

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

КЕМЕРОВСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Кафедра процессы и аппараты пищевых производств

**ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ
ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ**

Методические указания
для выполнения курсовых работ для студентов всех форм
обучения специальности 240902 «Пищевая биотехнология»

КЕМЕРОВО 2007

Составитель:

Д.М. Бородулин, канд. техн. наук, доцент

*Рекомендовано и утверждено на заседании кафедры процессы и аппараты пищевых производств
Протокол № 6 от 30.08.07*

*Рекомендовано методической комиссией механического факультета
Протокол №от...*

В методических указаниях представлены основы проектирования аппаратов для проведения типовых процессов химической и пищевой технологиях. Даны принципы выбора и расчета теплообменника типа «труба в трубе», кожухотрубного конденсатора, барабанной сушилки, выпарного аппарата. В данном указании даны все необходимые справочные данные.

1. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

1.1. Тепловой расчет

Произвести расчет и выполнить чертежи теплообменника типа «труба в трубе» для нагрева $G_2=8000 \text{ кг/ч}=8000/3600=2,22 \text{ кг/с}$ CaCl_2 от температуры $t_{2н}=20^\circ\text{C}$ до температуры $t_{2к}=56^\circ\text{C}$. Греющий агент – вода входит в теплообменник с температурой $t_{1н}=98^\circ\text{C}$.

Определяем температуру воды на выходе из теплообменника с учетом прямоточной схемы движения теплоносителей. $t_{1к}-t_{2к}=25^\circ\text{C} \div 30^\circ\text{C}$, тогда $t_{1к}=t_{2к}+30=56+30=86^\circ\text{C}$

Определим теплофизические свойства теплоносителей по средним температурам из таблиц приложения 1.

Для горячего теплоносителя «Вода»:

$$t_{\text{ср}} = \frac{98 + 86}{2} = 92^\circ\text{C};$$

$$c_1 = 4609 \text{ Дж/кг} \times \text{K};$$

$$\rho_1 = 963,92 \text{ кг/м}^3;$$

$$\vartheta_1 = 0,3198 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_1 = 0,6816 \text{ Вт/м} \times \text{K}.$$

Для холодного теплоносителя « CaCl_2 »:

$$t_{\text{ср}} = \frac{20 + 56}{2} = 38^\circ\text{C};$$

$$c_2 = 2923 \text{ Дж/кг} \times \text{K};$$

$$\rho_2 = 1219 \text{ кг/м}^3;$$

$$\vartheta_2 = 1,234 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_2 = 0,604 \text{ Вт/м} \times \text{K}.$$

По формуле Грасгоффа определяем движущую силу процесса теплообмена $\Delta t_{\text{ср}}$ $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (1)$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{м}} = t_{2к} - t_{1к} = 86 - 56 = 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\delta} = t_{2н} - t_{1н} = 98 - 20 = 78^\circ\text{C}$$

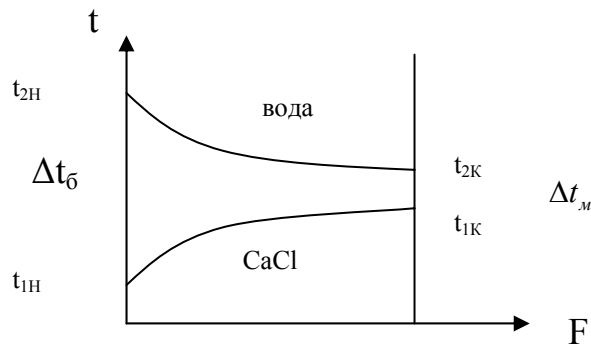


Рис.1. Прямоточная схема движения теплоносителей

$$\Delta t_{cp} = \frac{78 - 30}{2,31g \times 0,41} = 50,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Из формулы теплового баланса определим тепловой поток от греющего агента к охлаждающему Q , $Вт$:

$$Q = G_1 \times C_1 \times (t_{1k} - t_{1H}) = G_2 \times C_2 \times (t_{2k} - t_{2H}).$$

$$Q = 2,22 \times 2923 \times (56 - 20) = 233606,16 \text{ } Вт.$$

Расход горячей воды определяем по формуле:

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t_{1H} - t_{1K})}. \quad (2)$$

$$G_1 = \frac{233606,16}{4609 \times (98 - 86)} = 4,22 \text{ } кг/с.$$

По таблице 1, в зависимости от вида теплообмена, выбираем ориентировочный коэффициент теплоотдачи $K = 340 \text{ } Вт/(м^2 \times К)$.

Площадь поверхности теплообмена F , $м^2$ определяем из основного уравнения теплоотдачи:

$$Q = K \times F \times \Delta t_{cp}. \quad (3)$$

Пренебрегая тепловыми потерями находим:

$$F = \frac{Q}{K \times \Delta t_{cp}} = \frac{233606.16}{340 \times 50,9} = 13,5 \text{ м}^2.$$

Таблица 1

Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи K

Вид теплообмена		К, Вт/(м ² ×К)	
		вынужденное движение	свободное движение
От газа к газу		10-40	4-12
От газа к жидкости		10-60	6-20
От конденсирующегося пара к газу		10-60	6-12
От жидкости к жидкости:	для воды	800-1700	140-430
	для углеводородов и масел	120-270	30-60
От конденсирующегося водяного пара:	к воде	800-3500	300-1200
	к кипящей жидкости	-	300-2500
	к органическим жидкостям	120-340	60-170

Определяем рабочие параметры теплообменника из таблиц 1 и 2 приложения 2 при $F=13,5 \text{ м}^2$.

Произведем расчет трех вариантов:

№1 при $F=12,88 \text{ м}^2$

Количество труб –12

Длина трубы $l = 6000 \text{ мм} = 6 \text{ м}$

Основные размеры

$D_{нар} = 89 \text{ мм}$; $\delta_{ст} = 4 \text{ мм}$;

$D_{вн} = 89 - 2 \times 4 = 81 \text{ мм}$;

$d_{нар} = 57 \text{ мм}$; $\delta_{ст} = 3,5 \text{ мм}$;

$d_{вн} = 57 - 3,5 \times 2 = 50 \text{ мм}$.

№2 при $F=15,26 \text{ м}^2$

Количество труб –5

Длина трубы $l = 12000 \text{ мм} = 12 \text{ м}$

Основные размеры

$D_{нар} = 159 \text{ мм}$; $\delta_{ст} = 5 \text{ мм}$;

$D_{вн} = 159 - 2 \times 5 = 149 \text{ мм}$;

$d_{нар} = 108 \text{ мм}$; $\delta_{ст} = 4 \text{ мм}$;

$d_{вн} = 108 - 4 \times 2 = 100 \text{ мм}$.

№3 при $F=16,28 \text{ м}^2$

Количество труб –18

Длина трубы $l = 6000 \text{ мм} = 6 \text{ м}$

Основные размеры

$$D_{нар} = 89 \text{ мм}; \delta_{ст} = 4 \text{ мм};$$

$$D_{вн} = 89 - 2 \times 4 = 81 \text{ мм};$$

$$d_{нар} = 57 \text{ мм}; \delta_{ст} = 3,5 \text{ мм};$$

$$d_{вн} = 57 - 3,5 \times 2 = 50 \text{ мм}.$$

Вариант №1 $F=12,88 \text{ м}^2$

Воспользовавшись законом сплошности потока $G=\rho \times w \times S$, определяем среднюю скорость обоих теплоносителей по формуле:

а) для холодного теплоносителя

$$W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \times S_2}, \quad (4)$$

где S_2 – живое сечение потока холодного теплоносителя $S_2 = \frac{\pi}{4} \times d_{вн}^2, \text{ м}^2$.

$$S_2 = 0,785 \times 0,05^2 = 0,00196 \text{ м}^2.$$

$$W_2 = \frac{2,22}{1219 \times 0,00196} = 0,929 \text{ м/с}.$$

б) для горячего теплоносителя

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \times S_1}, \quad (5)$$

где S_1 – живое сечение потока горячего теплоносителя

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \times (D_{вн}^2 - d_{нар}^2) \text{ м}^2.$$

$$S_1 = 0,785 \times (0,081^2 - 0,057^2) = 0,00259 \text{ м}^2.$$

$$W_1 = \frac{4,22}{963,92 \times 0,00259} = 1,6903 \text{ м/с}$$

Определяем критерий Рейнольдса по формуле:

а) для холодного теплоносителя

$$Re_2 = \frac{W_2 \times d_{э2}}{\vartheta_2}, \quad (6)$$

где $d_{э2}$ – эквивалентный диаметр, $d_{э2} = d_{вн} = 0,05 \text{ м}$.

$$Re_2 = \frac{0,929 \times 0,05}{1,234 \times 10^{-6}} = 0,0376 \times 10^6$$

б) для горячего теплоносителя:

$$Re_l = \frac{W_1 \times d_{\text{эл}}}{g_1}, \quad (7)$$

где $d_{\text{эл}} = D_{\text{вн}} - d_n = 0,081 - 0,057 = 0,024$ м.

$$Re_2 = \frac{1,6903 \times 0,024}{0,3198 \times 10^{-6}} = 0,126851 \times 10^6 = 126851$$

Определяем Критерий Прандтля по формуле:

а) для холодного теплоносителя

$$Pr_2 = \frac{c_2 \times g_2 \times \rho_2}{\lambda_2}. \quad (8)$$

$$Pr_2 = \frac{2923 \times 1219 \times 1,234 \times 10^{-6}}{0,604} = 7,279.$$

б) для горячего теплоносителя критерий Прандтля выбираем по таблице 2 приложения 1. $Pr_1 = 2,09$.

Далее выбираем одно из трех критериальных уравнений для определения критерия Нуссельта, в зависимости от режима движения теплоносителей.

Для турбулентного режима движения теплоносителя ($Re > 10000$):

$$Nu = 0,021 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,43} \times (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \times \varepsilon l, \quad (9)$$

где εl – поправочный коэффициент учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи, отношение длины трубы l к ее диаметру d . Его значения приведены в таблице 2;
 $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ – отношения критерия Прандтля к критерию Прандтля при температуре стенки с достаточной точностью можно принять равным 0,93.

Для переходного режима движения теплоносителя ($2320 < Re < 10000$):

$$Nu=0,008 \times Re^{0,9} \times Pr^{0,43}. \quad (10)$$

Для ламинарного режима движения теплоносителя ($2320 > Re$):

$$Nu=0,15 \times Re^{0,33} \times Pr^{0,43} \times Gr^{0,1} \times (Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (11)$$

где Gr – критерий Грасгофа.

$$Gr = \frac{g \times l^3 \times \beta \times \Delta t}{\nu^2}, \quad (12)$$

где β – коэффициент объёмного расширения теплоносителя, K^{-1} ;
 Δt – разность температур стенки и жидкости либо пара
(либо наоборот), K .

Таблица 2

Значения поправочного коэффициента ϵl

Re	Отношение l/d				
	10	20	30	40	50 и более
10^4	1,23	1,13	1,07	1,03	1
20^4	1,18	1,1	1,05	1,02	1
50^4	1,13	1,08	1,04	1,02	1
10^5	1,1	1,06	1,03	1,02	1
10^6	1,05	1,03	1,02	1,01	1

Итак, для холодного теплоносителя при $Re > 10000$ (режим движения турбулентный) выбираем соответствующую формулу (9), с учетом того, что $l/d=6/0,057=105,3$. $l/d > 50$; следовательно $\epsilon l=1$.

$$Nu_2=0,021 \times 37600^{0,8} \times 7,279^{0,43} \times 0,93 \times 1=246,929$$

б) для горячего теплоносителя воспользуемся аналогичной формулой так как $Re > 10000$ (режим движения турбулентный), с учетом $l/d=6/0,081=74$. $l/d > 50$; следовательно $\epsilon l=1$.

$$Nu_1=0,023 \times 126851^{0,8} \times 2,09^{0,43} \times 0,93 \times 1=381,113$$

Далее находим коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки малой трубы к холодному теплоносителю α $Bm/(m^2 \times K)$, по формуле:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \times \lambda_2}{d_{\text{э}2}}, \quad (13)$$

$$\alpha_2 = \frac{246,929 \times 0,604}{0,05} = 2982,902 \text{ } Bm/(m^2 \times K).$$

Коэффициент теплоотдачи от горячей воды к нагруженной стенке малой трубы определяем по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \times \lambda_1}{d_{\text{э}1}}. \quad (14)$$

$$\alpha_1 = \frac{381,113 \times 0,6816}{0,024} = 10823,8 \text{ } Bm/(m^2 \times K).$$

Коэффициент теплоотдачи K $Bm/(m^2 \times K)$, определяем по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + r_1 + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (15)$$

где δ_{CT} – толщина стенки малой трубы, $\delta_{CT} = 3,5 \text{ мм} = 0,0035 \text{ м}$;

λ_{CT} – коэффициент теплопроводности материала стенки выбирается по таблице 20 приложения 1, для стали $\lambda_{CT} = 46,5 \text{ } Bm/(m \times K)$;

r_1 – термическое сопротивление загрязнения малой трубы со стороны холодного $CaCl_2$;

r_2 – термическое сопротивление загрязнения малой трубы со стороны горячей воды;

r_1 и r_2 – выбираем из таблицы 3.

Для органической жидкости:

$$\frac{1}{r_{\text{загр}}} = 5800; \quad r_{\text{загр}} = \frac{1}{5800} = 0,000172 \text{ } (m^2 \times K)/Bm;$$

$$r_2 = 0,000172 \text{ } (m^2 \times K)/Bm.$$

Для горячей воды: (хорошего качества):

$$\frac{1}{r_{\text{загр}}} = 5800; r_I = 0,000172 \text{ (м}^2 \times \text{К)}/\text{Вт}.$$

Таблица 3

Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/r_3$

Теплоносители		$1/r_3, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$
Вода:	загрязненная	1400-1860
	среднего качества	1860-2900
	хорошего качества	2900-5800
	дистиллированная	11600
Воздух		2800
Нефтепродукты, масла, пары хладагентов		2900
Нефтепродукты сырые		1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты		5800
Водяной пар, содержащий масла		5800
Пары органических жидкостей		11600

Тогда.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2982,92} + \frac{0,0035}{46,5} + 0,000172 + 0,000172 + \frac{1}{10823,6}} = 1182,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Плотность теплового потока определяем по формуле:

$$q = K \times \Delta t_{\text{cp}} = 1182,03 \times 50,9 = 60165,32 \text{ Вт}/\text{м}^2. \quad (16)$$

Находим необходимую поверхность теплопередачи по формуле:

$$F = \frac{Q}{K \times \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{Q}{q} \text{ м}^2. \quad (17)$$

$$F = 233606,16 / 60108,09 = 3,9 \text{ м}^2.$$

Вариант №2 $F = 15,26 \text{ м}^2$

Вариант №2 рассчитывается аналогично 1 варианту.
Полученные данные.

$$\begin{aligned}
W_1 &= 0,529 \text{ м/с.} \\
W_2 &= 0,231 \text{ м/с.} \\
Re_1 &= 67800. \\
Re_2 &= 18700. \\
Pr_1 &= 2,09. \\
Pr_2 &= 7,27. \\
Nu_1 &= 230,90. \\
Nu_2 &= 141,22. \\
\alpha_1 &= 3838,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
\alpha_2 &= 852,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
K &= 536,79 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
q &= 27322,65 \text{ Вт}/\text{м}^2. \\
Q &= 233606,16 \text{ Вт.} \\
F &= 8,549 \text{ м}^2.
\end{aligned}$$

Вариант №3 $F=16,28 \text{ м}^2$

Вариант №3 рассчитывается аналогично 1 варианту.
Полученные данные.

$$\begin{aligned}
W_1 &= 1,69 \text{ м/с.} \\
W_2 &= 0,929 \text{ м/с.} \\
Re_1 &= 126851. \\
Re_2 &= 37600. \\
Pr_1 &= 2,09. \\
Pr_2 &= 7,27. \\
Nu_1 &= 381,11. \\
Nu_2 &= 246,92. \\
\alpha_1 &= 10823,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
\alpha_2 &= 2982,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
K &= 1182,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
q &= 60165,32 \text{ Вт}/\text{м}^2. \\
Q &= 233606,16 \text{ Вт.} \\
F &= 3,9 \text{ м}^2.
\end{aligned}$$

Для дальнейшего расчета из трех вариантов выбираем 1 или 3 так как в них F – наименьшая, а K – наибольший.

$$\begin{aligned}
1\text{В: } &F=3,9 \text{ м}^2; \quad K=1182,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
2\text{В: } &F=16,28 \text{ м}^2; \quad K=536,79 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}). \\
3\text{В: } &F=3,9 \text{ м}^2; \quad K=1182,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).
\end{aligned}$$

1.2. Расчет изоляции аппарата

Толщину изоляционного слоя $\delta_{из}$ м, определяем по формуле:

$$\delta_{uz} = \lambda_{uz} \left(\frac{1}{K_n} - \frac{1}{\alpha_n} \right), \quad (18)$$

где λ_{uz} – коэффициент теплопроводности изоляционного материала, принимаем из таблицы 20 приложения 1 для шлаковой ваты $\lambda_{uz} = 0,07 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К})$;

K_n – коэффициент теплопередачи в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$.

$$K_n = \alpha_n \frac{t_{uz} - t_{\text{вот}}}{t_{\text{сп}} - t_{\text{вот}}}, \quad (19)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$. $\alpha_n = 9,3 + 0,06 t_{uz}$;

t_{uz} – допустимая температура поверхности изоляции. $t_{uz} = 40 \div 60 \text{ }^\circ\text{С}$;

$t_{\text{вот}}$ – температура окружающей среды. $t_{\text{вот}} = 15 \div 25 \text{ }^\circ\text{С}$.

