при t_{cm} (табл. П.1).

Расчетный коэффициент теплоотдачи от нагреваемой воды к стенке

$$\alpha_2^p = \phi_3 \cdot \alpha_2 = 0,85 \cdot 12532 = 13351 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где $\phi_3 = 0,85$ – коэффициент, учитывающий слой накипи на внутренней поверхности трубок.

Примечание. На основе практических данных рекомендуемые значения $\phi_1 = 0,75–0,85$.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^p} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2^p}} = \frac{1}{\frac{1}{2531} + \frac{0,001}{107} + \frac{1}{13361}} = 2087 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}},$$

где $\delta = 0,001 \text{ м}$ – толщина стенок трубок; $\lambda_{cm} = 107 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности латуни (табл. П.9).

Поверхность нагрева подогревателя

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{6268 \cdot 10^3}{2087 \cdot 44} = 68,3 \text{ м}^2.$$

Примечание. При наличии справочных данных выбирается стандартный теплообменник с ближайшей поверхностью нагрева.

Конструктивный расчет

Количество трубок в одном ходе (определяется из уравнения расхода)

$$G_B = W \cdot \rho \cdot f_{пр.с} = W \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot n_{1x} \rightarrow n_{1x} = \frac{4 \cdot G_B}{W \cdot \rho \cdot \pi \cdot d_{вн}^2} = \frac{4 \cdot 25}{2 \cdot 961,8 \cdot 3,14 \cdot 0,014^2} = 84,$$

где $\rho = 961,8 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность воды при t_{cp} (табл. П.1).

Длина трубок при одноходовом исполнении аппарата

$$L_{1x} = \frac{F}{\pi \cdot d_n \cdot n_{1x}} = \frac{68,3}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 84} = 16,2 \text{ м.}$$

Число ходов по воде

$$z = \frac{16,2}{3,5} = 4,6.$$

Принимаем $z = 4$.

Примечание. Число ходов z определяется делением высоты аппарата при одноходовом исполнении L_{1x} на принятую при расчете α_1 высоту трубок $H_{тр}$. Полученная величина округляется до $z = 2, 4$ или 6 , после чего рассчитывается действительная высота трубок, которая сравнивается с предварительно принятой.

Высота трубного пучка

$$H = \frac{L_{1x}}{z} = \frac{16,2}{4} = 4,05 \text{ м.}$$

Погрешность полученной высоты по сравнению с принятой в тепловом расчете:

$$\Delta H = \frac{H_{тр} - H}{H_{тр}} = \frac{3,5 - 4,05}{3,5} \cdot 100\% = 16\% > 10\%.$$

Общее число трубок в аппарате

$$m = n_{1x} \cdot z = 84 \cdot 4 = 336.$$

Диаметр трубной доски

$$D_{тр} = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{m}{\eta_{тр}}} = 1,05 \cdot 1,8 \cdot 0,016 \cdot \sqrt{\frac{336}{0,7}} = 0,66 \text{ м,}$$

где $t = 1,8 \cdot d_n$ – шаг между трубками; $\eta_{тр}$ – коэффициент заполнения трубной доски.

Примечание. Коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{тр}$ принимается: для 2-х ходов – 0,8; для 4-х ходов – 0,7; для 6-ти ходов – 0,6.

Конструктивное соотношение

$$\frac{H}{D_{тр}} = \frac{4,05}{0,66} = 6.$$

Пример пересчета

Пересчитать геометрические характеристики целесообразно в двух случаях: 1 – неудовлетворительная точность теплового расчета (предварительно принятая высота трубок не соответствует расчетной); 2 – отношение высоты труб к диаметру трубной доски (конструктивное соотношение) выходит за рамки рекомендуемого.

1. В приведенном выше расчете полученная высота трубок (4,05 м) отличается от ранее принятой (3,5 м) на 16 %. Поэтому следует повторить расчет при $H = 4,05$ м, начиная с определения α_1 :

$$\alpha_{1p}^* = \alpha_{1p} \cdot \sqrt[4]{\frac{H_{тр}}{H_{тр}^*}} = 2531 \cdot \sqrt[4]{\frac{3,5}{4,05}} = 2440 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)} \rightarrow k^* = 2025 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

→

$$F^* = F \cdot \frac{k}{k^*} = 68,3 \cdot \frac{2087}{2025} = 70,3 \text{ м}^2 \rightarrow L_{1x}^* = L_{1x} \frac{F^*}{F} = 16,2 \cdot \frac{70,3}{68,3} = 16,6 \text{ м} \rightarrow$$

$$H = \frac{L_{1x}^*}{z} = \frac{16,6}{4} = 4,15 \text{ м} \rightarrow \Delta H = \frac{H_{np}^* - H}{H_{np}^*} = \frac{4,05 - 4,15}{4,05} \cdot 100 = 2,5 \text{ \%}.$$

2. В приведенном выше расчете конструктивное соотношение выходит за грани рекомендуемого диапазона. Для снижения отношения высоты труб к диаметру трубной доски следует увеличить число ходов, т.е. принять $z^* = 6$, определить расчетную высоту трубок H^* и повторить расчет, начиная с определения α_1 :

$$H^* = \frac{L_{1x}}{z^*} = \frac{16,2}{6} = 2,7 \text{ м} \rightarrow \alpha_{1p}^* = \alpha_{1p} \cdot \sqrt[4]{\frac{H_{np}}{H^*}} = 2531 \cdot \sqrt[4]{\frac{3,5}{2,7}} = 2701 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \rightarrow$$

$$k^* = 2201 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \rightarrow F^* = F \cdot \frac{k}{k^*} = 68,3 \cdot \frac{2087}{2201} = 64,8 \text{ м}^2 \rightarrow L_{1x}^* =$$

$$= L_{1x} \frac{F^*}{F} = 16,2 \cdot \frac{64,8}{68,3} = 15,4 \text{ м} \rightarrow H = \frac{L_{1x}^*}{z^*} = \frac{15,4}{6} = 2,57 \text{ м} \rightarrow \Delta H = \frac{H^* - H}{H^*} =$$

$$= \frac{2,7 - 2,57}{2,57} \cdot 100 = 5 \text{ \%} \rightarrow m^* = n_{1x} \cdot z^* = 84 \cdot 6 = 504 \rightarrow$$

$$D_{тр}^* = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{m^*}{\eta_{тр}}} = 1,05 \cdot 1,8 \cdot 0,016 \cdot \sqrt{\frac{504}{0,6}} = 0,88 \text{ м} \rightarrow \frac{H^*}{D_{тр}^*} = \frac{2,57}{0,88} = 2,9.$$

Таким образом, при одних и тех же исходных данных можно сконструировать теплообменник с различными геометрическими характеристиками при сохранении постоянной тепловой мощности.

