

Расчет кожухотрубного теплообменника

Общие сведения

Кожухотрубные теплообменники наиболее широко распространены в пищевых производствах. Это объясняется следующими их достоинствами – компактностью, невысоким расходом металла, легкостью очистки труб изнутри, надежностью в работе.

Конструкция кожухотрубного теплообменника заключается в следующем. В наружную трубу большого диаметра – кожух **1** (рис. 1) помещен пучок трубок **3**. Концы трубок **3** развальцованы в трубных решетках **2**, чем обеспечивается герметичность межтрубного пространства. Сверху и снизу трубные решетки закрыты крышками **5**, которые с помощью прокладок **6** и фланцев **7** герметично соединяются с решеткой и корпусом. При большой высоте аппараты могут устанавливаться на межэтажном перекрытии с помощью опорных лап **9**. Первый теплоноситель проходит по трубам, а второй подается в межтрубное пространство.

Отметим, что в связи с большим объемом межтрубного пространства эта конструкция как бы предназначена для подачи туда греющего пара. При этом пар подводится в верхней части аппарата через патрубок **8**, а конденсат отводится из нижнего сечения через патрубок **10**, расположенный возможно ближе к трубной решетке. По трубам целесообразно направлять жидкость, так как конструкция позволяет обеспечить необходимую скорость движения жидкого теплоносителя, пропуская его по части труб, объединенных в одном пучке. По одному пучку труб жидкость совершает один ход, а по другому – второй ход и т.д., реализуя многоходовой кожухотрубный аппарат. На рис. 2 изображен двухходовой теплообменник, в корпусе **1** которого размещены трубки **2**.

В правой крышке аппарата имеются патрубки **5** и **7** для входа и выхода жидкого теплоносителя. Внутреннее пространство крышки разделено перегородкой **6** на две секции. Пар поступает через патрубок **4**, а конденсат выходит через патрубок **8**. Для улучшения условий омывания внешней поверхности трубок паром межтрубное пространство разделено вертикальными перегородками **3**. Увеличение числа ходов в аппарате ведет к уменьшению живого сечения каждого хода и, следовательно, к возрастанию скорости движения жидкости в трубах. Это, в свою очередь, приводит к повышению коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Однако увеличение числа ходов ведет к возрастанию гидравлических сопротивлений. На практике число ходов в аппаратах, применяемых в пищевой промышленности, не превышает 20. Кожухотрубные теплообменники характеризуются компактностью. В 1 м^3 объема аппарата поверхность теплопередачи может достигать 200 м^2 .

В рассмотренных кожухотрубчатых теплообменниках трубы жестко закреплены в трубной решетке. Вследствие разности температур между кожухом и трубами в них возникают температурные напряжения, которые могут привести к разрушению аппарата. Теплообменники с жестким креплением труб в трубной решетке надежно работают при разностях температур между корпусом и трубами $25\text{...}30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Если эта разность превышает указанные пределы, применяют теплообменники с различными компенсаторами температурных удлинений.

На рис. 3.а и б показаны теплообменники с «плавающей» головкой, в которых одна из трубных решеток не соединена с кожухом и может свободно перемещаться вдоль оси при температурных удлинениях.

На рис. 3.в показан теплообменник с линзовым компенсатором на корпусе. Температурные деформации компенсируются осевым сжатием или расширением этого компенсатора. Такие теплообменники применяют при температурных деформациях, не превышающих $10\text{...}15\text{ мм}$, и при давлении в межтрубном пространстве не выше $0,25\text{ МПа}$.