Тогда.

$$\alpha_n = 9,3 + 0,06 \times 60 = 12,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$K_n = \alpha_n \frac{t_{uz} - t_{\text{вот}}}{t_{\text{сп}} - t_{\text{вот}}} = 12,9 \times \frac{60 - 20}{98 - 20} = 12,9 \times 0,513 = 6,61 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$\delta_{uz} = \lambda_{uz} \left(\frac{1}{K_n} - \frac{1}{\alpha_n} \right) = 0,07 \times \left(\frac{1}{6,61} - \frac{1}{12,9} \right) = 0,00516 \text{ м} = 5,16 \text{ мм};$$

Толщина изоляции теплообменного аппарата в нашем случае составляет $\delta_{uz} = 5,16 \text{ мм}$.

1.3. Определение размеров патрубков

Диаметры патрубков определяем из соотношения:

$$\frac{\pi \times d_n^2}{4} = \frac{G}{\rho \times W} \Rightarrow d_n = 0,785 \sqrt{\frac{G}{\rho \times W}}. \quad (20)$$

Диаметр патрубка для горячего теплоносителя будет равен:

$$d_n = 0,785 \sqrt{\frac{G_1}{\rho_1 \times W_1}} = \sqrt{\frac{4,22}{963,92 \times 0,929}} = 0,039 \text{ м} = 39 \text{ мм}.$$

Диаметр патрубка для холодного теплоносителя будет равен:

$$d_n = 0,785 \sqrt{\frac{G_2}{\rho_2 \times W_2}} = \sqrt{\frac{2,22}{1219 \times 1,6903}} = 0,034 \text{ м} = 34 \text{ мм}.$$

1.4. Гидравлический расчет

Для холодного теплоносителя

Мощность насоса N кВт, определяем по формуле:

$$N = \frac{\Delta p_2 \times V_2}{1000 \times \eta}, \quad (21)$$

где Δp_2 – потери напора в теплообменнике, Па;

V_2 – объемный расход холодного теплоносителя, м³/с;

η – КПД насоса, $\eta = 0,6 \div 0,8$.

Гидравлическое сопротивление аппарата складывается из потерь давления на преодоление сопротивления трения $\Delta p_{тр}$ и на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{мс}$.

$$\Delta p_2 = \Delta p_{тр} + \Delta p_{мс} = \left(\lambda \frac{l}{d_2} + \sum \xi \right) \times \frac{W_2^2 \rho_2}{2}, \quad (22)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l и d – длина и диаметр трубы, м;

ξ – коэффициент местного сопротивления, принимается по таблице 4.

Коэффициент гидравлического трения при ламинарном движении теплоносителя определяют по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (23)$$

При турбулентном движении в гидравлически шероховатых трубах в зоне гладкого трения ($Re < 10^5$) λ определяют по формуле:

Таблица 4

Коэффициенты местного сопротивления ζ

Вид местного сопротивления	ζ
Входная и выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180° между ходами и секциями	2,5
Поворот на 180° через колено	2
Вход в трубы или выход из них	1
Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90° к рабочему потоку	1
Поворот на 90° в межтрубном пространстве	1

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (24)$$

При турбулентном движении в доквадратичной области сопротивления ($20 \frac{\Delta}{d} < Re < 500 \frac{\Delta}{d}$) коэффициент λ зависит как от критерия Рейнольдса, так и от шероховатости труб и определяется по формуле:

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

где Δ – высота выступов шероховатостей, в расчетах можно принять $\Delta = 0,2 \text{ мм}$.

В области квадратичного сопротивления ($Re > 500 \frac{\Delta}{d}$) коэффициент λ определяется по формуле:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (26)$$

Итак, для холодного теплоносителя $Re_2 = 37600$ следовательно, коэффициент λ определяем по формуле:

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{0,316}{37600^{0,25}} = 0,0227.$$

Тогда.

$$\Delta p_2 = (0,0227 \frac{6}{0,05} + 1,5 + 2 + 1,5 + 1 + 1) \times \frac{0,929^2 \times 1219}{2} = 4939 \text{ Па}.$$

$$N = \frac{44939 \times 0,0018}{1000 \times 0,7} = 0,015 \text{ кВт}.$$

Из таблицы 5 по мощности выбираем центробежный насос X2/25 с типом электродвигателя АОЛ-12-2.

Таблица 5

Технические характеристики центробежных насосов

Марка	Q, м ³ /с	H, м ст.ж	n, с ⁻¹	η _н	Электродвигатель		
					тип	N, кВт	η _{дв}
X2/25	4,2×10 ⁻⁴	25	50	-	АОЛ-12-2	1,1	-
X8/18	2,4×10 ⁻³	11,3	48,3	0,4	АО2-31-2	3	-
		14,8			АО2-31-2		-
		18			ВАО-31-2		0,82
X8/30	2,4×10 ⁻³	17,7	48,3	0,5	АО2-32-2	4	-
		24			АО2-32-2		0,83
		30			ВАО-31-2		-
X20/18	5,5×10 ⁻³	10,5	48,3	0,6	АО2-31-2	3	0,82
		13,8			АО2-31-2		0,87
		18			ВАО-31-2		-
X20/13	5,5×10 ⁻³	18	48,3	0,55	АО2-41-2	5,5	0,87
		25			АО2-41-2		-
		31			ВАО-41-2		0,84
X20/53	5,5×10 ⁻³	34,4	48,3	0,6	АО2-51-2	13	0,89
		44			АО2-51-2		-
		53			ВАО-51-2		0,87

Для горячего теплоносителя

Для горячего теплоносителя число $Re = 126851$, которое попадает под условие $(Re = 126851) \cdot 500 \frac{\Delta}{d} = 500 \frac{0,0002}{0,024} = 4,1$ следовательно, коэффициент λ определяется по формуле:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0002}{0,024} \right)^{0,25} = 0,033. \quad (27)$$

Тогда.

$$\Delta p_l = \left(\lambda \frac{l}{d_1} + \Sigma \xi \right) \times \frac{W_1^2 \rho_1}{2}. \quad (28)$$

$$\Delta p_l = \left(0,033 \frac{6}{0,024} + 1 + 1 + 1,5 + 1,5 + 1 \right) \times \frac{1,69^2 \times 963,92}{2} = 19615 \text{ Па}.$$

Мощность насоса N кВт, определяем по формуле:

$$N = \frac{\Delta p_l \times V_1}{1000 \times \eta}. \quad (29)$$

$$N = \frac{19615 \times 0,0043}{1000 \times 0,7} = 0,12 \text{ кВт}.$$

Из таблицы 5 по мощности выбираем центробежный насос X2/25 с типом электродвигателя АОЛ-12-2.

В приложении 2 представлены основные, габаритные размеры и техническая характеристика элементов теплообменника типа «труба в трубе», а так же сборочные чертежи теплообменника.

2. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА

2.1. Тепловой расчет

Произвести тепловой расчёт кожухотрубного конденсатора для конденсации $D = 6000 \text{ кг/ч} = 1,67 \text{ кг/с}$ водяного пара. Охлаждающий агент – вода, с начальной температурой $t_{2Н} = 16^\circ\text{C}$, давление пара $P = 1,4 \text{ ат}$.

Примем температуру воды на выходе из конденсатора $t_{2К} = 44^\circ\text{C}$.

Определим теплофизические свойства теплоносителей по средним температурам из таблиц приложения 1.

Для горячего теплоносителя «Пар»:

При $P = 1,4 \text{ ат}$ $t_n = 108,7^\circ\text{C}$;

$r = 2238000 \text{ Дж/кг}$;

$\rho_1 = 953,1 \text{ кг/м}^3$;

$\mu_1 = 0,000263 \text{ Па}\cdot\text{с}$;

$\lambda_1 = 0,684 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

Для холодного теплоносителя «Вода»:

$t_{\text{ср}} = \frac{16 + 44}{2} = 30^\circ\text{C}$;

$\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$;

$c_2 = 4174 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$;

$\lambda_2 = 0,618 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;

$\mu_2 = 0,0008015 \text{ Па}\cdot\text{с}$;

$Pr_2 = c_2 \mu_2 / \lambda_2 = 5,42$.

Тепловая нагрузка аппарата $Q \text{ Вт}$, при конденсации насыщенных паров рассчитывается по формуле:

$$Q = D \times r, \quad (1)$$

где D – расход пара кг/с ,

r – удельная теплота конденсации Дж/кг ;

$$Q = 1,67 \times 2238000 = 3737460 \text{ Вт}.$$

Расход воды $G_2 \text{ кг/с}$, определяем по формуле:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2K} - t_{2H})}, \quad (2)$$

где c_2 – теплоёмкость воды Дж/(кг×К);,

t_{2H} и t_{2K} – соответственно начальная и конечная температуры воды °С.

Подставим в формулу (2) исходные данные и полученное значение тепловой нагрузки Q , получим:

$$G_2 = \frac{3737460}{4174 \cdot (44 - 16)} = 31,98 \text{ кг/с.}$$

Среднюю разность температур определяем по формуле:

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (3)$$

где $\Delta t_B = t_K - t_{2H} = 107,14 - 16 = 91,14$ °С;

$\Delta t_M = t_K - t_{2K} = 107,14 - 44 = 63,14$ °С.

Подставляя полученные значения в формулу (3), получим:

$$\Delta t_{CP} = \frac{91,14 - 63,14}{2,3 \lg \frac{91,14}{63,14}} = 76,37 \text{ °С.}$$

Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи K_{OP} для вынужденного движения примем равным 1000 Вт/(м²×К) (по табл. 1, 1 главы). Ориентировочное значение поверхности теплообмена вычисляем по следующей формуле:

$$F_{OP} = \frac{Q}{K_{OP} \times \Delta t_{CP}}. \quad (4)$$

$$F_{OP} = \frac{3737460}{1000 \times 76,37} = 48,94 \text{ м}^2.$$

Для расчётов следует брать теплообменники с большей поверхностью теплообмена, рассчитанной выше.

Задаваясь числом Рейнольдса $Re_2 = 15000$, определим соотношение n/z для конденсатора из труб диаметром $d_H = 25 \times 2$ мм. Соотношение вычисляем по формуле:

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_2}{\pi d \mu_2 Re_2}, \quad (5)$$

где n – количество труб в конденсаторе;
 z – число ходов в конденсаторе.

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \times 31,98}{3,14 \times 0,021 \times 0,0008015 \times 15000} = 161,36.$$

Из таблицы 1 следует выбирать теплообменники, у которых соотношение n/z приблизительно соответствует вычисленному и приблизительно равно ориентировочному значению поверхности теплообмена. Необходимо рассчитать три варианта конденсатора, и выбрать один, у которого наблюдается максимальный коэффициент теплопередачи при минимальном значении поверхности теплообмена. Это повышает эффективность работы аппарата.

Вариант 1.

В соответствии с таблицей 1 принимаем конденсатор с диаметром кожуха $D = 600$ мм, диаметром труб $d = 20 \times 2$ мм, числом ходов $z = 6$, числом труб $n = 316$, длиной труб $L = 3$ м.

Действительное число Рейнольдса Re_2 определим из формулы (5):

$$Re_2 = \frac{4 \cdot G_2 \cdot z}{\pi d n \mu_2}. \quad (6)$$

$$Re_2 = \frac{4 \times 31,98 \times 6}{3,14 \times 0,016 \times 0,0008015 \times 316} = 60318,35.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 $Вт/(м^2 \times К)$, от стенки кипящих труб к воде определяем по формуле, полученной из критериального уравнения для турбулентного движения теплоносителя, принимая отношение $(Pr/Pr_{СТ})^{0,25} = 1$:

Параметры кожухотрубных теплообменников и конденсаторов

Диаметр кожуха	Диаметры и толщина труб	Число ходов	Число труб	Поверхность теплообмена при длине труб (м ²)						
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	-	-	-
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-
325	20×2	1	100	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-
		2	90	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-
	25×2	1	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-
		2	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-
400	20×2	1	181	-	-	23,0	34,0	46,0	68,0	-
		2	166	-	-	21,0	31,0	42,0	63,0	-
	25×2	1	111	-	-	17,0	26,0	35,0	52,0	-
		2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	17,0	-
600	20×2	1	389	-	-	49	73	98	147	-
		2	370	-	-	47	70	93	139	-
		4	334	-	-	42	63	84	126	-
		6	316	-	-	40	60	79	119	-
	25×2	1	257	-	-	40	61	81	121	-
		2	240	-	-	38	57	75	113	-
		4	206	-	-	32	49	65	97	-
		6	196	-	-	31	46	61	91	91
800	20×2	1	717	-	-	90	135	180	270	405
		2	690	-	-	87	130	173	260	390
		4	638	-	-	80	120	160	240	361
		6	618	-	-	78	116	155	233	349
	25×2	1	465	-	-	73	109	146	219	329
		2	442	-	-	69	104	139	208	312
		4	404	-	-	63	95	127	190	285
		6	384	-	-	60	90	121	181	271
1000	20×2	1	1173	-	-	-	221	295	442	663
		2	1138	-	-	-	214	286	429	643
		4	1072	-	-	-	202	269	404	606
		6	1044	-	-	-	197	262	393	590
	25×2	1	747	-	-	-	176	235	352	528
		2	718	-	-	-	169	226	338	507
		4	666	-	-	-	157	209	314	471
		6	642	-	-	-	151	202	302	454
1200	20×2	1	1701	-	-	-	-	427	641	961
		2	1658	-	-	-	-	417	625	937
		4	1580	-	-	-	-	397	595	893
		6	1544	-	-	-	-	388	582	873

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	25×2	1	1083	-	-	-	-	340	510	765
				-	-	-	-	329	494	740
		4	986	-	-	-	-	310	464	697
		6	958	-	-	-	-	301	451	677

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d} 0,023 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,4} . \quad (7)$$

$$\alpha_2 = \frac{0,618}{0,021} \times 0,023 \times (60318,35)^{0,8} \times (5,42)^{0,4} = 8881,01 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$, от конденсирующегося пара на пучке вертикально расположенных труб, рассчитываем по формуле:

$$\alpha_1 = 3,78 \times \lambda_1 \times \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \times d \times n}{\mu_1 \times D}} . \quad (8)$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$, от конденсирующегося пара на пучке горизонтальных труб, рассчитываем по формуле:

$$\alpha_1 = 2,02 \times \lambda_1 \times \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \times n \times L}{\mu_1 \times D}} . \quad (9)$$

Выбираем вертикальное расположение конденсатора следовательно α_1 , рассчитываем по формуле (8):

$$\alpha_1 = 3,78 \times 0,684 \times \sqrt[3]{\frac{953,1^2 \times 0,02 \times 316}{0,000263 \times 1,67}} = 6090 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Сумма термических сопротивлений стенки труб и загрязнений со стороны воды и пара определяем по формуле:

$$\sum r = \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + r_{31} + r_{32} , \quad (9)$$

где δ_{CT} – толщина стенки малой трубы, $\delta_{CT} = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$;

λ_{CT} – коэффициент теплопроводности материала стенки выбирается

по таблице 20 приложения 1 для нержавеющей стали
 $\lambda_{CT}=17 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К})$;

r_{31}, r_{32} – термические сопротивления слоёв загрязнений с обеих сторон
стенки выбираем из таблицы 3, 1 главы.

$$\sum r_{CT} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{17} + \frac{1}{1860} + \frac{1}{2900} = 0,001 \text{ (м}^2 \times \text{К)}/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи $K \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$, определяем по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum r_{CT}}. \quad (10)$$

Подставив в формулу (10) вычисленные значения α_1 и α_2 получим:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{6090,53} + \frac{1}{8881,01} + 0,001} = 783,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Требуемую поверхность теплообмена определяем по формуле (4):

$$F_{TP} = \frac{Q}{K \times \Delta t_{CP}}. \quad (11)$$

$$F_{TP} = \frac{3737460}{783,22 \times 76,37} = 62,48 \text{ м}^2.$$

Вариант 2.

По таблице 1 выберем конденсатор с $D = 600 \text{ мм}$, $d = 25 \times 2 \text{ мм}$, $z = 4$, $n = 206$, $F = 49 \text{ м}^2$, $L = 3 \text{ м}$.

Расчёт производим аналогично первому варианту.

Полученные значения:

$$Re_2 = 46998,31;$$

$$\alpha_2 = 7273,92 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К});$$

$$\alpha_1 = 6588,77 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К});$$

$$K = 761,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К});$$

$$F_{TP} = 64,27 \text{ м}^2.$$

Вариант 3.

По таблице 1 выбираем конденсатор с $D = 800 \text{ мм}$, $d = 25 \times 2 \text{ мм}$, $z = 6$,
 $n = 384$, $F = 90 \text{ м}^2$, $L = 3,0 \text{ м}$.

Расчёт производим аналогично первым двум вариантам.

Полученные значения:

$$Re_2 = 37818,65;$$

$$\alpha_2 = 6113,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К});$$

$$\alpha_1 = 7001,21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К});$$

$$K = 765,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К});$$

$$F_{TP} = 63,93 \text{ м}^2.$$

Чтобы выбрать самый эффективный теплообменник, сопоставим значения требуемых поверхностей к соответствующим им значениям коэффициентов теплопередачи:

$$1) \quad 783,22 \leftrightarrow 62,48$$

$$2) \quad 761,46 \leftrightarrow 64,27$$

$$3) \quad 765,46 \leftrightarrow 63,93$$

Таким образом, выбираем первый вариант, т. к. коэффициент теплопередачи имеет наибольшее значение, при наименьшем значении требуемой поверхности теплопередачи.

Следовательно, для дальнейших расчётов принимаем конденсатор с характеристиками: $D = 600 \text{ мм}$, $d = 20 \times 2 \text{ мм}$, $z = 6$, $n = 316$, $F = 60 \text{ м}^2$, $L = 3 \text{ м}$.