Оптимальными геометрическими характеристиками являются:

- высота трубной части $H = 2,57 \text{ м}$;
- диаметр трубной доски $D_{тр} = 88 \text{ см}$;
- число ходов $Z = 6$;
- число трубок $m = 504$.

Примечание. Для повышения конструктивного соотношения (уменьшения диаметра трубной доски) $H_{тр} / D_{тр}$ следует увеличить скорость воды, и наоборот.

Диаметры патрубков для прохода рабочих сред рассчитываются из уравнения расхода:

$$G = W \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot W \cdot \rho}}.$$

Скорости движения воды и пара в трубопроводах принимаются в соответствии с таблицей 3.3. Скорость конденсата в отводящих патрубках принимается 0,5–1,0 м/с. По найденной величине d по сортаменту подбираются стандартные трубы (табл. П.3).

Диаметр патрубков для входа и выхода воды

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{в}}}{\pi \cdot W_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25}{3,14 \cdot 2 \cdot 961,8}} = 0,129 \text{ м},$$

где $W_{\text{в}}$ – принятая скорость воды в патрубках; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды при $t_{\text{ср}}$ (табл. П.1).

По сортаменту труб (табл. П.3) выбирается стандартная труба с условным диаметром $D_y = 125 \text{ мм}$ ($d_{\text{н}} \cdot \delta = 133 \cdot 4 \text{ мм}$) (при $P_{\text{в}} = 1,6 \text{ МПа}$).

Диаметр патрубка для подвода пара

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot D}{\pi \cdot W_n \cdot \rho_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,52}{3,14 \cdot 40 \cdot 2,16}} = 0,193 \text{ м},$$

где W_n – принятая скорость пара в подводящем патрубке (табл. 3.3);
 ρ_n – плотность пара при P_n (табл. П.2).

По сортаменту труб (табл. П.3) выбирается стандартная труба с условным диаметром $D_y = 200$ мм ($d_n \cdot \delta = 219 \cdot 7$ мм) (при давлении пара $P_n = 0,4$ МПа).

Диаметр патрубка для отвода конденсата

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot D}{\pi \cdot W_k \cdot \rho_k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,52}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 922,6}} = 0,083 \text{ м},$$

где W_k – принятая скорость конденсата в патрубке; ρ_k – плотность конденсата при t_n (табл. П.1).

По сортаменту труб (табл. П.11) выбирается стандартная труба с условным диаметром $D_y = 80$ мм ($d_n \cdot \delta = 89 \cdot 4$ мм) (при $P_n = 0,4$ МПа).

Гидравлический расчет

Гидравлический расчет выполняется на основе расчетной схемы в соответствии с конструктивным оформлением теплообменного аппарата (рис. 3.3, а).

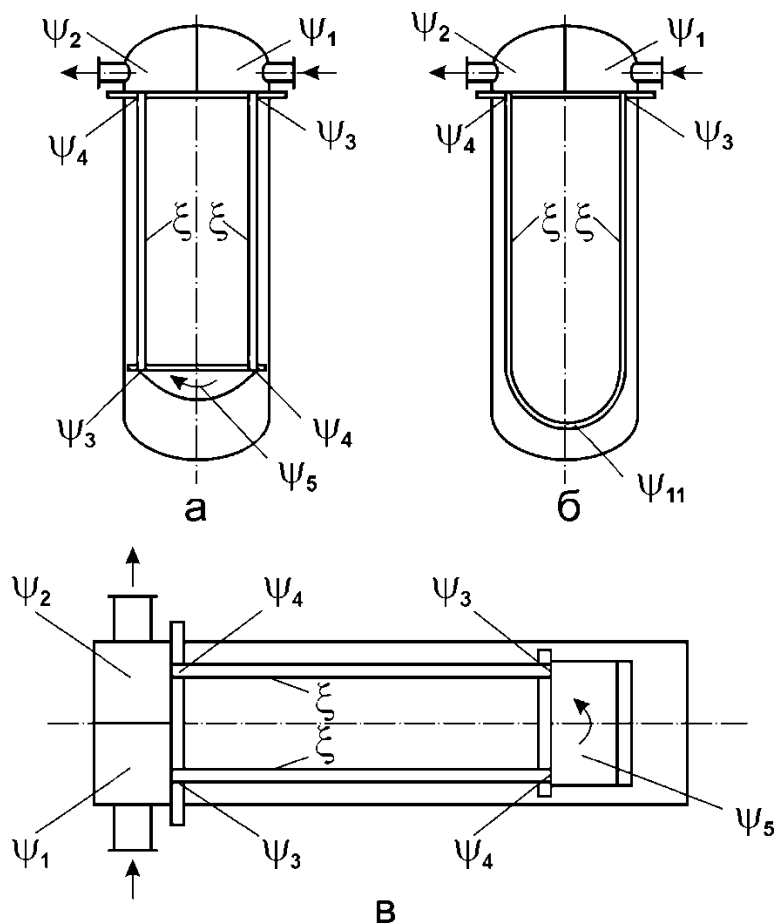


Рисунок 3.3. Схемы для гидравлического расчета аппаратов:

а – вертикальный с прямыми трубками; б – вертикальный с U-образными трубками; в – горизонтальный с прямыми трубками

Цель гидравлического расчета: определение потерь напора на преодоление сопротивления и мощности нагнетателя (насоса).

Коэффициент сопротивления трению (при $Re > 10^5$ – закон Никурадзе, см. табл. 1.1)

$$\xi = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} = 0,0032 + \frac{0,221}{115000^{0,237}} = 0,0172,$$

где Re – критерий Рейнольдса (из теплового расчета).

Потери напора на трение

$$\Delta P_{тр} = \xi \cdot \frac{L}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2} = 0,0172 \cdot \frac{2,57 \cdot 6}{0,014} \cdot \frac{961,8 \cdot 2^2}{2} = 36442 \text{ Па},$$

где $L = H \cdot z$ – общая длина пути движения воды в аппарате; $\rho = 961,8 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды при $t_{ср}$; $W = 2 \text{ м/с}$ – принятая скорость воды в трубках.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений, в соответствии со схемой (см. рис. 3.3, а), определяется по общей формуле:

$$\sum \psi_i = \psi_1 + z \cdot (\psi_3 + \psi_4) + (z - 1) \cdot \psi_5 + \psi_2.$$

Коэффициенты местных сопротивлений:

- вход в водяную камеру: $\psi_1 = 1,5$;
- вход в трубки: $z \cdot \psi_3 = 6 \cdot 1 = 6$;
- выход из трубок: $z \cdot \psi_4 = 6 \cdot 1 = 6$;
- поворот на 180° между ходами в водяной камере: $(z-1) \cdot \psi_5 = 5 \cdot 2,5 = 12,5$;
- выход из водяной камеры: $\psi_2 = 1,5$.