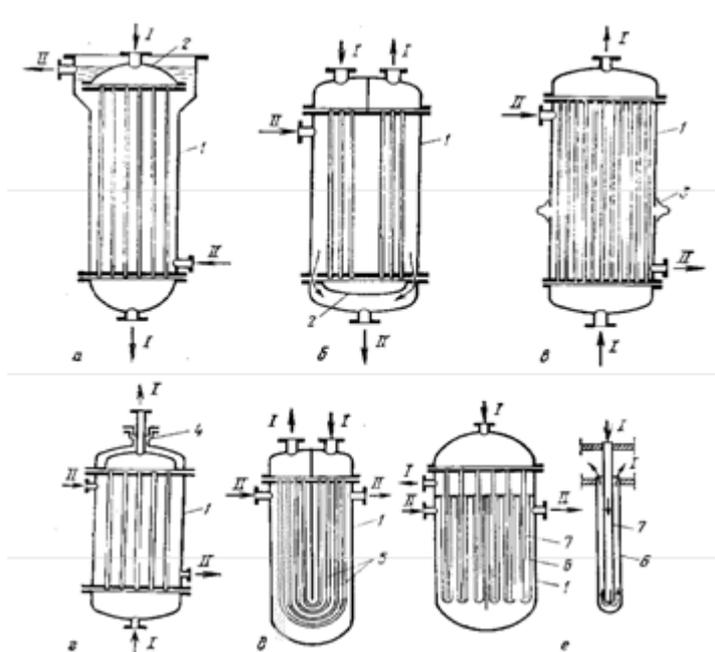


Рис. 3. Теплообменники с компенсацией температурных удлинений:

а – с «плавающей» головкой открытого типа; б – с «плавающей» головкой закрытого типа; в-с линзовым компенсатором; г – с сальниковым компенсатором; д-с U – образными трубами; е – с двойными трубами;

1 – кожух; 2 – «плавающая» головка; 3 – линзовый компенсатор; 4 – сальник; 5 – U – образные трубы; 6 – наружная труба с закрытым нижним концом; 7 – внутренняя труба с открытыми концами; I, II – теплоносители.

В теплообменнике с сальниковым компенсатором (рис. 3.г) одна из трубных решеток при температурных расширениях может свободно перемещаться вдоль оси. Уплотнение патрубка, по которому выводится из теплообменника теплоноситель I, достигается установкой на верхнем днище сальника 4.

В теплообменнике с U – образными трубами (рис. 3.д) оба конца труб закреплены в одной трубной решетке. Каждая труба может свободно удлиняться независимо от других; при этом температурные напряжения не возникают.

В теплообменнике с двойными трубами (рис. 3.е) каждый из теплообменных элементов состоит из двух труб: трубы 6 с закрытым нижним концом и расположенной внутри нее трубы 7 с открытыми концами. Верхний конец трубы 7 закреплен в верхней трубной решетке, верхний конец трубы 6 – в нижней трубной решетке. Теплоноситель I поступает в трубу 7 сверху и, пройдя ее, движется далее по кольцевому каналу между трубами 6 и 7. Теплообмен между теплоносителями I и II осуществляется через стенку трубы 6. Каждая из труб 7 и 6 может свободно удлиняться без возникновения температурных напряжений. Очень важным фактором, определяющим работу теплообменников, является скорость движения теплоносителей. При увеличении скорости возрастает интенсивность теплообмена, но увеличивается гидравлическое сопротивление. Оптимальные скорости обычно соответствуют устойчивому турбулентному режиму движения теплоносителей и в большинстве случаев лежат в пределах 0,1...2 м/с для жидкостей и 2...20 кг/(м²·с) – для газов.

Расчет теплообменника

Задание на проектирование. Спроектировать и рассчитать кожухотрубный теплообменник для подогрева воды по следующим данным:

Трубы стальные, давление греющего насыщенного водяного пара в межтрубном пространстве $p_{г.п.} = 4$ кгс/см², массовый расход воды в трубном пространстве $G_b = 25$ кг/с, скорость движения воды по трубам $w_b = 1$ м/с, начальная температура воды $t_n = 29^\circ\text{C}$, конечная температура воды $t_k = 81^\circ\text{C}$

Процесс передачи теплоты от горячего теплоносителя холодному, учитывающий теплоотдачу от горячего теплоносителя стенке, теплопроводность стенки и теплоотдачу от стенки к холодному теплоносителю подчиняется основному уравнению теплопередачи, которое для установившихся процессов и единицы времени имеет вид:

$$Q = K F t_{cp} \text{ (Вт)}, \quad (1)$$

где K – коэффициент теплопередачи [Вт/(м²·К)]; Δt_{cp} – средняя разность температур между теплоносителями [$^\circ\text{C}$ или К]; F – площадь поверхности теплообмена [м²].

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2)$$

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяных паров $\alpha_1 = 4000 \dots 15000 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$, а для воды, проходящей по трубному пространству $\alpha_2 = 1200 \dots 5800 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи от конденсирующегося пара к воде $K = 800 \dots 3500 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

Этими значениями обычно пользуются в предварительных и проверочных расчетах.