2.2. Расчет изоляции аппарата

Толщину изоляционного слоя $\delta_{из}$ м, определяем по формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left(\frac{1}{K_n} - \frac{1}{\alpha_n} \right), \quad (12)$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности изоляционного материала,
принимаем из таблицы 20 приложения 1 для асбеста

$$\lambda_{из} = 0,116 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К});$$

K_n – коэффициент теплопередачи в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$.

$$K_n = \alpha_n \frac{t_{из} - t_{603}}{t_{2n} - t_{603}}, \quad (13)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$. $\alpha_n = 9,3 + 0,06 t_{из}$;

$t_{из}$ – допустимая температура поверхности изоляции. $t_{из} = 40 \div 60^\circ\text{C}$;
 $t_{вс}$ – температура окружающей среды. $t_{вс} = 15 \div 25^\circ\text{C}$;
 $t_{зн}$ – температура пара, $t_{зн} = 108,7^\circ\text{C}$.

Тогда.

$$\alpha_n = 9,3 + 0,06 \times 60 = 12,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$K_n = 12,9 \times \frac{60 - 20}{108,7 - 20} = 5,92 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$\delta_{из} = 0,116 \times \left(\frac{1}{5,92} - \frac{1}{12,9} \right) = 0,011 \text{ м} = 11 \text{ мм}.$$

Толщина изоляции теплообменного аппарата в нашем случае составляет $\delta_{из} = 11 \text{ мм}$.

2.3. Гидравлический расчет

Гидравлический расчет производится для жидкости, находящейся в трубном пространстве.

Мощность насоса N кВт, определяем по формуле:

$$N = \frac{\Delta p \times V}{1000 \times \eta}, \quad (14)$$

где Δp – потери напора в теплообменнике, Па;

V – объемный расход холодного теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$;

η – КПД насоса, $\eta = 0,6 \div 0,8$.

Гидравлическое сопротивление аппарата складывается из потерь давления на преодоление сопротивления трения $\Delta p_{тр}$ и на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{мс}$.

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{мс} = \left(\lambda \frac{l}{d_{ен}} + \sum \xi \right) \times \frac{W_2^2 \rho_2}{2}, \quad (15)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l и $d_{вн}$ – длина и внутренний диаметр трубы, м;
 ζ – коэффициент местного сопротивления, принимается по таблице 4, главы 1;
 W_2 – скорость жидкости в трубах, м/с.

$$W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \times S_{mp} \times \frac{n}{z}} = \frac{31,98}{995,7 \times \frac{3,14 \times 0,016^2}{4} \times \frac{316}{6}} = 3,03 \text{ м/с.}$$

Коэффициент гидравлического трения при ламинарном движении теплоносителя определяют по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (16)$$

При турбулентном движении в гидравлически шероховатых трубах в зоне гладкого трения ($Re < 10^5$) λ определяют по формуле:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (17)$$

При турбулентном движении в доквадратичной области сопротивления ($20 \frac{\Delta}{d} < Re < 500 \frac{\Delta}{d}$) коэффициент λ зависит как от критерия Рейнольдса, так и от шероховатости труб и определяется по формуле:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (18)$$

где Δ – высота выступов шероховатостей, в расчетах можно принять $\Delta = 0,2 \text{ мм}$.

В области квадратичного сопротивления ($Re > 500 \frac{\Delta}{d}$) коэффициент λ определяется по формуле:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (19)$$

Итак, для холодного теплоносителя $Re = 60318,35$ следовательно, коэффициент λ определяем по формуле:

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{0,316}{60318,35^{0,25}} = 0,0201 .$$

Тогда.

$$\Delta p = (0,0201 \frac{3}{0,016} + 1,5 + 1 + 1,5 + 1) \times \frac{3,03^2 \times 995,7}{2} = 40080 \text{ Па}.$$

$$N = \frac{40080 \times 0,032}{1000 \times 0,7} = 1,83 \text{ кВт}.$$

Из таблицы 5 по мощности выбираем центробежный насос X8/18 с типом электродвигателя ВАО-31-2.

В приложении 3 представлены основные, габаритные размеры и техническая характеристика элементов кожухотрубного конденсатора, а так же сборочные чертежи.

3. РАСЧЕТ БАРАБАННОЙ СУШИЛКИ

3.1. Технологический расчет установки

Произвести расчет и выполнить чертежи воздушной барабанной сушилки для высушивания пшеницы $G_n = 6200 \text{ кг/ч} = 1,72 \text{ кг/с}$ по влажному материалу. Материал поступает в сушилку с температурой $t_n = 29^\circ \text{C}$ и влажностью $\omega_n = 22\%$. Продукт выходит с конечной влажностью $\omega_k = 12\%$. Аппарат установлен в городе Ереван. Расчет произвести отдельно для летних и зимних условий.

В начале расчета определяем по таблице 23 приложения 1 параметры воздуха города Еревана для лета и зимы.

Январь:

- средняя температура воздуха $t_0 = -5,8^\circ \text{C}$;
- относительная влажность воздуха $\varphi_0 = 89\%$.

Июль:

- средняя температура воздуха $t_0 = 25^\circ \text{C}$;
- относительная влажность воздуха $\varphi_0 = 50\%$.

Определяем влагу $W \text{ кг/с}$, удаляемой в процессе сушки по формуле:

$$W = G_n \frac{\omega_n - \omega_k}{100 - \omega_k} \quad (1)$$

$$W = 1,72 \frac{22 - 12}{100 - 12} = 0,2 \text{ кг/с.}$$

На $I-d$ диаграмме (рис.1) строим теоретический процесс сушки для зимних условий. По значениям температуры t_0 и начальной относительной влажности φ_0 определяем положение точки A соответствующей состоянию воздуха при его входе в подогреватель. Процесс подогрева воздуха в подогревателе изобразится линией AB при $x_1=x_0$, так как его влагосодержание остается постоянным. Точка B соответствует состоянию воздуха при выходе его из подогревателя, находится на линии $x_0=Const$ и $t_1=Const$ (таблица 24 приложения 1, $t_1=120^0C$). Теоретический процесс сушки изобразится линией BC' , которая параллельна линии постоянной энтальпии, т.е. $I=Const$ ($I_1=I_2$). Точка C' характеризует воздух при выходе его из сушильной камеры и находится на пересечении линий $I=Const$ и $t_2=Const$, температуру t_2 берем из таблицы 24 приложения 1, $t_2=55^0C$.

По $I-d$ диаграмме находим недостающие параметры воздуха.

Точка A :

-влагосодержание $d_0 = 0,0025 \text{ кг/кг}$;

-энтальпия $I_0 = 2 \text{ кДж}$;

Точка B :

-влагосодержание $d_1 = 0,0025 \text{ кг/кг}$;

-энтальпия $I_1 = 128 \text{ кДж}$;

Точка C' :

-влагосодержание $d'_2 = 0,027 \text{ кг/кг}$;

-энтальпия $I'_2 = 128 \text{ кДж}$.

Аналогично на $I-d$ диаграмме (рис.2) строим теоретический процесс сушки для летних условий и определяем недостающие параметры воздуха.

Точка A :

-влагосодержание $d_0 = 0,011 \text{ кг/кг}$;

-энтальпия $I_0 = 53 \text{ кДж}$;

Точка B :

-влагосодержание $d_1 = 0,011 \text{ кг/кг}$;

-энтальпия $I_1 = 150 \text{ кДж}$;

Точка C' :

-влагосодержание $d'_2 = 0,036 \text{ кг/кг}$;

-энтальпия $I'_2 = 150 \text{ кДж}$.

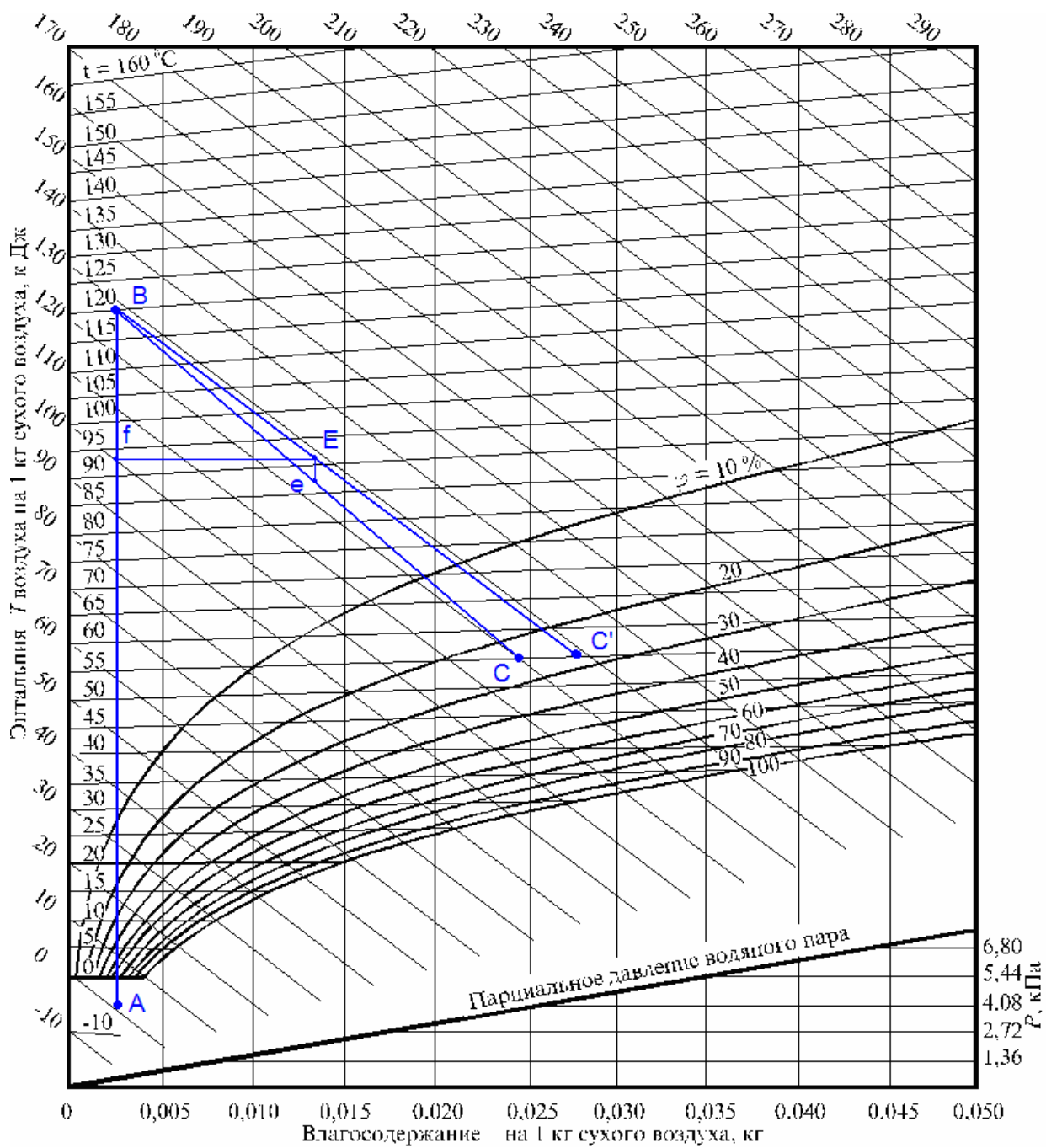


Рис. 1. Построение теоретического и действительного процесса сушки для зимних условий.

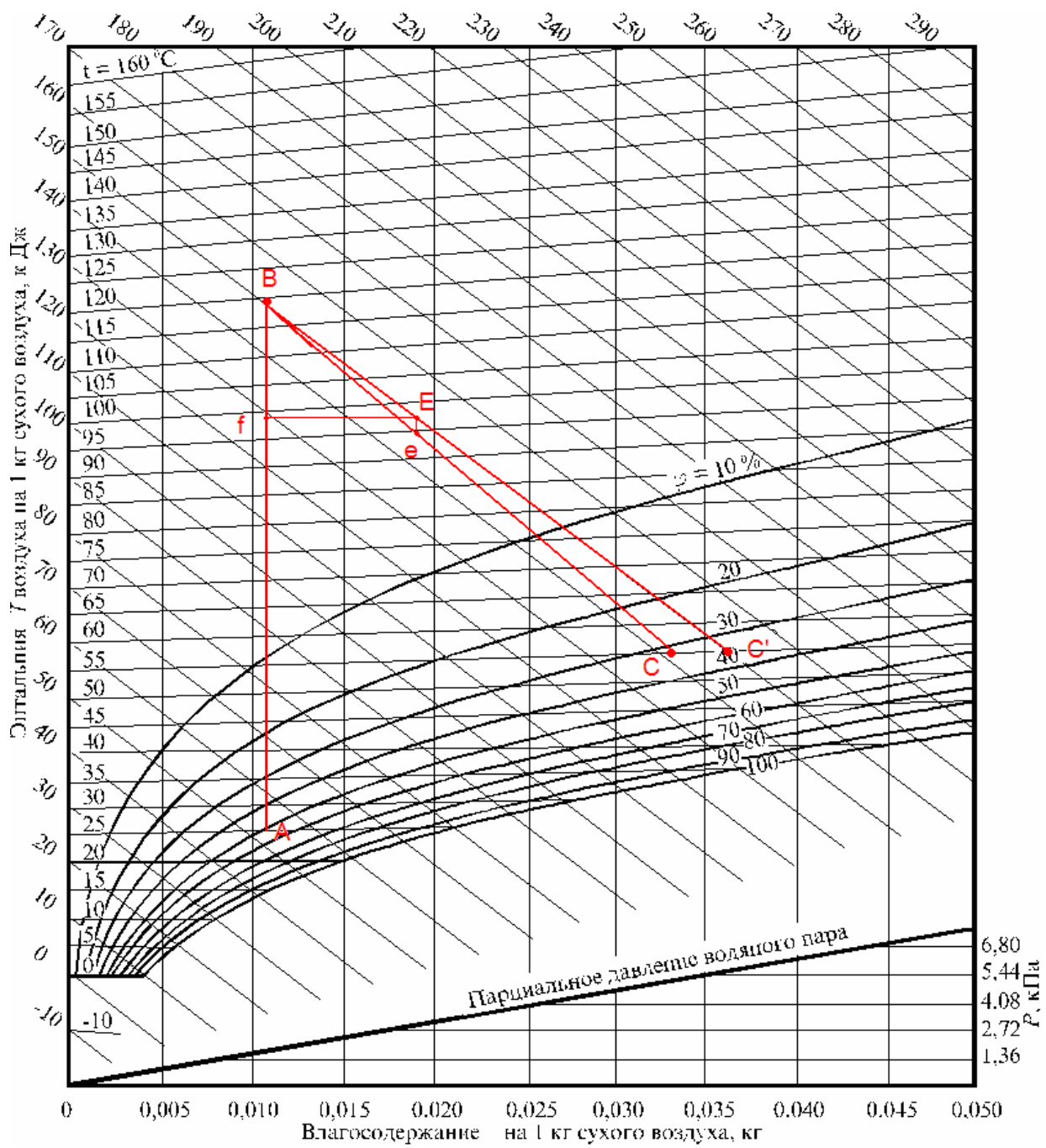


Рис. 2. Построение теоретического и действительного процесса сушки для летних условий.

Далее определяем удельные тепловые потери на нагрев материала q_m Дж/кг, по формуле:

$$q_m = \frac{G_k c (t_k - t_n)}{W}, \quad (2)$$

где G_k – количество высушенного материала, кг/с;
 c – удельная теплоемкость высушенного материала, Дж/(кг·К);
 t_k – максимальная температура нагрева материала, °С.

$$G_k = G_n \frac{100 - \omega_n}{100 - \omega_k}. \quad (3)$$

$$c = c_B \frac{\omega_k}{100} + c_{CM} \frac{100 - \omega_k}{100}. \quad (4)$$

где c_B – удельная теплоемкость воды, $c_B = 4180$ Дж/(кг·К);
 c_{CM} – удельная теплоемкость абсолютно сухого материала,
 $c_{CM} = 1650$ Дж/(кг·К).

Тогда.

$$C = 4180 \frac{12}{100} + 1650 \frac{100 - 12}{100} = 501,6 + 1452 = 1953,6 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

$$G_k = 1,72 \frac{100 - 22}{100 - 12} = 1,53 \text{ кг/с}.$$

$$q_m = \frac{1,53 \cdot 1953,6 (50 - 29)}{0,2} = 313845,84 \text{ Дж/кг}.$$

Удельные тепловые потери в окружающую среду q_{nom} Дж/кг, находим по формуле.

Для зимних условий:

$$q_{nom} = (0,04 \div 0,06) q_m, \quad (5)$$

где q_m – удельный расход тепла в теоретической сушилке, Дж/кг.

$$q_m = \frac{I_1 - I_0}{d'_2 - d_0} \quad (6)$$

$$q_m = \frac{130000 - 2000}{0,027 - 0,0025} = 5224489,8 \text{ Дж.}$$

$$q_{nom} = (0,04 \div 0,06) 5224489,8 = 208979,59 \div 313469,39 \text{ Дж.}$$

Принимаем $q_{nom} = 209937,16 \text{ Дж.}$

Для летних условий:

$$q_T = \frac{150000 - 53000}{0,036 - 0,011} = 3880000 \text{ Дж.}$$

$$q_{nom} = (0,04 \div 0,06) 3880000 = 155200 \div 232800 \text{ Дж.}$$

Принимаем $q_{nom} = 156937,16 \text{ Дж.}$

Далее построим действительный процесс сушки на $I-d$ диаграмме для зимних условий.

Положение линии BC (рис.1), изображающей процесс сушки в реальной сушильной установке определяется уравнением:

$$\Delta = t_{нсв} - (q_m + q_{пот}), \quad (7)$$

где Δ – внутренний баланс сушильной камеры, Дж/кг.