Итого: $\sum \psi_i = 27,5$.

Потери напора на местные сопротивления

$$\Delta P_m = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2} = 27,5 \cdot \frac{961,8 \cdot 2^2}{2} = 52899 \text{ Па}.$$

Общие потери напора

$$\Delta P_o = \Delta P_{тр} + \Delta P_m = 36442 + 52899 = 89341 \text{ Па}.$$

Затраты мощности на прокачку воды в подогревателе

$$N = \frac{G_6 \cdot \Delta P_o}{\rho \cdot \eta} = \frac{25 \cdot 89341}{961,8 \cdot 0,7} = 3317 \text{ Вт},$$

где η – коэффициент полезного действия нагнетателя.

Расчет на прочность элементов теплообменника

Основные элементы теплообменного оборудования (корпус, крышки, днища, трубные доски, фланцы, коллекторы, болты, шпильки и пр.) изготавливаются из стали различных марок, в зависимости от назначения и технических параметров.

Номинальные допускаемые напряжения различных материалов, применяемых в теплообменном оборудовании, приводятся в Приложении:

- табл. П.4 – углеродистые стали обыкновенного качества и углеродистые качественные стали;
- табл. П.5 – марганцовистые легированные стали;

- табл. П.6 – теплостойкие легированные стали;
- табл. П.7 – качественные и легированные стали (материалы болтов и шпилек).

Исходные данные

Диаметр трубной доски $D_{тр} = 88$ см.

Число ходов $Z = 6$.

Расчет цилиндрической обечайки

Материал: сталь марки 20К.

Толщина стенки цилиндрической обечайки (корпуса) теплообменного аппарата (см) (рис. 3.4).

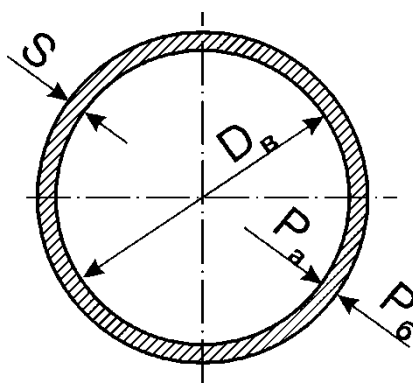


Рисунок 3.4. Расчетная схема цилиндрических обечаек

$$S = \frac{P \cdot D_{в}}{2 \cdot \phi \cdot \sigma'_{доп} - P} + C,$$

где $D_{в} = D_{тр} = 88$ см – номинальный внутренний диаметр цилиндра (диаметр трубной доски, см. «Конструктивный расчет»); $P = P_n - P_{б} = 4 - 1 = 3$ кг/см² – расчетное (избыточное) давление; $P_{б} = 1$ кг/см² – барометрическое давление, внутренний диаметр цилиндра $D_{в}$ определяется конструктивным расчетом, расчетное (избыточное) давление P представляет собой разность между абсолютным давлением среды, заключенной в цилиндрическом корпусе, и барометрическим давлением $P = P_a - P_{б}$; $\phi = 0,75$ – коэффициент прочности сварного шва (для стыкового двухстороннего шва), коэффициент прочности сварного шва ϕ зависит от типа шва и способа сварки, численное значение коэффициента: $\phi = 0,75$ – для стыкового одностороннего шва при ручной сварке; $\phi = 0,95$ – для стыкового шва с подваркой с противоположной стороны; $\phi = 1,0$ – для стыкового двухстороннего шва; $\sigma_{доп} = \sigma'_{доп} \cdot \eta = 1400 \cdot 0,95 = 1260$ кг/см² – допускаемое напряжение материала цилиндра; $\sigma'_{доп}$ – номинальное допускаемое напряжение для стали 20К (табл. П.4); $\eta = 0,95$ – поправочный коэффициент, учитывающий особенности конструкции и влияние температурных условий (для необогреваемых сварных

обечаек с неукрепленными отверстиями); для обечаек сварных без отверстий или с укрепленными отверстиями: необогреваемых – $\eta = 1,0$, обогреваемых – $\eta = 0,9$; для обечаек сварных с неукрепленными отверстиями: необогреваемых – $\eta = 0,95$, обогреваемых – $\eta = 0,85$; C – поправка на коррозию.

$$C = C_1 + C_2 = 0,055 + 0,33 = 0,385 \text{ см},$$

где $C_1 = 0,055$ см – учитывает наличие отрицательного допуска по толщине стенки в соответствии со стандартными или техническими условиями на поставку; C_2 – учитывает уменьшение толщины стенки в процессе эксплуатации за счет коррозии

$$C_2 = V_k \cdot \tau = 0,03 \cdot 11 = 0,48 \text{ см}.$$

где $V_k = 0,03$ см/год – скорость проникновения коррозии; $\tau = 11$ – срок службы аппарата в годах.

Поправка C_1 принимается в пределах 0,05–0,1 см; $V_k = 0,01$ –0,05 см/год; $\tau = 10$ –12 лет.

$$S = \frac{P \cdot D_6}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{доп} - P} + C = \frac{3 \cdot 88}{2 \cdot 0,75 \cdot 1260 - 3} + 0,385 = 0,525 \text{ см}.$$

Принимаем $S = 1$ см.

Расчет крышки и днища

Материал: сталь марки 20К.

Номинальная толщина стенки крышки и выпуклого днища (см) (рис. 3.5)

$$S = \frac{P \cdot D_6}{4 \cdot \sigma_{доп} \cdot Z - P} \cdot \frac{D_6}{2 \cdot h_6} + C,$$

где $D_6 = D_{mp} = 88$ см – номинальный внутренний диаметр днища или крышки; $P = P_g - P_6 = 16 - 1 = 15$ кг/см² – расчетное (избыточное) давление; $P_6 = 1$ кг/см² – барометрическое давление; $\sigma_{доп} = \sigma'_{доп} \cdot \eta = 14 \cdot 10^2 \cdot 1,05 = 1470$ кг/см² – допускаемое напряжение материала днища или крышки; $\sigma'_{доп} = 1400$ кг/см² – номинальное допускаемое напряжение для стали 20К (табл. П.4); $\eta = 1,05$ – поправочный коэффициент (для днищ и крышек, находящихся под внутренним давлением); поправочный коэффициент $\eta = 1,05$ – для днищ и крышек, находящихся под внутренним давлением; $\eta = 0,75$ – для днищ и крышек в глухом исполнении, находящихся под наружным давлением; $Z = 1,0$ – коэффициент, учитывающий ослабление днища и крышки отверстием, для глухих днищ и крышек, а также для днищ и крышек с укрепленными отверстиями принимается $Z = 1,0$; $h_6 = 0,3 \cdot D_6 = 0,3 \cdot 88 = 26,4$ см – высота выпуклой части днищ и крышек эллиптической формы, обычно принимается $h_6 = (0,25 - 0,3) \cdot D_6$; C – поправка на коррозию.

$$C = C_1 + C_2 = 0,055 + 0,33 = 0,385 \text{ см},$$

где $C_1 = 0,055$ см – учитывает наличие отрицательного допуска по толщине стенки в соответствии со стандартными или техническими условиями на поставку;

C_2 – учитывает уменьшение толщины стенки в процессе эксплуатации за счет коррозии

$$C_2 = V_k \cdot \tau = 0,03 \cdot 11 = 0,33 \text{ см},$$

где $V_k = 0,03$ см/год – скорость проникновения коррозии; $\tau = 11$ – срок службы аппарата в годах.