Площадь теплопередающей поверхности теплообменника определяют из уравнения (1)

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\Phi}}. \quad (3)$$

Здесь количество теплоты Q определяется из уравнений теплового баланса. Коэффициент теплопередачи K – по формуле (2), а коэффициенты теплоотдачи определяют по эмпирическим формулам или через число Нуссельта Nu по уравнениям подобия. Среднюю разность температур $t_{ср}$ определяют по среднеарифметической или средне-логарифмической формулам.

Тепловой расчет теплообменника

Тепловой расчет теплообменника заключается в определении площади теплопередающей поверхности теплообменника по формуле (3), т.е. в предварительном определении величин Q , K , $\Delta t_{ср}$. Для этих расчетов необходимо определить физические параметры теплоносителей.

Физические параметры теплоносителей

Физические параметры теплоносителей:

для воды – теплоемкость, коэффициент теплопроводности, плотность, коэффициент вязкости;

для пара – удельная теплота парообразования.

Для горячего теплоносителя (пара) этот параметр определяют по таблице 2 или 3 приложения при температуре пленки конденсата. Это температура примерно на 3°C ниже температуры греющего пара, которую определяют по заданному давлению пара $p_{г.п}$ (табл. 3). Для холодного теплоносителя (воды) физические параметры определяют при средней температуре воды табл. 1).

Для определения физических параметров часто используют метод интерполяции, что допустимо для инженерных расчетов.

Определение тепловой нагрузки аппарата и расхода горячего теплоносителя

Тепловую нагрузку аппарата и расход горячего теплоносителя определяем из уравнения теплового баланса при нагреве холодного теплоносителя при конденсации водяного насыщенного пара:

$$Q_{пр} = D \cdot r;$$

$$Q_{расх} = 1,05 \cdot G \cdot c(t_2 - t_1) \quad (4)$$

где D – расход греющего пара, кг/с;

r – теплота парообразования (конденсации), Дж/кг;

1,05 – коэффициент учитывающий потери тепла в размере 5%;

$G = V \cdot \rho$ – массовый расход воды, кг/с;

V – объемный расход воды, м³/с;

ρ – плотность воды, кг/м³;

t_1, t_2 – начальная и конечная температура воды, $^{\circ}\text{C}$;

c – средняя удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К).

Приравняв правые части уравнений (4), определяем D :

$$D = \frac{1,05 \cdot G \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{r} = \frac{1,05 \cdot 25 \cdot 4180(81 - 29)}{2150 \cdot 10^3} = 2,65 \text{ кг/с} \quad (5)$$

Определение средней движущей силы процесса теплопередачи $t_{ср}$

Для многоходового теплообменника имеет место смешанный ток движения теплоносителя. В расчетной практике рекомендуется определять среднюю разность температур, так же как при противотоке, а затем вводить поправку в виде коэффициента.

В случае конденсации пара на трубах расчет будет одинаков как для прямотока, так и для противотока, а значение коэффициента ε можно принять равным 1.

Для определения $\Delta t_{ср}$ находим Δt_{\max} , Δt_{\min} , их отношение и $\Delta t_{ср}$ по среднеарифметической или по среднелогарифмической формулам (6) или (7).

Для нашего случая горячий теплоноситель не изменяет своей температуры, т. к. процесс теплоотдачи идет при конденсации пара при $t_{к}$.

Расчет площади поверхности теплообменника

Определим ориентировочную площадь теплообменника по формуле

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{ср}}}$$

Количество теплоты найдем из формулы 4

$$Q = D \cdot r = 2,65 \cdot 2150000 = 5,7 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Ориентировочный коэффициент теплопередачи возьмем как среднее значение (см. п. 1) $(800 + 3500)/2 = 2150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тогда

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{5,7 \cdot 10^6}{2150 \cdot 85} = 31,2 \text{ м}^2.$$

Определим количество труб на один ход

$$n = \frac{N}{z} = \frac{4G}{\pi d_{\text{вн}} Re \mu}, \quad (8)$$

где n – число труб на один ход, N – общее число труб, z – число ходов, $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб (в кожухотрубных теплообменниках обычно применяют трубы диаметрами 20? 2 и 25? 2 мм, поэтому n находят для обоих диаметров), Re – число Рейнольдса, G – массовый расход воды, кг/с.