При этом линия реального процесса сушки, начинаясь из точки В, будет проходить выше линии $I=Const$ при $\Delta > 0$ или ниже нее при $\Delta < 0$.

$$\Delta = 29 \cdot 4180 - (313845,84 + 209937,16) = -402563 \text{ Дж/кг.}$$

Через произвольную точку e на линии BC проводим линию eF параллельно оси x и линию eE параллельно оси I . Линию eF измеряем в мм ($eF = 30 \text{ мм}$). Длину отрезка eE определяем по формуле:

$$eE = eF \frac{\Delta}{m}, \quad (8)$$

где m – отношение масштабов диаграммы, $m = \frac{M_I}{M_x} \cdot 1000$;

M_I – число единиц энтальпии на 1 мм диаграммы, Дж/кг;

M_x – число единиц влагосодержания в 1 мм диаграммы, г/кг.

$$m = \frac{1111,11}{0,36} \cdot 1000 = 3086416,67.$$

Тогда.

$$eE = -30 \frac{402563}{3086416,67} = -3,91 \text{ мм.}$$

Так как $\Delta < 0$ отрезок eE откладываем вниз от точки e . Через точки B и E проводим линию характеризующую реальный процесс сушки, до пересечения с линией температурой на выходе из сушильной камеры t_2 .

Аналогично построим действительный процесс сушки на $I-d$ диаграмме для летних условий, воспользовавшись рисунком 2.

$$\Delta = 29 \cdot 4180 - (313845,84 + 156937,16) = -349563 \text{ Дж/кг.}$$

$$m = \frac{1111,11}{0,36} \cdot 1000 = 3086416,67.$$

При $eF = 25$ мм получим:

$$eE = -25 \frac{349563}{3086416,67} = -2,83 \text{ мм.}$$

Далее определяем расход воздуха и тепла.

Для зимних условий.

Удельный расход воздуха l кг/кг, определяем по формуле:

$$l = \frac{1}{d_2 - d_0}, \quad (9)$$

где d_2 – влагосодержание воздуха на выходе из сушильной камеры (точка C , рис.1), $d_2 = 0,024$ г/кг.

$$l = \frac{1}{0,024 - 0,0025} = 46,51 \text{ кг/кг.}$$

Полный расход воздуха L кг/с, определяем по формуле:

$$L = l \times W. \quad (10)$$

$$L = 46,51 \times 0,2 = 9,3 \text{ кг/с}$$

Удельный расход тепла q Дж/кг, определяем по формуле:

$$q = l(I_2 - I_0) + q_m + q_{\text{ном}} - c_g \times t_n, \quad (11)$$

где I_2 – энтальпия воздуха на выходе из сушильной камеры (точка С, рис.1), $I_2 = 119$ кДж.

$$q = 46.51(119000 - 2000) + 313845,84 + 209937,16 - 4180 \times 29 = 5844233 \text{ Дж/кг}$$

Полный расход тепла Q , Вт определяем по формуле:

$$Q = q \times W. \quad (12)$$

$$Q = 5844233 \times 0,2 = 1168846,6 \text{ Вт.}$$

Аналогично определяем полный расход воздуха и тепла по формулам (9-12) для летних условий.

Параметры воздуха на выходе из сушильной камеры (точка С, рис.2), $d_2 = 0,033$ г/кг и $I_2 = 1143$ кДж.

$$l = \frac{1}{33 - 11} = 45,45 \text{ кг/кг.}$$

$$L = 45,45 \times 0,2 = 9,09 \text{ кг/с.}$$

$$q = 45,45(143000 - 53000) + 313845,84 + 156937,16 - 4180 \cdot 29 = 4440063 \text{ Дж/кг}$$

$$Q = 4440063 \times 0,2 = 888012,6 \text{ Вт.}$$

Далее определим основные размеры барабана.

Для зимних условий.

Диаметр барабана D_6 м, определяем по формуле:

$$D_6 = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi W_6}}, \quad (13)$$

где V_c – секундный объем воздуха на выходе из сушилки, $м^3/с$;
 W_6 – допустимая скорость воздуха на выходе из сушилки,
 $W_6 = 2,5 м/с$ (таблица 24 приложения 1).

$$V_c = LV_0. \quad (14)$$

где V_0 – удельный объем воздуха на выходе из сушилки,
 $V_0 = 0,988 м^3/кг$ (таблица 25 приложения 1).

$$V_c = 9,3 \times 0,988 = 9,19 м^3/с.$$

$$D_6 = \sqrt{\frac{4 \times 9,19}{3,14 \times 2,5}} = 2,16 м.$$

Для окончательного выбора диаметра барабана рекомендуется пользоваться следующими нормами $D_6 = 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,4; 2,8$.

Принимаем $D_6 = 2,2 м$.

Длину барабана $L_6 м$, определяем по формуле:

$$L_6 = \frac{V_6}{F}, \quad (15)$$

где V_6 – объем барабана, $м^3$;

F – площадь сечения барабана, $м^2$.

$$V_6 = \frac{3600 \times W}{A}, \quad (16)$$

где A – напряжение объема барабана по влаге, (таблица 24 приложения 1)

$A = 20 кг/(м^3 \times ч)$.

$$V_6 = \frac{3600 \times 0,2}{20} = 36 м^3.$$

$$F = \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 = 3,14 \left(\frac{2,2}{2} \right)^2 = 3,8 м^2.$$

$$L_{\sigma} = \frac{36}{3,8} = 9,47 \text{ м.}$$

По нормальям отношение $\frac{L_{\sigma}}{D_{\sigma}}$ должно находиться в пределах $3,5 \div 7,0$.

$$\frac{L_{\sigma}}{D_{\sigma}} = \frac{9,47}{2,2} = 4,30$$

Условие выполнено.

Уточняем скорость воздуха W'_{σ} м/с, по формуле:

$$W'_{\sigma} = \frac{V_c}{F}.$$

Скорость воздуха не должна превышать максимальную величину, указанную в таблице 24 приложения 1. $2,0 < W'_{\sigma} < 2,5$.

$$W'_{\sigma} = \frac{9,19}{3,8} = 2,42 \text{ м/с.}$$

Условие выполнено.

Для летних условий.

$$V_0 = 0,977 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

$$V_c = 9,09 \cdot 0,977 = 9,06 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$D_{\sigma} = \sqrt{\frac{4 \times 9,06}{3,14 \times 2,5}} = 2,15 \text{ м.}$$

Принимаем $D_{\sigma} = 2,2 \text{ м.}$

$$V_{\sigma} = \frac{3600 \times 0,2}{20} = 36 \text{ м}^3.$$

$$F = 3,14 \left(\frac{2,2}{2} \right)^2 = 3,8 \text{ м}^2.$$

$$L_{\sigma} = \frac{36}{3,8} = 9,47 \text{ м.}$$

$$\frac{L_{\bar{o}}}{D_{\bar{o}}} = \frac{9,47}{2,2} = 4,30.$$

Условие выполнено.

$$W_{\bar{o}} = \frac{9,06}{3,8} = 2,38 \text{ м/с.}$$

Условие выполнено.

Затем определяем продолжительность сушки τ с.

Для зимних условий.

$$\tau = \frac{V_{\bar{o}} \times \rho \times \beta}{G_{cp}}, \quad (17)$$

где ρ – средняя насыпная плотность материала, $\rho = 750 \div 850 \text{ кг/м}^3$
(таблица 24 приложения 1);

β – степень заполнения барабана, $\beta = 0,15$ (таблица 24 приложения 1);

G_{cp} – средняя масса материала, проходящего через барабан, кг/с .

$$G_{cp} = \frac{G_n + G_k}{2}. \quad (18)$$

$$G_{cp} = \frac{1,72 + 1,53}{2} = 1,63 \text{ кг/с.}$$

$$\tau = \frac{36 \times 0,15(750 \div 850)}{1,63} = 2484,66 \div 2815,95 \text{ с.}$$

Принимаем $\tau = 2800 \text{ с}$.

Для зимних условий.

$$G_{cp} = \frac{1,72 + 1,53}{2} = 1,63 \text{ кг/с.}$$

$$\tau = \frac{36 \times 0,15(750 \div 850)}{1,63} = 2484,66 \div 2815,95 \text{ с.}$$

Принимаем $\tau = 2800 \text{ с}$.

Далее определяем число оборотов барабана n об/мин.
Для зимних условий.

$$n = \frac{60 \times L_{\delta}}{a \times \tau \times D_{\delta} \times \operatorname{tg} \alpha}, \quad (19)$$

где a – коэффициент, зависящий от диаметра и конструкции барабана,
 $a = 0,4$;
 α – угол наклона барабана, $\alpha = 3$ град (таблица 24 приложения 1).

Таблица 1

Значения коэффициента a от D_{δ}

D_{δ}	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,8
a	0,66	0,60	0,55	0,50	0,46	0,43	0,40	0,38	0,34

$$n = \frac{60 \times 9,47}{0,4 \times 2,2 \times 2800 \times 0,05} = 4,61 \text{ об/мин.}$$

Для летних условий.

$$n = \frac{60 \times 9,47}{0,4 \times 2,2 \times 2800 \times 0,05} = 4,61 \text{ об/мин.}$$

3.2. Расчет циклона

Определяем основные размеры циклона по формулам:

ширина входного патрубка $b = 0,21 \times D$ м;

высота входного патрубка $h = 3,14b = 0,66 \times D$ м;

диаметр циклона $D = 4,75 \times b$ м;

наружный диаметр выхлопной трубы $D_1 = 2,75 \times b = 0,58 \times D$ м;

высота цилиндрической части $h_1 = 7,6 \times b = 1,6 \times D$ м;

высота конической части $h_2 = 9,5b = 2 \times D$ м.

Из формулы площади сечения входного патрубка выразим его ширину b м.

$$f = 3,14b^2 = \frac{V_{\Gamma}}{\omega_{BX}} \Rightarrow b = \sqrt{\frac{V_{\Gamma}}{\omega_{BX} \cdot 3,14}}, \quad (20)$$

где ω_{BX} – скорость газа во входном патрубке циклона, принимаем

$$\omega_{BX} = 15 \div 20 \text{ м/с};$$

V_{Γ} – действительный секундный объем газа, поступающий в циклон при заданной температуре, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{\Gamma} = \frac{V_C(t_K + 273)}{3600 \times 273}. \quad (21)$$

$$V_{\Gamma} = \frac{9,19(55 + 273)}{3600 \times 273} = 0,0031 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$b = \sqrt{\frac{0,0031}{20 \times 3,14}} = 0,007 \text{ м}.$$

Тогда:

$$D = 4,75 \times 0,007 = 0,033 \text{ м};$$

$$h = 3,14 \times 0,007 = 0,022 \text{ м};$$

$$D_1 = 2,75 \times 0,007 = 0,019 \text{ м};$$

$$h_1 = 7,6 \times 0,007 = 0,053 \text{ м};$$

$$h_2 = 9,5 \times 0,007 = 0,067 \text{ м}.$$

Затем определяем теоретическую скорость осаждения частиц в циклоне ω_0 м/с, по формуле:

$$\omega_0 = \frac{d^2(\rho_1 - \rho_2)\omega_{\Gamma}^2}{9\nu_2\rho_2D}, \quad (22)$$

где d – поперечный размер частицы, $d = 0,5 \text{ мм} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$;

ρ_1 – плотность улавливаемых частиц, $\rho_1 = 750 \text{ кг/м}^3$
(таблица 24 приложения 1);

ρ_2 – плотность газовой среды, $\rho_2 = 1,08 \text{ кг/м}^3$;

ω_{Γ} – окружная скорость газа в циклоне, $\omega_{\Gamma} = 14 \div 20 \text{ м/с}$;

ν_2 – кинематическая вязкость газа, $\nu \approx 18,46 \text{ м}^2/\text{с}$.

$$\rho_2 = 1,293 \frac{273}{273 + t_2}. \quad (23)$$

$$\omega_0 = \frac{0,0005^2 (750 - 1,08) 14^2}{9 \cdot 18,46 \cdot 1,08 \cdot 0,033} = 0,0062 \text{ м/с.}$$

Для проверки теоретической скорости осаждения частиц воспользуемся следующим условием:

$$\text{Re} = \frac{\omega_0 d}{\nu_2} \leq 0,2. \quad (24)$$

$$\text{Re} = \frac{0,0062 \cdot 0,0005}{18,46} = 1,67 \cdot 10^{-7}.$$

Условие выполнено т.к. $1,67 \cdot 10^{-7} < 0,2$.

Далее произведем уточненные расчеты основных размеров циклона. Внутренний диаметр выхлопной трубы d_T м, определяем по формуле:

$$d_T = 1.13 \sqrt{\frac{V_\Gamma}{\omega_T}}, \quad (25)$$

где ω_T – скорость газа в выхлопной трубе, $\omega_T = 7 \div 9$ м/с.

$$d_T = 1.13 \sqrt{\frac{0,0031}{8}} = 0,022 \text{ м.}$$

Наружный диаметр выхлопной трубы D_1 м, определяем по формуле:

$$D_1 = d_T + 2\delta, \quad (26)$$

где δ – толщина стенки выхлопной трубы, принимаем $\delta = 0,0015$ м.

$$D_1 = 0,022 + 2 \times 0,0015 = 0,025 \text{ м.}$$

Тогда диаметр циклона D м, будет равен:

$$D = \frac{D_1}{1 - 10 \frac{\omega_0}{\omega_T}}. \quad (27)$$

$$D = \frac{0,025}{1 - 10 \frac{0,0062}{14}} = 0,025 \text{ м.}$$

Высоту цилиндрической части циклона h_1 м, определяем по формуле:

$$h_1 = \frac{2V_{\Gamma}}{(D - D_1)\omega_{\Gamma}} \quad (28)$$

$$h_1 = \frac{2 \times 0,0031}{(0,033 - 0,025) \cdot 14} = 0,055 \text{ м.}$$

3.3. Расчет вентилятора

Фиктивную скорость воздуха в аппарате ω м/с, определяем по формуле:

$$\omega = \frac{4V_c}{(\pi \cdot D_B^2)} \quad (30)$$

$$\omega = \frac{4 \cdot 9,19}{3,14 \cdot 2,2^2} = 2,42 \text{ м/с.}$$

Далее определяем критерий Рейнольдса по формуле:

$$\text{Re} = \frac{\omega \times d \times \rho}{\mu} \quad (31)$$

$$\text{Re} = \frac{2,42 \times 0,0005 \times 1,293}{0,02 \times 10^{-3}} = 78.$$

Общий коэффициент сопротивления λ , определяем по формуле:

$$\lambda = \frac{133}{\text{Re}} + 2,34 \quad (32)$$

$$\lambda = \frac{133}{78} + 2,34 = 4,04.$$

Перепад давлений, обусловленный сушильной установкой Δp Па, определяем по формуле:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{L}{D_B} + \sum \xi \right) \times \frac{\omega^2}{2g}, \quad (33)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\sum \xi = 5 \div 15$.

$$\Delta p = \left(78 \frac{10}{2,2} + 15 \right) \times \frac{2,42^2}{2 \times 9,8} = 110 \text{ Па.}$$

Мощность, потребляемую вентилятором N кВт, определяем по формуле:

$$N = \frac{V_C \times \Delta p}{3600 \times 1000 \times \eta_B \times \eta_{II}}, \quad (34)$$

где η_B – КПД вентилятора, $\eta_B = 0,5 \div 0,7$;
 η_{II} – КПД передачи, $\eta_{II} = 0,95 \div 1$.

$$N = \frac{9,19 \times 110}{1000 \times 0,6 \times 0,98} = 1,72 \text{ кВт.}$$

По таблице 2 выбираем центробежный вентилятор обеспечивающий стабильную работу сушильной установки. В-Ц14-46-5К-02.

Таблица 2

Технические характеристики центробежных вентиляторов

Марка	Q, м ³ /с	n, с ⁻¹	Электродвигатель		
			тип	N, кВт	$\eta_{ДВ}$
В-Ц14-46-5К-02	3,67	24,1	A02-61-4	13	0,88
В-Ц14-46-8К-02	5,28	16,15	A02-71-6	17	0,9
В-Ц14-46-8К-02	7,78	16	A02-72-6	22	0,9

В приложении 4 представлены габаритные размеры и различные чертежи (общий вид) барабанных сушилок прямо- и противоточного действия.

4. РАСЧЕТ ВАКУУМ-ВЫПАРНОГО АППАРАТА

4.1. Технологический расчет

Рассчитать выпарной аппарат для выпаривания $m_n = 5500 \text{ кг/час} = 1,53 \text{ кг/с}$ CaCl_2 от начальной концентрации $\vartheta_n = 14\%$ до конечной $\vartheta_k = 21,5\%$. Давление в аппарате $P_{\text{вм.н.}} = 0,23 \text{ ат}$. Давление греющего пара в аппарате $P_{\text{г.н.}} = 3,8 \text{ ат}$.

Определяем количество выпаренной воды $W \text{ кг/с}$, по формуле:

$$W = m_n \left(1 - \frac{\vartheta_n}{\vartheta_k}\right). \quad (1)$$

$$W = 1,53 \times \left(1 - \frac{14}{21,5}\right) = 0,53 \text{ кг/с}.$$

По таблицам 1 и 27 приложения 1, находим по давлению вторичного пара и греющего пара их температуры: $t_{\text{гп}} = 63,14 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вм}} = 141,79 \text{ }^\circ\text{C}$.

Затем определяем температурные потери.