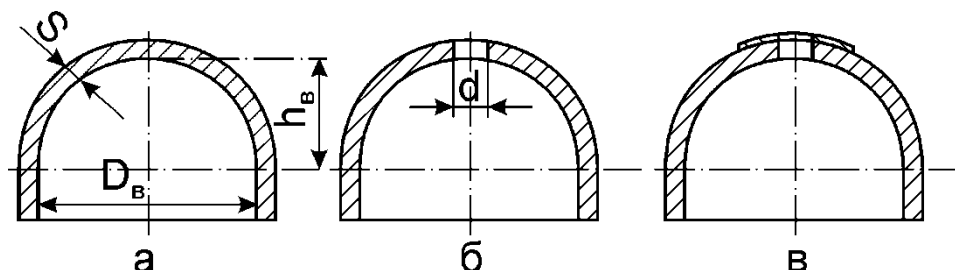


Рисунок 3.5. Сферические днища и крышки:

a – глухие; $б$ – с неукрепленным отверстием; $в$ – с отверстием, укрепленным накладкой

$$S = \frac{P \cdot D_6}{4 \cdot \sigma_{дон} \cdot Z - P} \cdot \frac{D_6}{2 \cdot h_6} + C = \frac{15 \cdot 88}{4 \cdot 1470 \cdot 1,0 - 15} \cdot \frac{88}{26,4} + 0,385 = 1,135 \text{ см}$$

Принимаем $S = 1,5$ см.

При расчете выпуклого днища или крышки с переменной толщиной стенки за расчетную толщину стенки принимается среднеарифметическое значение из минимальной и максимальной толщины $S = 0,5 \cdot (S_1 + S_2)$, при этом толщина S_1 должна быть не меньше толщины стенки цилиндрического борта.

Расчет фланцевого соединения

Расчет фланцевого соединения (рис. 3.6) производится в следующей последовательности:

- составляется эскиз фланца и при известных толщине стенки крышки S и D_6 (диаметр трубной доски) принимаются величины l_1 , l_2 , b_0 и рассчитываются геометрические характеристики D_6 , D_{np} , D_{cp} , D_ϕ ;
- предварительно задается диаметр болтов (шпилек) d_b и определяется их число Z (кратное четырем);
- определяется расчетное усилие, передаваемое на болты, и уточняется диаметр болтов;
- предварительно задается толщина фланца $h = (3 \div 6) \cdot S$, определяются коэффициенты K_ϕ и ψ ;
- определяется действительная толщина фланца.

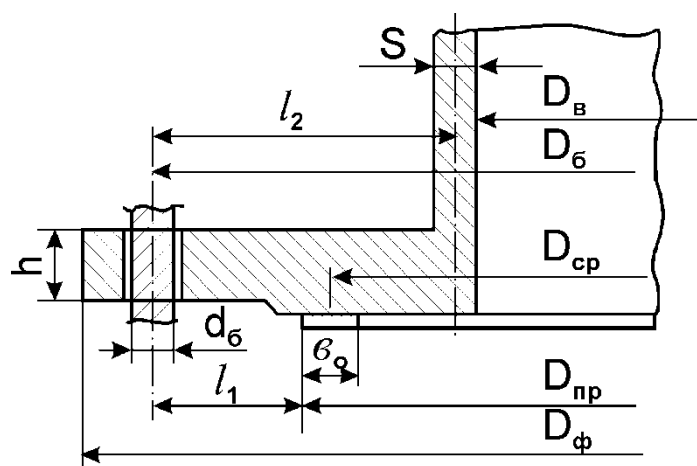


Рисунок 3.6. К расчету фланцевого соединения:

S – толщина стенки крышки; $D_{в}$ – внутренний диаметр крышки; $D_{б}$ – диаметр делительной окружности по болтам; b_0 – действительная ширина прокладки;

$D_{пр}$ – наружный диаметр прокладки; $D_{ф}$ – наружный диаметр фланца;

h – толщина фланца; $d_{б}$ – диаметр болта (шпильки); l_1 – расстояние от прокладки до оси болта (шпильки); l_2 – расстояние от середины толщины крышки до оси болта (шпильки); $D_{ср}$ – средний диаметр прокладки

Если расчетная толщина фланца отличается от предварительно принятой более, чем на 5 %, то расчет повторяется, при этом коэффициент K_{ϕ} определяется уже в соответствии с расчетной толщиной фланца.

Материал фланца: сталь 20.

Материал болтов: сталь 40.

Принимаем величины S, l_1, l_2, b_0 :

$S = 1,5$ см – толщина стенки крышки;

$l_1 = 4$ см – расстояние от прокладки до оси болта;

$l_2 = 9$ см – расстояние от середины толщины крышки до оси болта;

$b_0 = 1,5$ см – действительная ширина прокладки;

$D_{в} = 88$ см – внутренний диаметр крышки;

$D_{б} = D_{в} + 2 \cdot \frac{S}{2} + 2 \cdot l_2 = 88 + 1,5 + 2 \cdot 9 = 107,5$ см – диаметр делительной окружности по болтам;

$D_{пр} = D_{б} - 2 \cdot l_1 = 107,5 - 2 \cdot 4 = 99,5$ см – наружный диаметр прокладки;

$D_{ср} = D_{пр} - b_0 = 99,5 - 1,5 = 98$ см – средний диаметр прокладки;

$D_{ф} = D_{б} + d_{б} + 3 = 107,5 + 1,6 + 3 = 112,1$ см – наружный диаметр фланца;

$d_{б} = 16$ мм – предварительно заданный диаметр болтов.

Число болтов (шпилек) рассчитывается из геометрического соотношения: длина окружности, по которой расположены болты

$$\pi \cdot D_{б} = Z \cdot S_{б},$$

где Z – число болтов; $S_{б}$ – шаг между осями болтами (принимается $S_{б} = (3,5 \div 4) \cdot d_{б}$).