Число Рейнольдса Re характеризует соотношение между силами инерции и силами трения.

$$Re_1 = \frac{w d_{\text{вн}} \rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0,016 \cdot 986}{0,514 \cdot 10^{-3}} = 30692, \quad (\text{при } d = 20? 2 \text{ мм}); \quad (9)$$

$$Re_2 = \frac{1 \cdot 0,021 \cdot 986}{0,514 \cdot 10^{-3}} = 40284, \quad (\text{при } d = 25? 2 \text{ мм}).$$

Тогда

$$n_1 = \frac{4 \cdot 25}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 30692 \cdot 0,514 \cdot 10^{-3}} = 126$$

$$n_2 = \frac{4 \cdot 25}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 40284 \cdot 0,514 \cdot 10^{-3}} = 73$$

Значения n округляются до ближайшего меньшего целого.

По значению $F_{\text{оп}}$ из таблицы 4 выбираем стандартный теплообменник с близкой большей площадью и близким значением n :

возможны 2 варианта: 1) одноходовой теплообменник площадью 34 м^2 с числом труб 181 при диаметре труб 20? 2 мм; 2) одноходовой теплообменник площадью 35 м^2 с числом труб 111 при диаметре 25? 2 мм. При практически одинаковой площади число труб на один ход во втором варианте более близко к расчетному

значению, поэтому принимаем второй вариант.

Технические характеристики теплообменника:

диаметр кожуха $D = 400 \text{ мм}$,

диаметр труб $d = 25? 2 \text{ мм}$,

число ходов $z = 1$,

общее число труб $N = 111$,

площадь поверхности теплообмена $F = 35 \text{ м}^2$,

длина (высота) труб $H = 4 \text{ м}$.

Уточненный расчет поверхности теплообменника

Рассчитываем коэффициент α_1 со стороны греющего пара для случая конденсации на пучке n вертикальных труб высотой H :

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2}{\mu H}} \cdot \sqrt[4]{\frac{rg}{\Delta t}} = 2,04 \cdot \frac{A_t}{\sqrt[4]{\Delta t H}} = 2,04 \cdot \frac{7340}{\sqrt[4]{6 \cdot 4}} = 6765 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (10)$$

здесь g физические параметры конденсата при температуре пленки конденсата t_k , H – высота нагревательных труб, м; Δt – перепад температур между греющим паром и стенками труб (принимаем в пределах $3 \dots 8^\circ \text{C}$).

Значения функции A_t для воды при температуре конденсации пара

Температура конденсации пара $t_k, ^\circ\text{C}$	100	110	120	140	160	180
A_t	6960	7100	7240	7340	7490	7520

О правильности расчетов судят, сопоставляя полученное значение α_1 и его предельные величины, которые приведены в п. 1.

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи α_2 от стенок труб к воде.

Для этого необходимо выбрать уравнение подобия вида

$$Nu = ARe^m Pr^n \quad (11)$$

В зависимости от величины числа Re определяют режим течения жидкости и выбирают уравнение подобия.

$$Re = \frac{4G}{\pi d_{вн} \mu} = \frac{4 \cdot 25}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 111 \cdot 0,514 \cdot 10^{-3}} = 26581 \quad (12)$$

Здесь $w = 1$ м/с – средняя скорость движения воды в трубном пространстве на 1 ход;

$d_{вн} = 0,025 - 2 \cdot 0,002 = 0,021$ м – внутренний диаметр трубы;

При $Re > 10^4$ имеем устойчивый турбулентный режим движения воды. Тогда:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (13)$$

Число Прандтля характеризует соотношение физических параметров теплоносителя:

$$Pr = \frac{\mu c}{\lambda} = \frac{0,514 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,653} = 3,28. \quad (14)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{6765} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4130}} = 2309 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Сопоставляем полученное значение K с пределами для коэффициента теплопередачи, которые были указаны в п. 1.

Определяем площадь поверхности теплообмена из основного уравнения теплопередачи по формуле (3):

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{5,7 \cdot 10^6}{2309 \cdot 85} = 29 \text{ м}^2.$$

Вновь по таблице 4 выбираем стандартный теплообменник:

площадь поверхности теплообмена $F = 31 \text{ м}^2$,

диаметр кожуха $D = 400$ мм,

диаметр труб $d = 25$? 2 мм,

число ходов $z = 2$,

общее число труб $N = 100$,

длина (высота) труб $H = 4$ м.

$$\psi = \frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{31 - 29}{29} \cdot 100\% = 6,9\%$$

Запас площади

(запас площади должен быть в пределах 5...25%).