Физико-химическую депрессию определяем по формуле Тищенко:

$$\Delta = \eta \cdot \Delta_n: \quad (2)$$

где Δ_n – нормальная депрессия, вычисленная при атмосферном давлении, $\Delta_n = 2,7 \text{ }^\circ\text{C}$ (таблица 21 приложения 1);

η – поправочный коэффициент, зависящий от давления вторичного пара, $\eta = 0,775$ (таблица 22 приложения 1).

$$\Delta = 0,775 \cdot 2,7 = 2,09 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Гидростатическую температурную депрессию Δ' , определяем как разность температур кипения воды в среднем сечении и на поверхности

$$\Delta' = t' - t_{\text{гп}}, \quad (3)$$

где t' – температура кипения воды в среднем сечении трубок, $^{\circ}\text{C}$.

Для определения температуры кипения воды в среднем сечении трубок, находим давление в среднем слое раствора P_{cp} ат, по формуле:

$$P_{cp} = P_{a\bar{o}} + \Delta p, \quad (4)$$

где Δp – гидростатическое давление в среднем слое раствора, ат.

$$\Delta p = 9,81 \times 10^{-5} \frac{\rho \times l}{2}, \quad (5)$$

где ρ – плотность раствора в данном корпусе, $\rho = 1099,4 \text{ кг/м}^3$ (таблицы 5-8 приложения 1);

l – длина трубок, м (принимаем в пределах 2÷4 м).

$$\Delta p = 9,81 \times 10^{-5} \times \frac{1099,4 \times 4}{2} = 0,22 \text{ ат.}$$

Тогда.

$$P_{cp} = 0,23 + 0,22 = 0,45 \text{ ат.}$$

По таблице 27 приложения 1 для этого давления находим температуру кипения воды t' в среднем сечении трубок, $t' = 78,75 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta' = 78,75 - 63,14 = 15,61 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Полученные температурные потери складываются.

$$\Sigma \Delta = \Delta + \Delta' = 2,09 + 15,61 = 17,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температуру кипения раствора $t_{кин}$ $^{\circ}\text{C}$, определяем по формуле:

$$t_{\text{кун}} = t + \Sigma\Delta. \quad (6)$$

$$t_{\text{кун}} = 63,14 + 17,7 = 80,84 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем полезную разность температур $\Delta t_{\text{полез}} \text{ } ^\circ\text{C}$, по формуле:

$$\Delta t_{\text{полез}} = t_{\text{см}} - t_{\text{кун}}. \quad (7)$$

$$\Delta t_{\text{полез}} = 141,79 - 80,84 = 60,95 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Далее произведем расчет коэффициентов теплоотдачи α .

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующего пара к стенке $\alpha_{\text{конд}}$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$, рассчитываем по формуле:

$$\alpha_{\text{конд}} = \frac{A_1}{(q \times l)^{1/3}}, \quad (8)$$

где A_1 – расчетный коэффициент, определяемый по температуре

греющего пара из графика (рисунок 1), $A_1 = 3,67 \times 10^5$;

q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

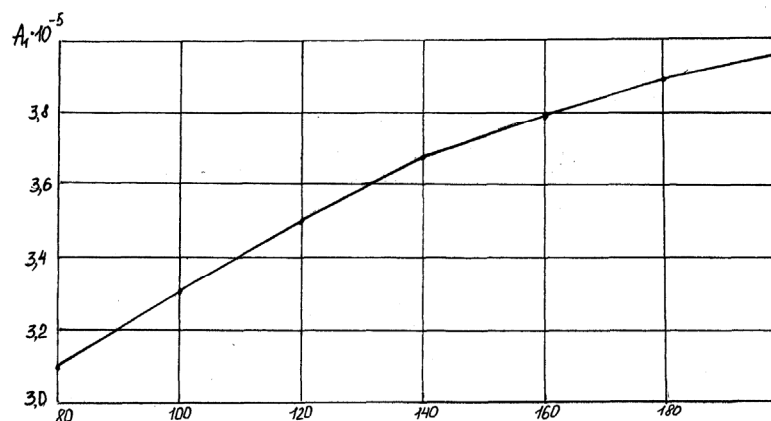


Рис. 1. Значение расчетного коэффициента A_1 .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору

$\alpha_{\text{кин}}$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ определяем по формуле:

$$\alpha_{\text{кин}} = A_2 \times q^{0,6}, \quad (9)$$

где A_2 – расчетный коэффициент, зависящий от температуры кипения и концентрации раствора.

Для сахарных растворов коэффициент A_2 определяется по графику рисунок 2, а для остальных – по графику рисунок 3.

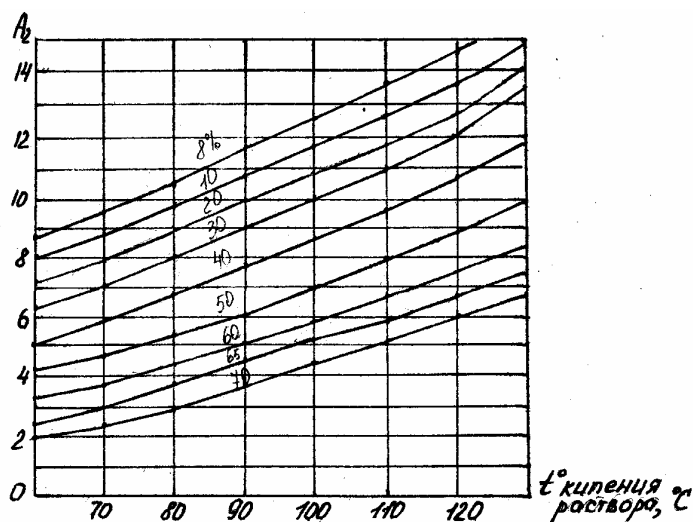


Рис. 2. Значения коэффициента A_2 для сахарных растворов.

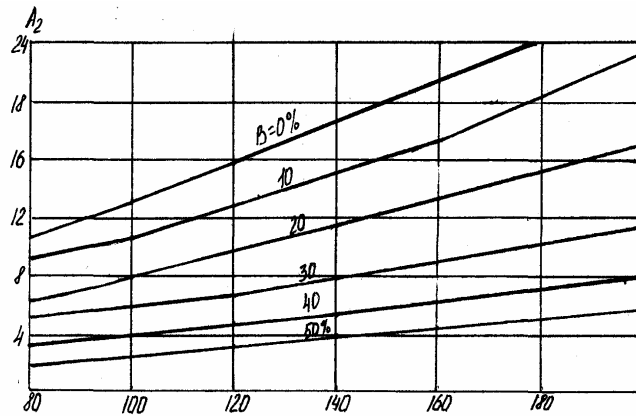


Рис. 3 Значения расчетного коэффициента A_2 для растворов солей.

Так как плотность теплового потока неизвестна, зададимся несколькими значениями q (порядка $20000 \div 100000 \text{ Вт/м}^2$), и вычислим $\alpha_{\text{конд}}$ и $\alpha_{\text{кип}}$.

$$\alpha_{\text{конд}}^1 = \frac{3,67 \times 10^5}{(40000 \times 4)^{1/3}} = 6759 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}.$$

$$\alpha_{\text{кип}}^1 = 9,8 \times 40000^{0,6} = 5655 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}.$$

$$\alpha_{\text{конд}}^2 = \frac{3,67 \times 10^5}{(65000 \times 4)^{1/3}} = 5774 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}.$$

$$\alpha_{\text{кип}}^2 = 9,8 \times 65000^{0,6} = 7568 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}.$$

$$\alpha_{\text{конд}}^3 = \frac{3,67 \times 10^5}{(75000 \times 4)^{1/3}} = 5484 \text{ Вт/(м}^2 \times \text{К)}.$$

$$\alpha^3_{куп} = 9,8 \times 75000^{0,6} = 8246 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$\alpha^4_{конд} = \frac{3,67 \times 10^5}{(85000 \times 4)^{1/3}} = 5260 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$\alpha^4_{куп} = 9,8 \times 85000^{0,6} = 8890 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$\alpha^5_{конд} = \frac{3,67 \times 10^5}{(120000 \times 4)^{1/3}} = 4689 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$\alpha^5_{куп} = 9,8 \times 120000^{0,6} = 10932 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Далее рассчитаем коэффициент теплопередачи $K \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$, по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{конд}} + \sum r + \frac{1}{\alpha_{куп}}}, \quad (10)$$

где Σr – сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений на ней, $(\text{м}^2 \times \text{К})/\text{Вт}$;

$\delta_{ст}, \delta_{загр}$ – толщина металлической стенки трубки и слоя загрязнений. (Принимаем $\delta_{ст} = 2 \text{ мм}$, $\delta_{загр} = 0,5 \div 1,5 \text{ мм}$);

$\lambda_{ст}, \lambda_{загр}$ – коэффициенты теплопроводности металлической стенки и слоя загрязнений, выбираются по таблице 20 приложения 1.

$$\lambda_{ст} = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К}), \lambda_{загр} = 2 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К}).$$

$$\sum r = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_{защ}}{\lambda_{защ}}. \quad (11)$$

$$\sum r = \frac{0,002}{45} + \frac{0,0005}{2} = 2,9 \times 10^{-4} \text{ Bm}/(\text{m} \times \text{K}).$$

$$K^1 = \frac{1}{\frac{1}{6759} + 2,9 \times 10^{-4} + \frac{1}{5655}} = 1627 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \times \text{K}).$$

$$K^2 = \frac{1}{\frac{1}{5774} + 2,9 \times 10^{-4} + \frac{1}{7568}} = 1680 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \times \text{K}).$$

$$K^3 = \frac{1}{\frac{1}{5484} + 2,9 \times 10^{-4} + \frac{1}{8246}} = 1684 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \times \text{K}).$$

$$K^4 = \frac{1}{\frac{1}{5260} + 2,9 \times 10^{-4} + \frac{1}{8890}} = 1687 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \times \text{K}).$$

$$K^5 = \frac{1}{\frac{1}{4689} + 2,9 \times 10^{-4} + \frac{1}{10932}} = 1681 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \times \text{K}).$$

Далее определяем температурный напор по формуле:

$$\Delta t^i = \frac{q^i}{K^i}. \quad (12)$$

Тогда,

$$\Delta t^1 = \frac{40000}{1627} = 24,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t^2 = \frac{65000}{1680} = 38,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t^3 = \frac{75000}{1684} = 44,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t^4 = \frac{85000}{1687} = 50,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t^5 = \frac{120000}{1681} = 71,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Затем строим нагрузочную характеристику, представляющую зависимость $q^i = f(\Delta t^i)$ рисунок 4.

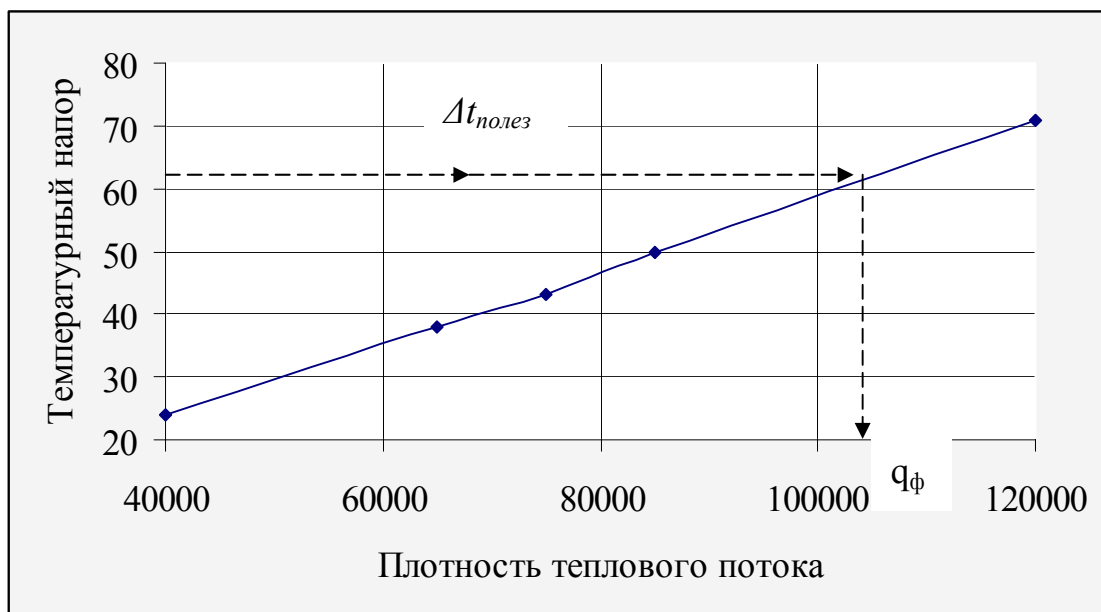


Рис. 4. Нагрузочная характеристика выпарной установки.

По известной величине полезной разности температур $\Delta t_{\text{полез}} = 60,95^{\circ}\text{C}$ находим фактическое значение удельного теплового потока $q_{\phi} = 105000 \text{ Вт/м}^2$ и определяем коэффициент теплопередачи по формуле:

$$K_{\text{РАСЧ}} = \frac{q_{\phi}}{\Delta t_{\text{полез}}} \quad (13)$$

$$K_{\text{РАСЧ}} = \frac{105000}{60,95} = 1723 \text{ Вт/(\text{м}^2 \times \text{K})}.$$

Далее определяем тепловую нагрузку аппарата $Q \text{ Вт}$, по формуле:

$$Q = m_{\text{н}} \times c \times (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) + W \times r + Q_{\text{ном}}, \quad (14)$$

где r – теплота конденсации греющего пара, находим по давлению вторичного пара по таблице 27 приложения 1, $r = 2350 \text{ кДж/кг}$;

- Q_{nom} – потери тепла в окружающую среду (принимаяем $5 \div 8 \%$ от полезно затрачиваемого тепла: на испарение воды и на нагревание раствора до температуры кипения);
- c – теплоёмкость раствора $CaCl_2$, выбираем по таблице 15 приложения 1;
- $c_в$ – удельная теплоёмкость воды, $c_в = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{K})$;
- $c_с$ – удельная теплоёмкость растворенного вещества, $c_с = 0,685 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{K})$;
- B – концентрация раствора, $\%$.

$$c = c_с \times \frac{B}{100} + c_в \times \frac{100 - B}{100} . \quad (15)$$

$$c = 0,685 \times \frac{14}{100} + 4,18 \times \frac{100 - 14}{100} = 3,691 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Следовательно, с учётом тепловых потерь в 5% .

$$Q = 1,05 \times [1,53 \times 3691 \times (80,84 - 63,14) + 0,53 \times 2350 \times 10^3] = 1414 \times 10^3 \text{ Вт}.$$

Рассчитав тепловую нагрузку аппарата, определяем расход греющего пара D $\text{кг}/\text{с}$, по формуле:

$$D = \frac{Q}{r} . \quad (16)$$

$$D = \frac{1414000}{2350000} = 0,6 \text{ кг}/\text{с}.$$

Площадь поверхности нагрева $F \text{ м}^2$, определяем из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K_{РАСЧ} \times \Delta t_{полез}} \quad (17)$$

$$F = \frac{1414000}{1723 \times 60,95} = 13,46 \text{ м}^2.$$

4.2. Расчёт толщины тепловой изоляции

Толщину изоляционного слоя $\delta_{из} \text{ м}$, определяем по формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left(\frac{1}{K_n} - \frac{1}{\alpha_n} \right), \quad (18)$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности изоляционного материала, принимаем из таблицы 20 приложения 1 для шлаковой ваты $\lambda_{из} = 0,07 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К})$;

K_n – коэффициент теплопередачи в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$.

$$K_n = \alpha_n \frac{t_{из} - t_{в03}}{t_s - t_{в03}}, \quad (19)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$. $\alpha_n = 9,3 + 0,06 t_{из}$;

$t_{из}$ – допустимая температура поверхности изоляции. $t_{из} = 40 \div 60 \text{ }^\circ\text{С}$;

$t_{в03}$ – температура окружающей среды. $t_{в03} = 15 \div 25 \text{ }^\circ\text{С}$.

t_s – температура пара. $t_s = 141,79 \text{ }^\circ\text{С}$.

Тогда.

$$\alpha_n = 9,3 + 0,06 \times 60 = 12,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$K_n = 12,9 \times \frac{60 - 20}{114,79 - 20} = 12,9 \times 0,513 = 5,54 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

$$\delta_{из} = 0,07 \times \left(\frac{1}{5,44} - \frac{1}{12,9} \right) = 0,00744 \text{ м} = 7,44 \text{ мм};$$

Толщина изоляции теплообменного аппарата в нашем случае составляет $\delta_{из} = 7,44 \text{ мм}$.

В приложении 5 представлены типы, основные и габаритные размеры элементов выпарных аппаратов, а так же их исполнения.