Из соображений плотности соединения максимальный шаг не должен превышать $5 \cdot d_\delta$.

$$Z = \frac{\pi \cdot D_\delta}{S_\delta} = \frac{3,14 \cdot 107,5}{5,6} = 60,$$

где $S_\delta = 3,5 \cdot d_\delta = 3,5 \cdot 1,6 = 5,6$ см.

Усилие, необходимое для первоначального сжатия прокладки при затяжке

$$P'_{np} = \pi \cdot b \cdot D_{cp} \cdot q_0 = 3,14 \cdot 1,22 \cdot 98 \cdot 120 = 45,1 \cdot 10^3 \text{ кг},$$

где $b = \sqrt{b_0} = \sqrt{1,5} = 1,22$ см – эффективная ширина прокладки; $q_0 = 120$ кг/см² – удельное давление на рабочую поверхность прокладки (при толщине прокладки $\delta = 2,0$ мм).

В рабочем состоянии прокладки затянуты неравномерно по сечению и по окружности фланца. В качестве расчетной принимают эффективную ширину прокладки, равную

$$b = b_0 \quad \text{при } b_0 \leq 1 \text{ см};$$

$$b = \sqrt{b_0} \quad \text{при } b_0 > 1 \text{ см},$$

где b_0 – действительная ширина прокладки, см.

Удельное давление q_0 зависит от толщины, формы и материала прокладки. Для паранитовых и асбестовых прокладок значение q_0 в зависимости от толщины прокладки δ составляет:

δ , мм	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8
q_0 , кг/см ²	400	200	160	130	120	110	105

Чем меньше толщина прокладки, тем надежнее плотность соединения. В теплообменных аппаратах обычно применяют паранитовые прокладки толщиной 1,5–2,5 мм.

Плотность во фланце при рабочем избыточном давлении в сосуде обеспечивается при приложении усилия:

$$P''_{np} = \pi \cdot b \cdot D_{cp} \cdot q = 3,14 \cdot 1,22 \cdot 98 \cdot 18 = 6,8 \cdot 10^3 \text{ кг},$$

где $q = m \cdot p = 1,2 \cdot 15 = 18$ кг/см² – минимальное удельное давление на рабочую поверхность прокладки, m – коэффициент, принимаемый для плоских прокладок фланцев, крышек и днищ – 1,2 (для фланцев трубопроводов $m = 1,5$); $p = 15$ кг/см² – рабочее избыточное давление среды.

Усилие, создаваемое внутренним давлением в аппарате

$$P_{вн} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{np}^2 \cdot p = \frac{3,14}{4} \cdot 99,5^2 \cdot 15 = 116,6 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Расчетное усилие P_δ , передаваемое на болты, принимают равным наибольшей из величин:

$$P_\delta = P''_{np} + P_{вн} = 6,8 \cdot 10^3 + 116,6 \cdot 10^3 = 123,4 \cdot 10^3 \text{ кг};$$

$$P_\delta = P'_{np} + 0,01 \cdot P_{вн} = 45,1 \cdot 10^3 + 0,01 \cdot 116,6 \cdot 10^3 = 46,3 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Принимаем $P_\delta = 123,4 \cdot 10^3$ кг.

Уточняем диаметр болтов (внутренний диаметр резьбы болтов фланцевого соединения):

$$d_{\delta} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{P_{\delta}}{Z \cdot \sigma_{\delta}}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{123,4 \cdot 10^3}{60 \cdot 840}} = 1,8 \text{ см},$$

где $\sigma_{\delta} = k_{\delta} \cdot \sigma'_{\delta on} = 0,6 \cdot 1400 = 840 \text{ кг/см}^2$ – допускаемое напряжение материала болтов (табл. П.7); $k_{\delta} = 0,6$ – поправочный коэффициент (при $d_{\delta} = 16 \text{ мм}$).

Значение поправочного коэффициента k_{δ} принимают в зависимости от диаметра болтов:

$d_{\delta}, \text{ мм}$	12	14	16	18	20	22	24
k_{δ}	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Значения допускаемых напряжений для материала болтов приведены в приложении П.7. Расчетную температуру материала болтов и фланца принимают равной максимально допустимой температуре поверхности изоляции теплотехнического оборудования, которая, согласно СНиП, не должна превышать 50°C .

Предварительно задаемся толщиной фланца $h = 5 \text{ см}$.

Значение поправочного коэффициента K_{ϕ} для плоского круглого фланца без шейки:

$$\begin{aligned} K_{\phi} &= 1 + \frac{D_{\delta}}{2 \cdot l_2} \cdot \left[\frac{D_{\phi}}{D_{\delta}} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{l_2}{D_{\delta}} \right) + \frac{S^2}{h^2} - 1 \right] = \\ &= 1 + \frac{88}{2 \cdot 9} \cdot \left[\frac{112,1}{88} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{9}{107,5} \right) + \frac{1,5^2}{5^2} - 1 \right] = 1,74. \end{aligned}$$

Значение поправочного коэффициента ψ

$$\psi = \left(1 - \frac{l_1}{l_2} \right) \cdot \left[\left(\frac{D_{\delta} - 2 \cdot l_2}{D_{np}} \right)^2 + 1 \right] + 0,2 \cdot \frac{l_1}{l_2} = \left(1 - \frac{4}{9} \right) \cdot \left[\left(\frac{107,5 - 2 \cdot 9}{99,5} \right)^2 + 1 \right] + 0,2 \cdot \frac{4}{9} = 1,09.$$

Толщина цельного фланца

$$\begin{aligned} h &= 0,61 \cdot d_{\delta} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\delta}}{K_{\phi} \cdot \sigma_{\phi}} \left[\frac{l_1}{l_2} \cdot Z + 0,7 \cdot \psi \cdot \frac{p}{\sigma_{\delta}} \cdot \left(\frac{D_{np}}{d_{\delta}} \right)^2 \right]} = \\ &= 0,61 \cdot 1,8 \cdot \sqrt{\frac{840}{1,74 \cdot 1350} \left[\frac{4}{9} \cdot 60 + 0,7 \cdot 1,09 \cdot \frac{15}{960} \left(\frac{99,5}{1,8} \right)^2 \right]} = 5,2 \text{ см}, \end{aligned}$$

где $p = 15 \text{ кг/см}^2$ – рабочее избыточное давление среды; $\sigma_{\phi} = 1350 \text{ кг/см}^2$ – допускаемое напряжение материала фланца; $\sigma_{\delta} = 840 \text{ кг/см}^2$ – допускаемое напряжение материала болтов.

Погрешность расчета

$$\Delta h = \left| \frac{5,2 - 5}{5} \right| \cdot 100 \% = 4 \% < 5 \%.$$

Примечание. Если погрешность превышает 5 %, то следует задаться новой толщиной фланца (численно равной полученной в результате расчета) и повторить расчет поправочного коэффициента K_{ϕ} и толщины фланца h .