Механический расчет теплообменника

При расчете на внутреннее давление толщина стенки корпуса δ_k проверяется по формуле:

$$\frac{pD_n}{2\sigma_{доп} \varphi} + C, \quad (16)$$

Принимаем нормализованную толщину стенки 8 мм.

Трубные решетки изготавливаются из листовой стали. Толщина стальных трубных решеток берется в пределах 15...35 мм. Она выбирается в зависимости от диаметра развальцованных труб d_n и шага труб τ .

Расстояние между осями труб (шаг труб) τ выбирают в зависимости от наружного диаметра труб d_n :

$$\tau = (1,2 \dots 1,4) d_n, \text{ но не менее чем } \tau = d_n + 6 \text{ мм.}$$

При расчете фланцевых соединений задаются размером стягивающего болта. Принимаем во фланцевом соединении для аппаратов с диаметром $D_b = 400 \dots 2000$ мм стальной болт М16.

$$n_{\text{б}} = \frac{\pi D_{\text{б}}}{t_{\text{б}}} = \frac{\pi(D_{\text{н}} + 2L)}{t_{\text{б}}}, \quad (18)$$

где $D_{\text{б}} = D_{\text{н}} + 2L$.

$$n_{\text{б}} = \frac{3,14(400 + 2 \cdot 25)}{65} = 22,5 \text{ шт.}$$

$L = 25$ мм принимаем конструктивно так, чтобы удобно было работать ключом на фланцах. Число болтов фланцевого соединения принимают кратным четырем ($n_{\text{б}} = 4, 8, 12, \dots$). Окончательно $n_{\text{б}} = 24$.

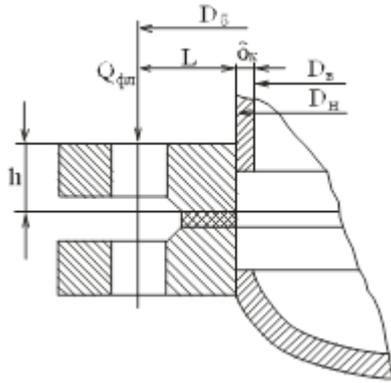


Рис. 4. Фланцевое соединение

$$\sigma = \frac{M_{\text{изг}}}{W} = \frac{Q_{\text{фл}} \cdot L \cdot 6}{\pi D_{\text{н}} \cdot h^2}, \quad (19)$$

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{Q_{\text{фл}} \cdot L \cdot 6}{\pi \cdot D_{\text{н}} \cdot h^2}, \quad \text{откуда } h = \sqrt{\frac{Q_{\text{фл}} \cdot L \cdot 6}{\sigma_{\text{доп}} \cdot D_{\text{н}} \cdot \pi}}$$

$$h = \sqrt{\frac{244166 \cdot 25 \cdot 6}{45 \cdot 400 \cdot 3,14}} = 25,5 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину фланцев $h = 25$ мм.

Определение диаметров штуцеров

Диаметр штуцера (условный проход d_y) на входе и выходе теплоносителей определяют по формуле:

$$d_y = \sqrt{\frac{4V}{\pi \cdot w}}, \quad (20)$$

где V – секундный объемный расход жидкости или пара в штуцере, $\text{м}^3/\text{с}$;

w – средняя скорость жидкости или пара в штуцере, $\text{м}/\text{с}$.

Скорости движения рабочих сред в трубах штуцеров лежат в пределах:

– для жидкостей $w = (1 \dots 3) \text{ м}/\text{с}$;

– для конденсата греющего пара $w = (1 \dots 2) \text{ м}/\text{с}$;

– для пара $w = (35 \dots 40) \text{ м}/\text{с}$

Величина V либо задана, либо определяется через массовый расход G и плотность среды.

$$V_{\text{п}} = \frac{D}{\rho_{\text{п}}} = \frac{2,65}{1,962} = 1,35$$

Так для пара с расходом D , $\text{кг}/\text{с}$ $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V_{\text{в}} = \frac{G}{\rho_{\text{в}}} = \frac{25}{985,5} = 0,0253$$

для воды $\text{м}^3/\text{с}$,

где $\rho_{\text{в}} = 985,5 \text{ кг}/\text{м}^3$ плотность воды при ее средней температуре 55°C ,

$$V_k = \frac{D}{\rho_v} = \frac{2,65}{926} = 0,0029 \text{ м}^3/\text{с}$$

для конденсата
 где $\rho_v = 926 \text{ кг/м}^3$ плотность конденсата (воды) при температуре пленки конденсата 140°C .
 Диаметр штуцера для пара:

$$d_{уп} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,35}{3,14 \cdot 38}} = 0,21 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для воды:

$$d_{ув} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0253}{3,14 \cdot 2}} = 0,127 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для конденсата:

$$d_{ук} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0029}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,05 \text{ м}$$

По найденным значениям d_y принимаем нормализованные штуцеры ближайшего наружного диаметра d_n :

Для воды 140 мм

Для пара 224 мм

Для конденсата 64 мм.