4.3. Ориентировочный расчет теплообменного аппарата для подогрева исходного раствора перед подачей в выпарной аппарат

4.3.1. Определение средних температур теплоносителей

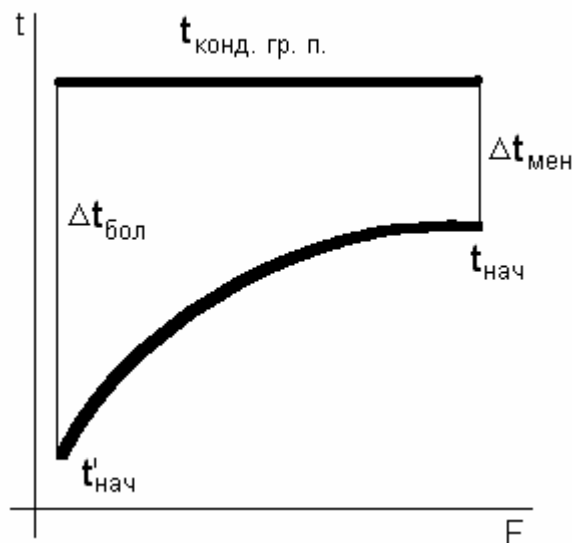


Рис. 5. Температурная схема

$t'_{нач}$ – начальная температура исходного раствора (по заданию); $\Delta t_{бол}$, $\Delta t_{мен}$ – большая и меньшая разность температур соответственно; °С; $t_{нач}$ – температура исходного раствора после подогревателя, °С

$$\Delta t_{б} = t_{конд.гр.п} - t'_{нач} = 141,79 - 63,14 = 78,65 \text{ °С}. \quad (20)$$

$$\Delta t_{м} = t_{конд.гр.п} - t_{нач} = 141,79 - 105 = 36,79 \text{ °С}. \quad (21)$$

Значение средней движущей силы рассчитаем по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\bar{\delta}} / \Delta t_m)} \cdot \quad (22)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{78,65 - 36,79}{\ln(78,65 / 36,79)} = 55 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру раствора определяем по формуле:

$$t_{cp.p} = t_{\text{конд.гр.п}} - \Delta t_{cp} = 141,79 - 55 = 86,79 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (23)$$

4.3.2. Тепловой баланс подогревателя

Расход теплоты Q Вт, на подогрев исходного раствора от температуры $t'_{нач}$ до температуры $t_{нач}$ найдем по формуле (24), приняв значение теплоёмкости раствора при температуре $t_{нач}$ и концентрации $x_{нач}$ (таблица 15 приложения 1).

$$Q = G_{нач} \times c_{нач} \times (t_{кон} - t_{нач}). \quad (24)$$

$$Q = 1,53 \times 3,691 \times 10^3 \times (105 - 63,14) = 236393 \text{ Вт}.$$

Расход греющего пара $G_{гр.п.}$ кг/с, находим по формуле:

$$G_{гр.п.} = \frac{Q}{r \times \chi}, \quad (25)$$

где χ – степень сухости пара, $\chi = 0,95$.

$$G_{гр.п.} = \frac{236393}{2350000 \times 0,95} = 0,105 \text{ кг/с}.$$

4.3.3. Ориентировочный расчет подогревателя

Зададимся ориентировочным коэффициентом теплопередачи K_{op} от конденсирующегося пара к жидкости (таблица 1, глава 1) и рассчитываем ориентировочную площадь теплообмена $F_{op} \text{ м}^2$, по формуле:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \times \Delta t_{\text{полез}}}. \quad (26)$$

$$F_{op} = \frac{236393}{1000 \times 60,95} = 3,87 \text{ м}^2.$$

4.3.4. Расчёт гидравлического сопротивления подогревателя

Коэффициент трения λ рассчитываем по формуле:

$$\lambda = 0,25 \times \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}, \quad (27)$$

где e – относительная шероховатость труб, $e = \Delta/d_{\text{экв}}$
 $e = 0,0002/0,025=0,008$;

Δ – высота выступов шероховатостей (в расчётах можно принять $\Delta = 0,2 \text{ мм}$);

Re – критерий Рейнольдса, для обеспечения турбулентного режима движения жидкости принимаем $Re = 15000 \div 30000$.

$$\lambda = 0,25 \times \left\{ \lg \left[\frac{0,008}{3,7} + \left(\frac{6,81}{15000} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0399.$$

Скорость в штуцерах $\omega_{ш} \text{ м/с}$, определяем по формуле:

$$\omega_{ш} = \frac{G_{\text{нач}}}{\frac{\pi \times d_{ш}^2}{4} \times \rho}, \quad (28)$$

где $d_{ш}$ – диаметр штуцеров в распределительной камере (принимая по приложению 3 в зависимости от диаметра кожуха подогревателя), $d_{ш} = 0,2$ м;

ρ – плотность раствора в данном корпусе, $\rho = 1099,4$ кг/м³ (таблицы 5-8 приложения 1).

$$\omega_{ш} = \frac{1,53}{\frac{3,14 \times 0,2^2}{4} \times 1099,4} = 0,044 \text{ м/с.}$$

Гидравлическое сопротивление $\Delta p_{тр}$ Па, в трубном пространстве определяем по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta p_{тр} = \lambda \times \frac{l \times z}{d_{экр}} \times \frac{\omega_{тр}^2 \times \rho}{2} + [2,5 \times (z - 1) + 2 \times z] \times \\ \times \frac{\omega_{тр}^2 \times \rho}{2} + 3 \times \frac{\omega_{тр}^2 \times \rho}{2}, \end{aligned} \quad (29)$$

где z – число ходов по трубам, $z = 1$ (приложение 3);

$\omega_{тр}$ – скорость движения раствора в трубном пространстве подогревателя.

$$\omega_{тр} = \frac{Re \times \mu}{\rho \times d_{экр}}, \quad (30)$$

где μ – вязкость раствора, $\mu = 0,8$ мПа·с (приложение 1 таблица 19).

$$\omega_{тр} = \frac{15000 \times 0,8 \times 10^{-3}}{1099,4 \times 0,025} = 0,44 \text{ м/с.}$$

Тогда:

$$\Delta p_{тр} = 0,0399 \times \frac{3 \times 1}{0,025} \times \frac{0,44^2 \times 1099,4}{2} + [2,5 \times (1 - 1) + 2 \times 1] \times$$

$$\times \frac{0,44^2 \times 1099,4}{2} + 3 \times \frac{0,44^2 \times 1099,4}{2} = 1211,5 \text{ Па.}$$

4.4. Расчёт холодильника упаренного раствора

4.4.1. Определение средних температур теплоносителей

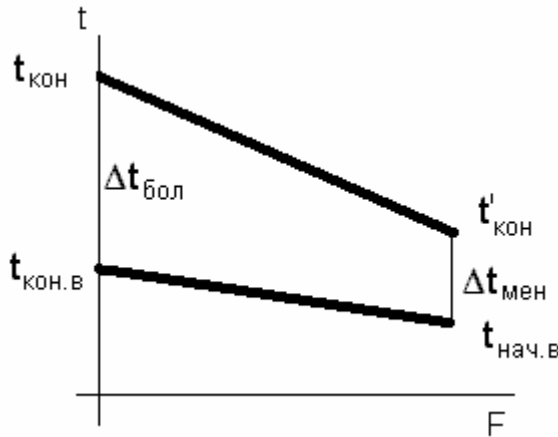


Рис. 6. Температурная схема движения теплоносителей при противотоке

$t_{\text{кон}}, t'_{\text{кон}}$ – температура упаренного раствора до и после холодильника, °С;
 $t_{\text{нач.в}}, t_{\text{кон.в}}$ – температура охлаждающей воды до и после холодильника, °С;

Конечную температуру воды и упаренного раствора выбираем самостоятельно, причём $t'_{\text{кон}}$ следует принять из интервала $40 \div 30$ °С.

По формулам (20-22) определяем: Δt_{δ} , $\Delta t_{\text{м}}$, $\Delta t_{\text{ср}}$, °С.

$$\Delta t_{\delta} = t_{\text{кон}} - t_{\text{кон.в}} = 63,14 - 12 = 51,14 \text{ °С.}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t'_{\text{кон}} - t_{\text{нач.в}} = 40 - 6 = 34 \text{ °С.}$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{51,14 - 34}{\ln(51,14 / 34)} = 42,85 \text{ °С.}$$

Среднюю температуру воды $t_{\text{вод.ср}}$, °С, находим по формуле:

$$t_{\text{вод.ср}} = (t_{\text{нач.в}} + t_{\text{кон.в}}) / 2 = (6 + 12) / 2 = 9 \text{ °С.} \quad (31)$$

Среднюю температуру раствора $t_{ср.р}$ °C, определяем по формуле:

$$t_{ср.р} = t_{вод.ср} + \Delta t_{ср} = 9 + 42,85 = 51,85 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (32)$$

4.4.2. Тепловой баланс холодильника

Количество теплоты Q Вт, которое необходимо отвести от раствора для его охлаждения, определяем по формуле:

$$Q = G_{кон} \times c_{кон} \times (t_{кон} - t'_{кон}), \quad (33)$$

где $G_{кон}$ – расход упаренного раствора, кг/с;
 $c_{кон}$ – удельная теплоёмкость раствора, (приложение 1, таблица 13), $c_{кон} = 1,45 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Расход упаренного раствора $G_{кон}$ кг/с, определяем по формуле:

$$G_{кон} = \frac{G_{нач} \times v_{нач}}{v_{кон}}, \quad (34)$$

$$G_{кон} = \frac{1,53 \times 14}{21,5} = 0,99 \text{ кг/с}.$$

Тогда:

$$Q = 0,99 \times 1,45 \times 10^3 \times (63,14 - 40) = 33590 \text{ Вт}.$$

Так как вся отводимая от раствора теплота передаётся охлаждающей воде, то её расход можно находим по формуле:

$$G_{вод} = \frac{Q}{c_{вод} \times (t_{кон.в} - t_{нач.в})}, \quad (35)$$

где $c_{вод}$ – теплоемкость воды, находим при температуре $t_{вод.ср}$
 $c_{вод} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ (приложение 1 таблица2).

$$G_{вод} = \frac{33590}{4190 \times (12 - 6)} = 1,33 \text{ Вт}.$$

4.4.3. Ориентировочный расчёт холодильника

Зададимся ориентировочным коэффициентом теплопередачи K_{op} от конденсирующегося пара к жидкости (таблица 1, глава 1) и рассчитаем ориентировочную площадь теплообмена $F_{op} \text{ м}^2$, по формуле:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \times \Delta t_{\text{полез}}}. \quad (36)$$

$$F_{op} = \frac{33590}{1000 \times 60,95} = 0,55 \text{ м}^2.$$

4.5. Расчёт барометрического конденсатора

4.5.1. Расход охлаждающей воды

Расход охлаждающей воды $G_6 \text{ кг/с}$, определяем по формуле:

$$G_6 = W \frac{i_n - i_k}{c(t_k - t_n)}, \quad (37)$$

где i_n – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе,
 $i_n = 2614 \text{ кДж/кг}$ при $P_{\text{вм.н}} = 0,23 \text{ ат}$ (приложение 1, таблица 27);
 i_k – энтальпия конденсата, $i_k = 264,3 \text{ кДж/кг}$ при $P_{\text{вм.н}} = 0,23 \text{ ат}$
(приложение 1, таблица 27);
 t_n – начальная температура охлаждающей воды, $^{\circ}\text{C}$ (принимаем в диапазоне $4 \div 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$);
 t_k – конечная температура смеси охлаждающей воды и конденсата, $^{\circ}\text{C}$ (принимаем в диапазоне $50 \div 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$);
 c – теплоемкость воды, $c = 4,18 \text{ кДж/(кг} \times \text{K)}$ при $t_{\text{ср.в.}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$G_6 = 0,53 \times \frac{(2614 - 264,3) \times 10^3}{4180 \times (55 - 5)} = 5,95 \text{ кг/с.}$$

4.5.2. Диаметр барометрического конденсатора

Диаметр барометрического конденсатора $d_{\bar{o}.к.}$ м, определяем из уравнения расхода:

$$d_{\bar{o}.к.} = \sqrt{\frac{4 \times W}{\rho \times \pi \times v}}, \quad (38)$$

где ρ – плотность паров, $\rho = 0,1491 \text{ кг/м}^3$ (приложение 1, таблица 27);
 v – скорость паров, при остаточном давлении в конденсаторе порядка 10^4 Па скорость паров $v = 15 \div 25 \text{ м/с}$.

$$d_{\bar{o}.к.} = \sqrt{\frac{4 \times 0,53}{0,1491 \times 3,14 \times 20}} = 0,47 \text{ м.}$$

Принимаем $d_{\bar{o}.к.} = 0,5 \text{ м}$.

4.5.3. Высота барометрической трубы

Скорость воды в барометрической трубе рассчитаем по формуле:

$$v_g = \frac{4 \times (G_g + W)}{\rho_g \times \pi \times d_{\bar{o}.м.}^2}, \quad (39)$$

где ρ_g – плотность воды, $\rho_g = 985 \text{ кг/м}^3$ при температуре t_k (приложение 1, таблица 2);

$d_{\bar{o}.м.}$ – диаметр барометрической трубы, $d_{\bar{o}.м.} = 0,15 \text{ м}$,
при $d_{\bar{o}.к.} = 0,5 \div 0,8 \text{ м}$.

$$v_g = \frac{4 \times (5,95 + 0,53)}{985 \times 3,14 \times 0,15^2} = 0,33 \text{ м/с.}$$

Высоту барометрической трубы $H_{\bar{o}.м.}$ м, определяем по формуле:

$$H_{\bar{o}.м.} = \frac{B}{\rho_g g} + \left(1 + \sum \xi + \lambda_{mp} \frac{H_{\bar{o}.м.}}{d_{\bar{o}.м.}}\right) \frac{v_g^2}{2g} + 0,5, \quad (40)$$

где B – вакуум в барометрическом конденсаторе, Па;
 $\Sigma\xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;
 $\lambda_{тр}$ – коэффициент трения в барометрической трубе.

Вакуум в барометрическом конденсаторе B Па, определяем по формуле:

$$B = P_{атм} - P_{ср}, \quad (41)$$

$$B = 9,8 \times 10^4 - 2,15 \times 10^4 = 7,65 \times 10^4 \text{ Па.}$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\xi$, рассчитываем по формуле:

$$\Sigma \xi = \xi_{вх} + \xi_{вых}, \quad (42)$$

где $\xi_{вх}$ – коэффициент местного сопротивления на входе в трубу,

$$\xi_{вх} = 0,4 \div 0,6;$$

$\xi_{вых}$ – коэффициент местного сопротивления на выходе из трубы,

$$\xi_{вых} = 0,9 \div 1,1.$$

$$\Sigma \xi = 0,5 + 1 = 1,5$$

Коэффициент трения $\lambda_{тр}$ зависит от режима движения жидкости, в барометрической трубе, который определяем по формуле:

$$Re = \frac{v_g \times d_{б.т.}}{\nu_g}, \quad (43)$$

где ν_g – коэффициент динамической вязкости воды, $\nu_g = 0,556 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$,
 при температуре t_k (приложение 1, таблица 2).

$$Re = \frac{0,33 \times 0,15}{0,556 \times 10^{-6}} = 89000.$$

Коэффициент трения $\lambda_{тр}$ рассчитаем по формуле:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{\bar{o}.m.}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (44)$$

где Δ – высота выступов шероховатостей, в расчетах можно принять $\Delta = 0,2 \text{ мм}$.

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{0,0002}{0,15} + \frac{68}{89000} \right)^{0,25} = 0,023.$$

Тогда:

$$H_{\bar{o}.m.} = \frac{7,65 \times 10^4}{985 \times 9,81} + (1 + 1,5 + 0,023 \times \frac{H_{\bar{o}.m.}}{0,15}) \times \frac{0,33^2}{2 \times 9,81} + 0,5.$$

Из этой формулы выражаем $H_{\bar{o}.m.}$. $H_{\bar{o}.m.} = 8,25 \text{ м}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Айништейн А.Г.* Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: Книги 1 и 2. – М.: Высшая школа, 2003. – 1757с.
2. *Кавецкий Г.Д., Коралев А.В.* Процессы и аппараты пищевых производств: Учебник. – М.: Агропромиздат, 1991. – 432с.
3. *Дытнерский Ю. И.* Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию. – М.:Химия, 1991. – 496с.
4. *Стабников В.Н.* Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств: Пособие по проектированию. – Киев, 1982. – 199с.