Расчет толщины трубной доски

Толщина трубной доски в теплообменнике(см) (рис. 3.7).

$$S = \frac{D_6}{2} \cdot \sqrt{\frac{(p+q) \cdot \psi}{\sigma_{из} \cdot \phi}} + C,$$

где $D_6 = 107,5$ см – диаметр по осям болтового соединения; $p = 16$ кг/см² – максимальное рабочее давление в трубном или межтрубном пространстве (при разных давлениях в трубах и межтрубном пространстве расчет производится на большее давление).

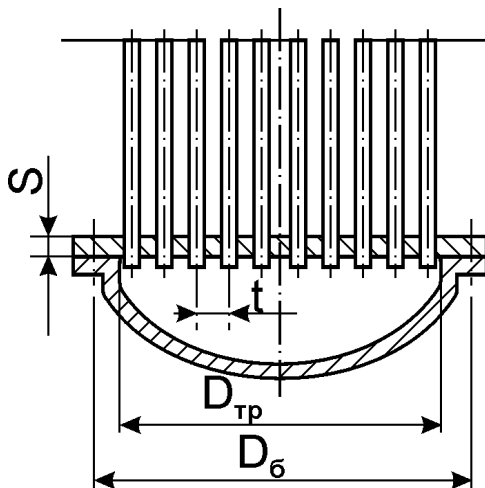


Рисунок 3.7. К расчету трубной доски

При расчете аппаратов нежесткой конструкции низкого давления ($P_n < 16$ бар) следует учитывать напряжения, возникающие в трубных досках от массы трубок и массы рабочей среды, которые увеличивают расчетное значение p на величину:

$$q = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D_6^2}, \text{ кг/см}^2,$$

где G – масса трубок вместе с рабочей средой, кг; $\psi = 0,6$ – коэффициент закрепления трубной доски (принимается 0,5–0,6); $\sigma_{из}$ – допускаемое напряжение на изгиб материала трубной доски (для стальных трубных досок $\sigma_{из} = 1000$ кг/см²); $C = 0,2$ см – поправка на коррозию (принимается 0,2–0,3); ϕ – коэффициент прочности трубной доски

$$\phi = \frac{D_6 - \sum d_0}{D_6} = \frac{107,5 - 37,26}{107,5} = 0,65,$$

где $d_0 = 1,015 \cdot d_n = 1,015 \cdot 1,6 = 1,62$ см – диаметр отверстия для труб в трубной доске, $\sum d_0 = b \cdot d_0 = 30,6 \cdot 1,62 = 49,6$ см – сумма диаметров отверстий в трубной доске по диаметру трубной доски, $b = \frac{D_{mp}}{t} = \frac{88}{2,88} = 30,6$ – количество труб (число отверстий) по диаметру трубной доски, $t = 1,8 \cdot d_n = 2,88$ см – шаг между трубками; q – напряжения, возникающие в трубных досках от массы трубок и массы рабочей среды

$$q = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D_6^2} = \frac{4 \cdot 801}{3,14 \cdot 88^2} = 0,132 \text{ кг/см}^2,$$

где G – масса трубок вместе с рабочей средой,

$$G = \frac{\pi}{4} \cdot [(d_n^2 - d_{вн}^2) \cdot \rho_l + d_{вн}^2 \cdot \rho_в] \cdot H \cdot m =$$

$$= \frac{3,14}{4} \cdot [(1,6^2 - 1,4^2) \cdot 8,5 \cdot 10^{-3} + 1,4^2 \cdot 9,6 \cdot 10^{-4}] \cdot 290 \cdot 504 = 801 \text{ кг},$$

где $\rho_l = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$ – плотность латуни (табл. П.10); $\rho_в = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^3$ – плотность воды при $t_{ср}$; $H = 405 \text{ см}$ – высота трубного пучка; $m = 336$ – общее число трубок в аппарате.

Толщина трубной доски

$$S = \frac{D_б}{2} \cdot \sqrt{\frac{(p + q) \cdot \psi}{\sigma_{из} \cdot \phi}} + C = \frac{107,5}{2} \cdot \sqrt{\frac{(16 + 0,132) \cdot 0,6}{1000 \cdot 0,65}} + 0,3 = 6,6 \text{ см}.$$

Рассчитанная толщина трубной доски S проверяется на изгиб ромбического участка (рисунок 3.8):

$$\sigma_{из} = \frac{p + q}{3,6 \cdot \left(1 - 0,7 \cdot \frac{d_n}{t^*}\right) \cdot \frac{S}{t^*}} = \frac{16 + 0,132}{3,6 \cdot \left(1 - 0,7 \cdot \frac{1,6}{3,41}\right) \cdot \frac{6,6}{3,41}} = 3,5 \text{ кг/см}^2$$

$$< 1000 \text{ кг/см}^2,$$

$$\text{где } t^* = \frac{t \cdot \sin \alpha + t \cdot (1 + \cos \alpha)}{2} = \frac{2,88 \cdot \sin 60^\circ + 2,88 \cdot (1 + \cos 60^\circ)}{2} = 3,41 \text{ см}.$$

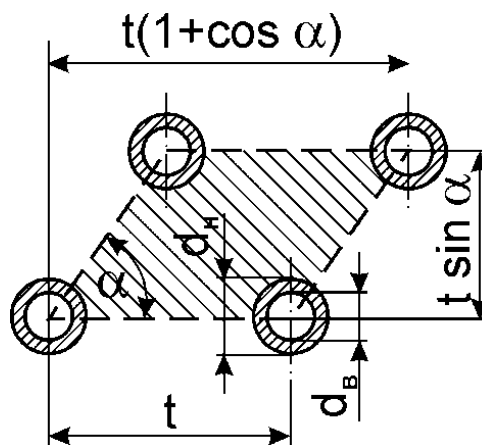


Рисунок 3.8. К расчету трубной доски на изгиб ромбического участка

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, А. Н. Теплообменное оборудование промпредприятий: учебное пособие / А. Н. Иванов, В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2016. – 184 с. – Текст: непосредственный.

2. Белоусов, В. Н., Тепломассообменное оборудование предприятий: учебное пособие / В. Н. Белоусов, А. Н. Иванов. – СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2013. – 167 с. – Текст: непосредственный.

3. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с. – Текст: непосредственный.

4. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 424 с. – Текст: непосредственный.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1. Физические свойства воды на линии насыщения

t , °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,7
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
40	1,013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	1,013	983,2	4,179	65,9	0,478	2,98
80	1,013	971,8	4,195	67,4	0,365	2,21
100	1,013	958,4	4,220	68,3	0,295	1,75
150	4,76	917,0	4,313	68,4	0,203	1,17
200	15,55	863,0	4,505	66,3	0,158	0,93
250	39,78	799,0	4,844	61,8	0,137	0,86
300	85,92	712,5	5,736	54,0	0,128	0,97
350	165,37	574,4	9,504	43,0	0,126	1,60
370	210,53	450,5	40,321	33,7	0,126	6,79

Таблица П.2. Физические свойства водяного пара на линии насыщения

t , °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'' , кг/м ³	I'' , кДж/кг	I' , кДж/кг	r , кДж/кг	C_p , кДж/(кг·°C)
100	1,013	0,598	2676,5	419,26	2256,8	2,135
110	1,43	0,826	2691,8	461,32	2230,0	2,177
120	1,98	1,121	2706,6	503,70	2202,8	2,206
130	2,70	1,496	2720,7	546,30	2174,3	2,257
140	3,61	1,966	2734,0	589,10	2145,0	2,315
160	6,18	3,258	2757,7	675,50	2082,6	2,479
180	10,03	5,157	2777,1	763,10	2015,2	2,709
200	15,55	7,862	2791,4	852,40	1940,7	3,023
250	39,78	19,98	2799,5	1085,80	1715,8	4,158
300	85,92	46,21	2748,4	1345,40	1404,3	6,280
350	165,37	113,6	2566,1	1672,90	893,1	16,240
370	210,53	203,0	2335,7	1896,20	438,4	56,520

Таблица П.3. Сортамент труб из углеродистых сталей по условным диаметрам D_y в зависимости от условного давления рабочей среды P_y

P_y , кг/см ²	$D_y \cdot (d_n \cdot \delta)^*$, мм							
	32	40	50	70	80	100	125	150
до								
25	38·3	45·3	57·3	76·3,5	89·4	108·4	133·4	159·5
40	38·3	45·3	57·3	76·3,5	89·4,5	108·4,5	133·5	159·6
64	38·3	45·3,5	57·4	76·4,5	89·4,5	108·5	133·6	159·7
100	38·3,5	45·3,5	57·4	76·5,5	89·6	108·6	133·8	159·9
160	42·4	48·4	60·6	76·6	89·8	114·10	146·12	168·14
200	42·4	48·4,5	60·6	89·9	103·11	133·14	186·16	194·18
250	48·7	57·7	76·9	89·12	108·14	133·16	186·20	194·22
300	—	68·12	—	102·16	127·18	159·25	186·30	219·32
	200	250	300	350	400	450	500	600
до								
25	219·7	273·8	325·8	377·9	426·7	478·7	530·8	630·8
40	219·8	273·9	325·10	377·10	426·9	478·8	530·8	630·9
64	219·9	273·11	325·12	377·16	426·15	465·19	530·25	630·25
100	219·12	273·14	325·16	377·20	426·19	465·22	530·25	630·28
160	219·18	273·22	325·25	377·26	—	—	—	—
200	245·22	273·30	325·30	377·28	426·30	465·56	530·65	630·80
250	245·28	325·38	325·40	377·45	—	—	—	—
300	273·40	325·42	325·42	377·50	426·80	465·80	—	—

* d_n — наружный диаметр трубы; δ — толщина стенки трубы.

Таблица П.4. Номинальное допускаемое напряжение $\sigma'_{доп}$, кг/мм², для углеродистых сталей обыкновенного качества и углеродистых качественных сталей в зависимости от расчетной температуры стенки

Температура стенки, °С	Марка стали					
	Ст2	Ст3	10	20 20К	25	22К
20	13,0	14,0	13,0	14,7	16,5	17,0
250	10,9	12,0	11,2	13,2	14,7	15,0
275	10,3	11,4	10,6	12,6	14,0	14,6
300	9,8	10,8	10,0	11,9	13,2	14,0
320	—	—	9,5	11,4	12,5	13,6
340	—	—	9,0	10,9	11,9	13,0
360	—	—	8,5	10,3	11,2	—
380	—	—	8,1	9,7	10,6	—
400	—	—	7,7	9,2	10,0	—
410	—	—	7,5	8,9	9,6	—
420	—	—	7,2	8,6	9,3	—
430	—	—	6,8	8,3	8,6	—
440	—	—	6,0	7,3	7,7	—
450	—	—	5,3	6,4	6,8	—
460	—	—	4,7	5,6	5,9	—
470	—	—	4,2	4,9	5,2	—
480	—	—	3,7	4,3	4,5	—
490	—	—	3,2	3,8	3,9	—
500	—	—	3,0	3,4	3,4	—

Таблица П.5. Номинальное допускаемое напряжение $\sigma'_{доп}$, кг/мм², для марганцовистых легированных сталей в зависимости от расчетной температуры стенки

Температура стенки, °С	Марка стали				
	16ГС(3Н)	09Г2С(М)	10Г2С1(МК)	15ГС	13ГНМ
20	17,0	17,0	17,7	18,5	20,0
250	14,5	14,5	16,4	16,5	18,5
275	14,0	14,0	16,0	16,1	18,4
300	13,4	13,4	15,3	15,3	18,2
320	13,0	13,0	14,8	14,5	18,1
340	12,5	12,5	14,1	13,7	18,0
360	12,0	12,0	13,5	12,9	17,2
380	11,5	11,5	12,8	12,1	—
400	11,0	11,0	12,0	11,3	—
410	—	—	—	10,7	—
420	—	—	—	10,2	—
430	—	—	—	9,7	—
440	—	—	—	9,0	—
450	—	—	—	8,3	—

Таблица П.6. Номинальное допускаемое напряжение $\sigma'_{дон}$, кг/мм², для теплостойких легированных сталей в зависимости от расчетной температуры стенки

Температура стенки, °С	Марка стали						
	2МХ	5ХМ	1Х1М Ф	15Х1М 1Ф	12Х2М ФБ	12Х2М ФСР	Х18Н10Т Х18Н12Т
20	14,7	15,3	17,3	19,2	14,0	16,7	14,6
250	14,5	15,2	16,6	18,6	12,9	16,0	12,5
300	14,1	14,7	15,9	18,0	12,7	15,3	12,0
350	13,7	14,2	15,2	17,2	12,3	14,7	11,6
400	13,2	13,7	14,5	16,2	12,0	14,0	11,1
420	12,9	13,5	14,1	15,8	11,9	13,7	11,0
440	12,6	13,2	13,9	15,4	11,7	13,4	10,8
460	12,3	13,0	13,6	15,0	11,6	13,1	10,6
480	12,1	12,6	13,3	14,5	9,5	12,8	10,5
500	9,6	10,3	12,6	14,0	8,0	12,2	10,4
510	8,3	8,9	11,8	13,2	7,3	11,5	10,3
520	6,9	7,8	10,7	12,0	6,7	10,4	10,3
530	5,7	6,9	9,3	10,6	6,1	9,3	10,2
540	4,7	6,0	8,3	9,4	5,7	8,3	10,2
550	(3,4)	5,0	7,4	8,5	5,1	7,4	10,1
560	—	4,2	6,7	7,6	4,7	6,7	10,1
570	—	(3,4)	6,0	6,8	4,3	6,0	9,7
580	—	—	5,3	6,1	3,9	5,3	9,0
600	—	—	(4,0)	(4,6)	(3,3)	(4,0)	7,4
620	—	—	—	—	(2,7)	(3,0)	6,2
640	—	—	—	—	(2,1)	(2,1)	5,2
650	—	—	—	—	(1,6)	(1,6)	4,8
660	—	—	—	—	—	—	4,5
670	—	—	—	—	—	—	4,1
680	—	—	—	—	—	—	3,8
690	—	—	—	—	—	—	3,4
700	—	—	—	—	—	—	3,0