Так как средняя разность температур составляет 85°C , что больше допустимой разности 30°C для теплообменников жесткой конструкции, принимаем теплообменник с температурным компенсатором типа ТК.

Таблица 1. Физические параметры воды на линии насыщения

p , кгс /см ²	t , °C	ρ г/м ³	i , кДж/ кг · К	c , кДж/ кг · К	$\lambda \cdot 10^3$ Вт/ м · К	$\alpha \cdot 10^7$, м ² / с	$\mu \cdot 10^6$, Па · с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	179	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,12	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

Таблица 2. Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

Темпе- ратура , °C	Давление (абсолютное), кгс/см ²	Удельны й объем, м ³ /кг	Плотность , кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i' , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота парообразования r , кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4

15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,269	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

Таблица 3. Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление (абсолютное), кгс/см ²	Температура, а, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i', кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'', кДж/кг	Удельная теплота парообразования r, кДж/кг
0,01	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03418	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,725	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,869	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	302,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369

100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	1183
140	335,0	0,01164	85,91	1531	2592	1061
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	934
180	355,4	0,00782	128,0	1684	2483	799
200	334,2	0,00614	162,9	1783	2400	617
225	374,0	0,00310	322,6	2100	2100	0

Таблица 4. Параметры кожухотрубчатых холодильников в соответствии с ГОСТ 15118–79, ГОСТ 15120–79 и ГОСТ 15122–79

1	2	3	4	Поверхность теплообмена (в м ²) * при длине труб, м							12	13
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0		
	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-	0,003	0,004
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	0,004	0,005
	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	-	-	-	0,007	0,012
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	0,009	0,013
		1	100	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-	0,011	0,020
		2	90	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-	0,011	0,009
		1	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	0,013	0,021
		2	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	0,013	0,010
		1	181	-	-	23,0	34,0	46,0	68,0	-	0,017	0,036
		2	166	-	-	21,0	31,0	42,0	63,0	-	0,017	0,017
		1	111	-	-	17,0	26,0	35,0	52,0	-	0,020	0,038
		2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	47,0	-	0,020	0,017
		1	389	-	-	49	73	98	147	-	0,041	0,078
		2	370	-	-	47	70	93	139	-	0,041	0,037
		4	334	-	-	42	63	84	126	-	0,041	0,016
		6	316	-	-	40	60	79	119	-	0,037	0,009
		1	257	-	-	40	61	81	121	-	0,040	0,089
		2	240	-	-	38	57	75	113	-	0,040	0,042
		4	206	-	-	32	49	65	97	-	0,040	0,018
		6	196	-	-	31	46	61	91	-	0,037	0,011
		1	717	-	-	90	135	180	270	405	0,069	0,144
		2	690	-	-	87	130	173	260	390	0,069	0,069
		4	638	-	-	80	120	160	240	361	0,069	0,030
		6	618	-	-	78	116	155	233	349	0,065	0,020
		1	465	-	-	73	109	146	219	329	0,070	0,161
		2	442	-	-	69	104	139	208	312	0,070	0,077
		4	404	-	-	63	95	127	190	285	0,070	0,030
		6	385	-	-	60	90	121	181	271	0,065	0,022
		1	1173	-	-	-	221	295	442	663	0,101	0,236
		2	1138	-	-	-	214	286	429	643	0,101	0,114
		4	1072	-	-	-	202	269	404	606	0,101	0,051
		6	1044	-	-	-	197	262	393	590	0,096	0,034
		1	747	-	-	-	176	235	352	528	0,106	0,259
		2	718	-	-	-	169	226	338	507	0,106	0,124
		4	666	-	-	-	157	209	314	471	0,106	0,055
		6	642	-	-	-	151	202	302	454	0,102	0,036