Насыщенный пар вода на линии насыщения (по давлениям)

P	t	i'	i''	r
1,00	99,64	417,4	2675	2258
1,1	102,32	428,9	2679	2250
1,2	104,81	439,4	2683	2244
1,3	107,14	449,2	2667	2238
1,4	109,33	458,5	2690	2232
1,5	111,38	467,22	2698	2226
1,6	113,32	475,4	2695	2221
1,7	115,17	483,2	2699	2216
1,8	116,94	490,7	2702	2211
1,9	118,62	497,9	2704	2206
2,0	120,23	504,8	2707	2202
2,1	121,78	511,4	2709	2198
2,2	123,27	517,8	2711	2193
2,3	124,74	524,0	2713	2189
2,4	126,09	529,8	2715	2185
2,5	127,43	535,4	2717	2182
2,6	128,73	540,9	2719	2178
2,7	129,98	546,2	2721	2175
2,8	131,20	551,4	2722	2171
2,9	132,39	551,5	2724	2167
3,0	133,54	561,4	2725	2164
3,1	134,66	566,3	2727	2161
3,2	135,75	571,1	2728	2157
3,3	135,82	575,7	2730	2154
3,4	137,86	580,2	2731	2151
3,5	138,89	584,5	2732	2148
3,6	139,87	588,7	2734	2145
3,7	140,84	592,8	2735	2142
3,8	141,79	596,8	2736	2139
3,9	142,71	600,8	2737	2136
4,0	143,62	604,7	2738	2133
4,1	144,51	608,5	2740	2131
4,2	145,39	612,3	2741	2129
4,3	146,25	616,1	2742	2126
4,4	147,09	619,8	2743	2123
4,5	147,92	623,4	2744	2121
4,6	148,73	626,9	2755	2118

P	t	i'	i''	r
4,7	149,53	630,3	2746	2118
4,8	150,31	633,7	2747	2116
4,9	151,98	636,9	2748	2113
5,0	151,84	640,1	2749	2111
5,2	153,32	646,5	2750	2109
5,4	154,76	625,7	2752	2104
5,6	156,16	658,8	2754	2099
5,8	157,52	664,7	2755	2095
6,0	158,84	670,5	2757	2090
6,2	160,12	667,0	2758	2086
6,4	161,32	681,5	2760	2082
6,6	162,59	686,9	2761	2078
6,8	163,39	692,1	2762	2074
7,0	164,96	697,2	2764	2070
7,2	166,10	702,2	2765	2067
7,4	167,21	707,1	2766	2063
7,6	168,30	711,8	2767	2059
7,8	169,37	716,4	2768	2055
8,0	170,42	720,9	2769	2052
8,2	171,44	725,4	2770	2048
8,4	172,44	729,8	2771	2045
8,6	173,43	734,2	2772	2041
8,8	174,40	738,6	2773	2038
9,0	175,35	742,8	2774	2034
9,2	176,29	746,9	2775	2031
9,4	177,21	750,9	2776	2028
9,6	178,12	754,8	2777	2025
9,8	179,01	758,8	2778	2022
10,0	179,88	762,7	2778	2019
10,5	182,00	772,1	2779	2015
11,0	184,05	781,1	2781	2007
11,5	186,04	789,8	2783	2000
12,0	187,95	798,3	2785	1993
12,5	190,57	806,5	2786	1987
13,0	191,00	814,5	2787	1980
13,5	193,34	872,2	2789	1973
14,0	195,04	830,0	2790	1965
14,5	196,68	837,4	2790	1954
15,0	198,28	844,6	2792	1947
15,5	199,84	851,5	2793	1941
16,0	201,36	858,3	2793	1935

P	t	i'	i''	r
16,5	202,85	865,0	2794	1929
17,0	204,30	871,6	2795	1923
17,5	205,72	878,1	2796	1918
18,0	207,10	884,4	2796	1912
18,5	208,45	890,6	2797	1907
19,0	209,78	896,6	2798	1901
19,5	211,09	902,6	2799	1896
20,0	212,37	908,6	2799	1891

Здесь: P – абсолютное давление, бар;
t – температура, °C;
i' - энтальпия кипящей воды, кДж/кг;
i'' - энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг;
r – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Таблица 2

Физические свойства воды на линии насыщения

T	P	ρ	$c \cdot 10^{-3}$	$\lambda \cdot 10^{-2}$	$a \cdot 10^7$	$\nu \cdot 10^6$	$\beta \cdot 10^4$	$\sigma \cdot 10^3$	Pr
0	1,01	999,9	4,21	55,0	1,32	1,789	0,63	75,5	13,67
10	1,01	999,7	4,19	57,5	1,37	1,306	0,70	74,1	9,52
20	1,01	998,2	4,19	60,0	1,43	1,006	1,82	72,6	7,02
30	1,01	995,7	4,18	61,8	1,49	0,805	3,21	71,2	5,42
40	1,01	992,2	4,18	63,5	1,53	0,659	3,87	69,6	4,31
50	1,01	988,1	4,18	64,7	1,57	0,556	4,49	68,6	3,54
60	1,01	983,2	4,18	66,0	1,61	0,478	5,11	66,1	2,98
70	1,01	977,8	4,19	66,7	1,63	0,415	5,70	64,3	2,55
80	1,01	971,8	4,20	67,5	1,66	0,365	6,32	62,6	2,21
90	1,01	965,3	4,21	68,0	1,68	0,326	6,95	60,70	1,95
100	1,01	958,4	4,22	68,2	1,69	0,295	7,52	58,8	1,75
110	1,43	951,0	4,23	68,5	1,70	0,272	8,08	56,9	1,60
120	1,99	943,1	4,25	68,5	1,71	0,225	8,64	54,8	1,47
130	2,69	934,8	4,27	68,5	1,72	0,233	9,19	52,9	1,36
140	3,61	926,1	4,29	68,5	1,73	0,217	9,72	50,7	1,26
150	4,75	917,0	4,32	68,5	1,73	0,203	10,3	48,8	1,17
160	6,17	907,4	4,35	67,4	1,73	0,191	10,7	46,6	1,10
170	7,91	897,8	4,38	67,9	1,73	0,181	11,3	44,3	1,05
180	10,03	886,9	4,42	67,5	1,73	0,173	11,9	42,3	1,00
190	12,55	878,0	4,46	67,0	1,72	0,165	12,6	40,0	0,96
200	15,52	863,0	4,51	66,3	1,72	0,158	13,3	37,6	0,93

t – температура, $^{\circ}\text{C}$;

c – удельная теплоемкость, $\text{Дж/кг}\times\text{K}$;

a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$

β - коэффициент объемного расширения, K^{-1} ;

σ - коэффициент поверхностного натяжения, Н/м

P – давление, бар;

ρ - плотность, кг/м^3 ;

λ - коэффициент теплопроводности, $\text{Вт/м}\times\text{K}$

ν - кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$;

Pr – критерий Прандтля.

Таблица 3

Плотность водных растворов этилового спирта при 20°C в зависимости от концентрации

Содержание спирта, %	ρ_{20} , кг/м^3	Содержание спирта	ρ_{20} , кг/м^3
5	989,3	55	902,5
10	981,9	60	891,1
15	975,1	65	879,4
20	968,6	70	867,6
25	961,7	75	855,6
30	953,8	80	843,3
35	944,9	85	831,0
40	935,2	90	818,0
45	922,5	95	804,2
50	911,4	100	789,3

Плотность растворов спирта при температуре $t^{\circ}\text{C}$ определяется по формуле:

$$\rho_t = \rho_{20} - 0.66(t - 20), \text{ кг/м}^3$$

Таблица 4

Плотность водных растворов сахара при 20⁰С в зависимости от концентрации

%	ρ кг/м ³	%	ρ кг/м ³	%	ρ кг/м ³	%	ρ кг/м ³
1	1004	19	1079	37	1163	54	1254
2	1008	20	1083	38	1163	55	1260
3	1012	21	1087	39	1174	56	1266
4	1016	22	1092	40	1179	57	1271
5	1020	23	1097	41	1184	58	1277
6	1024	24	1101	42	1189	59	1283
7	1028	25	1105	43	1194	60	1289
8	1034	26	1110	44	1199	61	1295
9	1036	27	1115	45	1205	62	1301
10	1040	28	1120	46	1210	63	1307
11	1044	29	1124	47	1215	64	1313
12	1048	30	1129	48	1221	65	1319
13	1053	31	1134	49	1226	66	1325
14	1057	32	1139	50	1232	67	1331
15	1061	33	1144	51	1237	68	1337
16	1065	34	1149	52	1243	69	1343
17	1070	35	1153	53	1249	70	1350
18	1074	36	1158				

Плотность раствора сахара при температуре t⁰С определяется по формуле:

$$\rho_t = \rho_{20} - (0,4 - 0,0025 \cdot B) \cdot (t - 20), \text{ кг/м}^3$$

B – концентрация раствора, %

Таблица 5

Плотность водных растворов глицерина, кг/м³

t ⁰ C	Концентрация, % масс									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	1026	1050	1074	1100	1127	1154	1181	1208	1235	1261
30	1021	1045	1068	1094	1121	1148	1175	1202	1228	1255
40	1016	1040	1063	1088	1115	1141	1168	1296	1222	1248
50	1011	1034	1057	1083	1109	1135	1162	1189	1215	1242
60	1005	1029	1052	1077	1103	1129	1155	1183	1208	1235
70	1000	1024	1046	1071	1096	1122	1149	1176	1202	1229
80	994	1018	1040	1065	1090	1116	1142	1169	1195	1222
90	988	1013	1035	1059	1084	1110	1136	1162	1189	1216
100	983	1007	1029	1053	1078	1104	1130	1156	1183	1209

Таблица 6

Плотность, коэффициент теплопроводности, теплоемкость и кинематическая вязкость растительных масел.

t, °C	Подсолнечное				Хлопковое			
	ρ, кг/м ³	λ, Вт/м×К	c·10 ⁻³ , Дж/кг×К	ν·10 ⁶ , м ² /с	ρ, кг/м ³	λ, Вт/м×К	c·10 ⁻³ , Дж/кг×К	ν·10 ⁶ , м ² /с
20	921	0,168	1,93		914	0,168	2,0	75,1
30	914	0,167	1,96	41,3	907	0,167	2,03	48,6
40	907	0,164	1,99	29,3	900	0,164	2,06	39,4
50	900	0,163	2,02	23,0	893	0,163	2,09	23,6
60	893	0,163	2,05	17,0	887	0,163	2,12	17,6
70	886	0,160	2,08	12,8	880	0,160	2,15	13,5
80	880	0,159	2,11	10,4	873	0,159	2,18	10,5

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м^3	$\lambda,$ $\text{Вт/м}\times\text{К}$	$c\cdot 10^{-3},$ $\text{Дж/кг}\times\text{К}$	$\nu\cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\rho,$ кг/м^3	$\lambda,$ $\text{Вт/м}\times\text{К}$	$c\cdot 10^{-3},$ $\text{Дж/кг}\times\text{К}$	$\nu\cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$
90	873	0,157	2,14	8,3	867	0,157	2,21	8,6
100	866	0,156	2,17	6,7	860	0,156	2,24	6,9
110	859	0,155	2,20	5,6	853	0,155	2,27	5,8

Таблица 7

Плотности водных растворов соли NaCl в зависимости от концентрации и температуры, ρ кг/м^3 .

%	Температура, $^\circ\text{C}$											
	0	10	20	25	30	40	50	60	80	100	120	140
1	1007	1007	1005	1004	1002	999	994	990	978	965	952	937
2	1015	1014	1012	1011	1009	1005	1001	996	985	971	956	941
4	1030	1029	1026	1025	1023	1019	1015	1010	998	985	971	955
6	1045	1044	1041	1039	1037	1033	1029	1024	1012	999	984	969
8	1061	1059	1055	1053	1051	1047	1043	1038	1026	1013	998	983
10	1076	1074	1070	1068	1066	1062	1067	1052	1040	1027	1013	998
12	1092	1089	1085	1083	1081	1076	1072	1066	1054	1042	1027	1012
14	1108	1104	1100	1098	1096	1091	1086	1081	1069	1056	1042	1027
16	1124	1120	1116	1114	1111	1106	1101	1096	1084	1071	1056	1041
18	1140	1136	1131	1129	1127	1122	1116	1111	1099	1086	1072	1056
20	1156	1152	1147	1145	1142	1137	1132	1126	1114	1101	1087	1071
22	1173	1168	1163	1161	1158	1153	1148	1142	1130	1117	1103	1086
24	1189	1185	1180	1177	1175	1169	1164	1158	1146	1133	1118	1102
26	1207	1202	1197	1194	1191	1186	1180	1174	1162	1149	1133	1118
28	1225	1219	1214	1211	1207	1203	1196	1190	1178	1165	1150	1134

Таблица 8

Плотности водных растворов соли CaCl_2 в зависимости от концентрации и температуры, ρ кг/м³.

%	Температура, °С																	
	-5	0	10	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
2		1017	1016	1014	1013	1012	1008	1004	999	994	988	981	974	967	959	951	942	933
4		1034	1033	1031	1030	1028	1024	1020	1015	1010	1004	998	991	984	976	968	960	952
6		1052	1050	1048	1047	1045	1041	1037	1032	1027	1021	1014	1008	1001	993	985	977	969
8	1070	1070	1068	1065	1064	1062	1058	1054	1049	1043	1038	1031	1025	1018	1011	1003	995	987
10	1089	1088	1086	1083	1081	1080	1076	1071	1066	1061	1055	1049	1043	1036	1028	1021	1013	1005
12	1108	1107	1104	1101	1099	1097	1093	1089	1084	1078	1073	1066	1061	1053	1046	1039	1031	1023
14	1127	1126	1123	1119	1118	1116	1111	1107	1101	1096	1090	1084	1079	1072	1064	1057	1050	1043
16	1147	1145	1142	1138	1136	1134	1130	1125	1120	1114	1109	1103	1097	1090	1083	1076	1069	1062
18	1167	1165	1161	1157	1155	1153	1149	1144	1138	1133	1127	1121	1116	1109	1102	1095	1088	1081
20	1187	1185	1181	1177	1175	1173	1168	1163	1158	1152	1147	1141	1135	1128	1121	1115	1108	1101
25	1237	1237	1233	1228	1226	1223	1218	1213	1207	1202	1196	1190	1184	1178	1173	1167	1161	1155
30		1292	1286	1281	1276	1276	1270	1265	1259	1253	1247	1241	1235	1229	1223	1216	1211	1204
35			1337	1334	1334	1331	1325	1319	1313	1307	1301	1295	1289	1283	1277	1271	1265	1259
40			1395	1392	1392	1389	1382	1376	1370	1363	1357	1351	1345	1338	1332	1325	1320	1313

Вязкость смесей этилового спирта с водой, спз (мПа×с)

Темпе- ратура	Содержание спирта, %									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	3,311	5,319	6,94	7,14	6,59	5,75	4,762	3,690	2,732	1,773
5	2,577	4,065	5,29	5,59	5,26	4,63	3,906	3,125	2,309	1,623
10	2,178	3,165	4,05	4,39	4,18	3,77	3,268	2,710	2,710	1,466
15	1,792	2,618	3,26	3,53	3,44	3,14	2,770	2,309	1,802	1,332
20	1,538	2,183	2,71	2,91	2,87	2,67	2,370	2,008	1,610	1,200
25	1,323	1,815	2,18	2,35	2,40	2,24	2,037	1,748	1,424	1,096
30	1,160	1,553	1,87	2,02	2,02	1,95	1,767	1,531	1,279	1,003
35	1,006	1,332	1,53	1,72	1,72	1,66	1,329	1,355	1,147	0,914
40	0,907	1,160	1,568	1,482	1,499	1,447	1,344	1,203	1,035	0,834
45	0,812	1,015	1,189	1,239	1,294	1,271	1,189	1,081	0,939	0,764
50	0,734	0,907	1,050	1,132	1,155	1,127	1,062	0,968	0,848	0,702
55	0,665	0,814	0,929	0,998	1,020	0,997	0,943	0,867	0,764	0,644
60	0,609	0,736	0,834	0,834	0,913	0,902	0,856	0,798	0,704	0,592
65	0,554	0,666	0,752	0,802	0,818	0,806	0,766	0,711	0,641	0,551
70	0,514	0,608	0,683	0,727	0,740	0,729	0,695	0,650	0,589	0,504
75	0,476	0,559	0,624	0,663	0,672	0,663	0,636	0,600	0,546	0,471
80	0,430	0,505	0,567	0,601	0,612	0,604	-	-	-	-

Вязкость водных растворов сахара, спз=1мПа×с (μ)

Кон- цент- рация	Температура, °С														
	30	40	50	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130
16	1,24	1,02	0,84	0,70	0,66	0,63	0,57	0,52	0,51	0,50	0,48	0,46	0,44	0,42	0,41
18	1,37	1,11	0,91	0,77	0,70	0,65	0,60	0,55	0,52	0,52	0,49	0,46	0,45	0,44	0,43
20	1,51	1,21	0,93	0,82	0,74	0,69	0,64	0,59	0,55	0,53	0,50	0,47	0,46	0,45	0,44
30	2,44	1,9	1,5	1,22	1,12	1,02	0,92	0,81	0,77	0,71	0,67	0,62	0,56	0,51	0,47
40	4,47	3,32	2,56	2,02	1,78	1,62	1,46	1,32	1,22	1,10	1,04	0,96	0,82	0,72	0,64
50	10,3	7,2	5,02	3,2	3,5	3,0	2,8	2,38	2,18	1,92	1,76	1,56	1,32	1,10	0,97
60	34,0	21,4	14,3	9,84	8,34	7,17	6,20	5,32	4,75	4,10	3,72	3,18	2,52	1,90	1,45
62	49,5	30,3	19,6	13,2	11,4	9,3	8,3	6,9	6,1	5,2	4,6	4,0	3,155	2,40	1,85
64	71,5	42,1	26,5	17,5	14,8	12,0	10,6	8,9	7,3	6,4	5,2	4,9	3,8	3,0	2,25ы
66	93,0	55,5	31,1	21,8	18,1	15,0	12,7	10,5	9,0	7,7	6,4	5,8			
68	139	77,0	41,3	26,5	21,0	17,6	14,45	12,35	10,4	8,8	7,5	6,6			
70	161	95,0	51,0	31,0	24,7	19,9	17,1	13,5	11,5	9,8	8,4	7,5			
72	374	180	97	50	39,9	32,1	28,6	21,8							
74	670	301	151	86	53,5	53,4	49,2	37,5							
76	1260	520	249	133	97,5	78,0	67,5	52,0							
78		1030	470	288	167	131	113	78							
80		2260	929	423	310	220	190	125							
82		5450	2050	866	634	414	251	222							
84			5160	1820	1070	858	681	434							

Таблица 11

Коэффициент теплопроводности растворов солей:

$$\lambda = \lambda_{\text{в}} \cdot (1 - \text{В} \cdot \alpha \cdot 10^{-5}), \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К})$$

$\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воды при данной температуре, Вт/(м×К)

В – концентрация, %

Растворенное вещество	CaCl ₂	NaCl
α	309	248

Таблица 12

Коэффициент теплопроводности сахарных растворов:

$$\lambda = \text{К} \cdot \lambda_{\text{в}} \cdot (1 - 556 \cdot 10^{-5} \cdot \text{В}), \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К})$$

$\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воды при данной температуре, Вт/(м×К)

В – концентрация, %

К	1,0		0,890	0,834	0,777	0,720	0,660	0,605
%	0	10	20	30	40	50	60	70

Таблица 13

Удельная теплоемкость растворов солей и щелочей:

$$C = C_{\text{с}} \cdot \frac{\text{В}}{100} + C_{\text{в}} \cdot \frac{100 - \text{В}}{100}, \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$$

$C_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг×К);

В – концентрация раствора, %.

Удельная теплоемкость растворов сахара:

$$C = 4,19 - (2,52 - 0,0075 \cdot t) \cdot \frac{\text{В}}{100}, \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$$

t – температура, °С;

В – концентрация, %.

Удельная теплоемкость сухих веществ.