Таблица П.7. Номинальное допускаемое напряжение σ'_{don} , кг/мм², для материала болтов и шпилек в зависимости от расчетной температуры

Температура стенки, °С	Марка стали						
	15	20	25	30	35	40	30ХМА
20	9,0	10,2	11,3	12,0	13,0	14,0	24,0
100	8,6	9,7	10,7	11,5	12,6	13,4	22,5
200	8,3	9,3	10,1	11,0	12,0	13,0	20,5
250	8,1	9,0	9,7	10,4	10,7	11,5	19,5
300	7,8	8,5	9,0	9,3	9,7	10,1	18,5
350	6,9	7,4	8,0	8,3	8,6	8,9	17,5
375	6,4	6,9	7,5	7,7	8,0	8,3	16,5
400	6,0	6,4	7,0	7,2	7,5	7,7	16,0
425	5,5	6,0	6,4	6,6	6,8	7,0	13,6
450	—	4,6	4,9	5,1	5,3	5,5	11,0
460	—	—	—	—	—	—	10,0
470	—	—	—	—	—	—	9,2
480	—	—	—	—	—	—	8,2
490	—	—	—	—	—	—	7,2
500	—	—	—	—	—	—	6,2

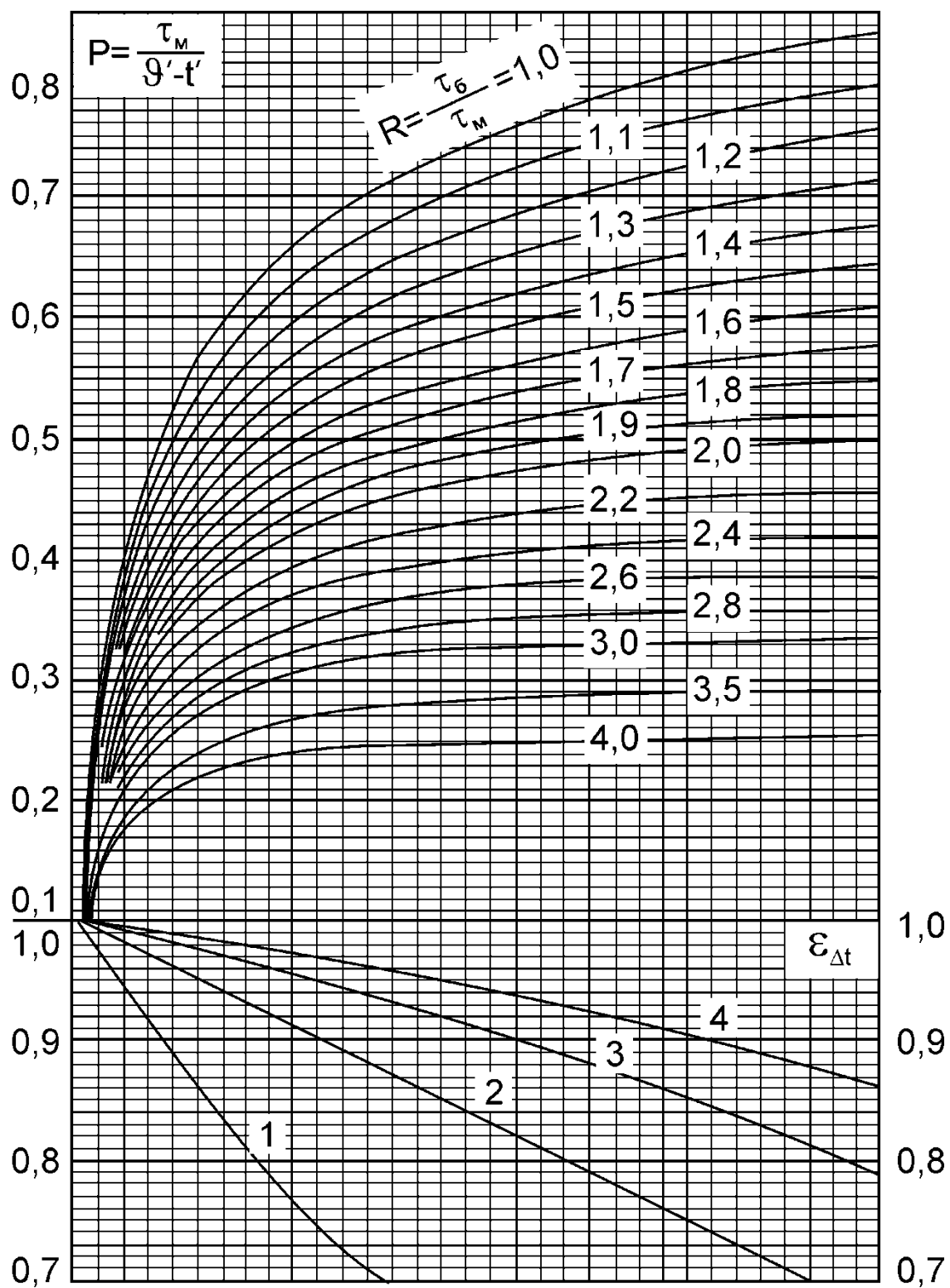


Рисунок П.8. Температурный напор при перекрестном токе:
 1 – однократный перекрест; 2 – двухкратный перекрест; 3 – трехкратный перекрест; 4 – четырехкратный перекрест

Таблица П.9. Коэффициенты теплопроводности и плотность некоторых материалов

Материал	ρ , т/м ³	λ , Вт/(м·°С)
Алюминий	2,7	206
Латунь	8,5	107
Медь	8,9	385
Сталь	7,8	57
Нержавеющая сталь	8,1	24
Бетон		1,28
Дерево		0,2–0,4
Кирпич		0,7–0,8
Котельная накипь		0,15–2,3
Стекло		0,75–3,0
Фарфор		1,04
Штукатурка известковая		0,7