Растворенное вещество	NaCl	CaCl ₂
C кДж/(кг×К)	0.87	0.685

Таблица 14

Динамический коэффициент вязкости растворов

Вещество	Динамический коэффициент вязкости, мПа (сП)									
	0 ⁰ С	10 ⁰ С	20 ⁰ С	30 ⁰ С	40 ⁰ С	50 ⁰ С	60 ⁰ С	80 ⁰ С	100 ⁰ С	120 ⁰ С
Глицерин, 100%	1210 0	3950	1480	600	3,30	180	102	35	13	5,2
Глицерин, 50%	12	8,5	6,05	4,25	3,5	2,6	2	1,2	0,73	0,45
Укс. к-та, 100%	-	-	1,22	1,04	0,9	0,79	0,7	0,56	0,46	0,37
Укс. к-та, 50%	4,35	3,03	2,21	1,7	1,35	1,11	0,92	0,65	0,5	0,4
Этил.спирт, 100%	1,78	1,46	1,19	1,0	0,82	0,70	0,59	0,43	0,32	0,24
Этил.спирт, 80%	3,69	2,71	2,01	1,53	1,2	0,97	0,79	0,57	0,52	0,43
Этил.спирт, 60%	5,75	3,77	2,67	1,93	1,45	1,13	0,9	0,6	0,45	0,34
Этил.спирт, 40%	7,14	4,39	2,91	2,02	1,48	1,13	0,89	0,6	0,44	0,34
Этил.спирт, 20%	5,32	3,17	2,18	1,55	1,16	0,91	0,74	0,51	0,38	0,3

Таблица 15

Коэффициент объемного расширения жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры.

	$\beta \cdot 10^3$ -20 С	$\beta \cdot 10^3$ 0 С	$\beta \cdot 10^3$ 20 С	$\beta \cdot 10^3$ 40 С	$\beta \cdot 10^3$ 60 С	$\beta \cdot 10^3$ 80 С	$\beta \cdot 10^3$ 100 С	$\beta \cdot 10^3$ 120 С
Кальций хлористый, 25% р-р	0,35	0,35	0,39	0,43	0,46	0,49	0,51	0,55
Уксусная кислота	-	1,05	1,07	1,11	1,14	1,18	1,23	1,3
Этиловый спирт	1,03	1,05	1,08	1,13	1,22	1,33	1,44	1,87
Глицерин, 50%	-	-	0,53	-	-	-	-	-
Глицерин, 100%	-	-	0,53	-	-	-	-	-

Коэффициенты теплопроводности некоторых жидкостей

 λ , ккал/м·ч·°С

Вещество	Температура, °С						
	0	20	40	60	80	100	120
Уксусная к-та, 50%	0,1	0,15	0,145	0,142			
Уксусная к-та, 100%	0,155	0,15	0,145	0,143			
Глицерин б/водн	0,235	0,240	0,242	0,243	0,245	0,250	0,255
Глицерин, 50%	0,33	0,365	0,375	0,420			
Спирт этил., 20%	0,38	0,410	0,44	0,465	0,490		
Спирт этил., 40%	0,30	0,33	0,33	0,355	0,410		
Спирт этил., 60%	0,215	0,245	0,27	0,30	0,325		
Спирт этил., 80%	0,223	0,225	0,226	0,226	0,225	0,225	0,225
Спирт этил., 100%	0,160	0,155	0,150	0,147			
Пересчет в СИ: 1ккал/м·ч·°С=1,163 Вт/(м×К)							

Средняя удельная теплоемкость некоторых жидкостей,

 C , кДж/(кг×К)

Жидкость	Температура, °С							
	20	40	50	60	70	80	90	100
Спирт этил., 100%	2,48	2,72	2,84	2,96	3,08	3,21	3,36	3,51
Спирт этил., 80%	2,83	3,01	3,11	3,22	3,33	3,43	3,53	3,64
Спирт этил., 60%	3,14	3,31	3,40	3,48	3,54	3,60	3,69	3,77
Спирт этил., 40%	3,51	3,64	3,66	3,69	3,75	3,81	3,89	3,94
Спирт этил., 20%	3,85	3,90	3,91	3,93	3,95	3,98	4,02	4,06
Уксусная к- та, 100%	1,99	2,10	2,15	2,21	2,26	2,31	2,36	2,42
Уксусная к- та, 50%	3,10	3,14	3,16	3,18	3,22	3,26	3,28	3,30
Глицерин, 50%	3,56	3,52	3,52	3,52	-	-	-	-
Глицерин, 100%	3,20	2,42	2,50	2,55	2,60	2,70	2,73	2,80
Пересчет в СИ: 1кДж/(кг×К)=1000 Дж/(кг×К)								

Физические свойства молока и сливок

$t^{\circ}\text{C}$	Плотность ρ кг/м ³	Удельная теплоёмкость c Дж/кг \times К	Удельная теплопроводность λ Вт/м \times К	Коэффициент динамической вязкости μ 10 ⁶ Па \times с	Коэффициент кинематической вязкости ν 10 ⁶ м ² /с	Критерий Прандтля Pr
МОЛОКО						
20	1029	3913	0,495	1790	1,74	14,2
25	1027	3918	0,512	1541	1,50	11,8
30	1025	3922	0,523	1333	1,30	9,95
40	1021	3934	0,552	1041	1,02	7,50
45	1019	3918	0,570	937	0,92	6,10
50	1017	3897	0,581	854	0,84	5,50
55	1014	3876	0,593	771	0,76	5,00
60	1011	3855	0,605	708	0,70	4,50
65	1009	3858	0,605	656	0,65	4,10
70	1006	3855	0,616	624	0,62	3,90
75	1003	3855	0,628	582	0,58	3,60
80	1000	3855	0,640	560	0,56	3,43
СЛИВКИ						
20	994	4022	0,371	17728	11,8	148,00
25	992	4106	0,321	8824	8,9	114,75
30	998	3855	0,324	6916	7,0	81,50
35	985	3687	0,329	5417	5,5	64,35
40	983	3570	0,334	4227	4,3	47,20
45	982	3612	0,340	4124	4,2	36,00
50	981	3599	0,345	2548	2,6	26,00
55	980	3599	0,351	2519	2,57	25,55
60	970	3603	0,358	2503	2,57	25,10
65	971	3603	0,3675	2466	2,54	23,10
70	965	3603	0,381	2451	2,54	23,10
75	964	3603	0,390	2449	2,54	23,00
80	962	3603	0,398	2453	2,55	23,00

Вязкость водных растворов неорганических веществ, μ , мПа \times с.

Вещество	Концентрация, %	Температура, °С						
		-10	0	10	20	30	40	
NaCl	5		1,86	1,39	1,07	0,87	0,71	
	10		2,01	1,51	1,19	0,95	0,78	
	15	3,37	2,27	1,69	1,34	1,07	0,89	
	20	4,08	2,67	1,99	1,86	1,24	1,03	
	25	5,19	3,31	2,38	1,86	1,46	1,20	
CaCl ₂	5		1,93	1,41	1,10	0,90	0,72	
	10		2,17	1,58	1,27	1,00	0,80	
	15	4,1	2,58	1,87	1,52	1,21	0,98	
	20	4,9	3,14	2,32	1,89	1,50	1,21	
	25	6,3	4,03	3,05	2,54	1,92	1,52	
	30	9,1	5,8	4,4	3,6	2,9	2,3	
	35	14,2	8,9	6,6	5,1	4,2	3,32	
	40				8,9	6,9	5,1	
NaCl			Температура, °С					
			50	60	70	80	90	100
	5	0,60	0,51	0,45	0,40	0,35	0,32	
	10	0,67	0,57	0,51	0,45	0,41	0,37	
	15	0,75	0,64	0,56	0,50	0,45	0,41	
	20	0,87	0,74	0,64	0,87	0,51	0,47	
	25	1,05	0,91	0,77	0,67	0,60	0,54	
CaCl ₂	5	0,62	0,52	0,46	0,41	0,36	0,32	
	10	0,68	0,59	0,51	0,45	0,40	0,36	
	15	0,84	0,72	0,63	0,54	0,47	0,42	
	20	1,05	0,90	0,79	0,68	0,58	0,51	
	25	1,31	1,14	0,98	0,84	0,73	0,63	
	30	1,90	1,58	1,35	1,15	0,97	1,82	
	35	2,80	2,32	1,95	1,65	1,45	1,20	
40	4,25	3,51	2,93	2,47	2,05	1,65		

Таблица 20

Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов, Вт/(м×К).

Наименование материала	λ
Алюминий	200
Асбест	0,116
Асбозурит	0,178
Латунь	85
Медь	380
Накипь котельная	1,4÷3,1
Ньювель	0,093
Свинец	35
Совелит	0,10
Сталь, чугун	45
Сталь нержавеющая	17
Стекло	0,75
Шлаковая вата	0,07

Таблица 21

Значение нормальной депрессии для водных растворов различных веществ, °С.

Растворенное вещество	Концентрация, %										
	10	20	30	35	40	45	50	55	60	65	70
NaCl	1,9	4,9	9,6								
CaCl ₂	1,5	4,5	10,5	14,3	19	24,3	30	36,5	43,0		
Сахар	0,2	0,4	0,7	0,9	1,2	1,5	2,0	2,6	3,8	4,2	5,4

Таблица 22

Поправочный коэффициент в формуле Тищенко.

Абсолютное давление	η
0,06	0,64
0,08	0,66
0,1	0,69
0,15	0,73
0,2	0,76
0,3	0,81
0,4	0,85
0,5	0,89
0,6	0,91
0,8	0,96
1,0	1,00

Средняя температура и относительная влажность
атмосферного воздуха в различных районах России.

Наименование пункта	Январь		Июль	
	t ⁰ C	φ %	t ⁰ C	φ %
1	2	3	4	5
Алма-Ата	-8,6	87	22,1	56
Астрахань	-7,1	91	23,2	58
Ашхабад	-0,4	84	29,6	41
Баку	3,4	82	23,3	65
Батуми	6,3	78	23,1	84
Брянск	-8,8	88	18,2	74
Владивосток	-13,7	74	20,6	77
Ворошиловград	-7,0	84	22,2	69
Владимир	-11,7	84	18,3	69
Вологда	-12,0	85	17,0	70
Воронеж	-9,8	90	20,0	62
Волгоград	-9,9	85	20,7	50
Горький	-12,2	89	19,4	68
Грозный	-4,9	88	23,9	70
Днепропетровск	-6,0	88	22,3	60
Ереван	-5,8	89	25,0	50
Иваново	-12,0	90	18,8	71
Казань	-13,6	86	19,9	63
Калуга	-9,7	89	18,4	68
Керчь	-1,3	88	23,4	68
Киев	-6,0	89	19,3	69
Кишинев	-4,3	88	21,6	62
Краснодар	-2,1	90	23,7	67
Курск	-9,3	88	19,4	67
Львов	-4,0	87	18,1	74
Минск	-6,8	88	17,5	78
Николаев	-4,0	88	23,1	68
Одесса	-3,1	88	22,6	61
Орел	-9,6	92	18,6	77
Рига	-5,1	86	17,9	75
Ростов-на-Дону	-6,1	89	23,7	59
Саратов	-11,3	84	23,1	53
Свердловск	-16,2	84	17,2	70

1	2	3	4	5
Смоленск	-8,4	88	17,6	78
Тамбов	-11,1	88	20,0	68
Ташкент	-1,3	81	25,8	46
Тбилиси	-1,0	80	24,6	51
Харьков	-7,7	88	20,6	65
Херсон	-3,4	89	23,3	62
Челябинск	-16,2	84	18,6	72

Таблица 24

Параметры сушки и характеристика различных материалов.

Материал	t_1	t_2	Q	A	w_B	$c_{\text{сух}}$	ρ	β	α
Аммиачная селитра	100÷120	60	55	4÷6	1,5÷2,0	1600	800÷850	0,14	4
Кукуруза	150	55	50	20	2,5÷3,0	1550	600÷850	0,18	4
Поваренная соль	150	45	40	7÷9	1,5÷2,0	900	700÷750	0,14	4
Поваренная соль	500	100	70	15	1,5÷2,0	900	750÷800	0,14	4
Подсолнечные семена	200	60	50	20	1,8÷2,0	1520	440÷460	0,15	3
Пшеница	120	55	50	20	2,0÷2,5	1650	750÷850	0,15	3
Пшеница	140	55	50	20	2,0÷2,5	1650	750÷850	0,15	3
Сахарный песок	100	70	70	7	0,8÷1,0	1100	790	0,15	4
Свекловичный жом	400	100	90	100÷120	1,8÷2,2	1340	220÷600	0,18	4
Сернокислый аммоний	120	65	55	9÷11	1,5÷2,0	1380	900÷1000	0,14	4

Здесь t_1 – предельная температура сушильного агента, °С;
 t_2 – температура сушильного агента на выходе из сушилки, °С;
Q – предельная температура нагрева материала, °С;
A – напряжение барабана по влаге, кг/(м³×ч);
 w_B – допустимая скорость агента на выходе из сушилки, м/с;
 $c_{\text{сух}}$ – удельная теплоемкость абсолютно сухого материала, Дж/(кг×К);
 ρ – насыпная плотность материала, кг/м³;
 β – коэффициент заполнения барабана;
 α – угол наклона барабана, град.

Таблица 25

Объем влажного воздуха на 1кг сухого воздуха, V_0 м³/кг.

t \ φ	10	20	30	40	50	60	70	80
40	0,912	0,919	0,925	0,933	0,940	0,947	0,954	0,962
45	0,928	0,937	0,947	0,956	0,966	0,976	0,986	0,996
50	0,945	0,958	0,979	0,983	0,996	1,01	1,02	1,04
55	0,963	0,979	0,996	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09
60	0,982	1,00	1,02	1,05	1,07	1,09	1,12	1,15
65	1,00	1,08	1,08	1,09	1,12	1,15	1,19	1,22
70	1,02	1,06	1,09	1,13	1,17	1,22	1,27	1,32
75	1,05	1,09	1,14	1,25	1,31	1,38	1,31	1,46
80	1,07	1,13	1,19	1,26	1,34	1,43	1,63	1,65
85	1,10	1,17	1,26	1,36	1,46	1,59	1,75	1,94
90	1,13	1,22	1,33	1,47	1,63	1,83	2,08	2,42
95	1,16	1,28	1,43	1,62	1,86	2,19	2,65	3,35
100	1,20	1,35	1,55	1,81	2,17	2,72	3,63	5,45

Таблица 26

Удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Вещество	Температура, °С							
	0	20	40	60	80	100	120	140
Уксусная кислота	-	352	365	375	384	390	405	396
Этиловый спирт	920	910	900	877	850	810	760	710

Насыщенный пар и вода на линии насыщения (по давлениям).

P	t °C	ρ_B	ρ_n	i'	I	r
0,04	28,98	995,9	0,02873	121,4	2554	2438
0,045	31,03	995,3	0,03211	130,0	2557	2427
0,050	38,88	994,7	0,03547	137,8	2561	2423
0,055	34,59	994,2	0,03880	144,9	2564	2419
0,060	36,18	993,6	0,04212	151,5	2567	2415
0,065	37,65	993,1	0,04542	157,7	2570	2412
0,070	39,03	992,5	0,04871	163,4	2572	2409
0,075	40,32	992,0	0,05198	168,8	2574	2405
0,080	41,54	991,5	0,05525	173,9	2576	2402
0,085	42,69	991,0	0,05849	178,7	2578	2399
0,090	43,79	990,6	0,06172	183,3	2580	2397
0,095	44,84	990,2	0,06473	187,7	2582	2394
0,10	45,84	989,8	0,06812	191,9	2584	2392
0,11	47,72	989,0	0,07462	199,7	2586	2388
0,12	49,45	988,2	0,08097	207,0	2591	2384
0,13	51,07	987,5	0,08726	213,8	2594	2380
0,14	52,58	986,8	0,09354	220,1	2596	2376
0,15	54,00	986,1	0,09880	226,1	2599	2373
0,16	55,34	985,5	0,1060	236,9	2603	2366
0,17	56,61	984,9	0,1123	237,2	2604	2365
0,18	57,82	984,3	0,1185	241,9	2605	2363
0,19	58,98	983,7	0,1247	246,7	2607	2360
0,20	60,08	983,1	0,1308	251,4	2609	2358
0,21	61,14	982,5	0,1369	255,9	2611	2355
0,22	62,16	982,0	0,1430	260,2	2613	2353
0,23	63,14	981,5	0,1491	264,3	2614	2350
0,24	64,08	981,0	0,1551	268,2	2616	2348
0,25	64,99	980,5	0,1612	272,0	2618	2346
0,26	65,88	980,0	0,1673	275,7	22620	2344
0,27	66,73	979,5	0,1733	279,3	2621	2342
0,28	67,55	979,0	0,1793	282,7	2623	2430
0,29	68,35	978,5	0,1853	286,0	2624	2336
0,30	69,12	978,1	0,1913	289,3	2625	2336
0,32	70,60	977,3	0,2032	295,5	2627	2332
0,34	72,02	976,5	0,2151	301,5	2630	2338
0,36	73,36	975,8	0,2269	307,1	2632	2325
0,38	74,64	975,0	0,2387	312,5	2634	2322
0,40	75,88	974,2	0,2504	317,7	2636	2318

P	t °C	$\rho_{\text{в}}$	$\rho_{\text{п}}$	i'	I	r
0,45	78,75	972,5	0,2797	329,6	2641	2311
0,50	81,35	970,9	0,3087	340,6	2645	2304
0,55	83,74	969,4	0,3375	350,7	2649	2298
0,60	85,95	968,0	0,3661	360,0	2653	2293
0,65	88,02	966,6	0,3946	368,6	2657	2288
0,70	89,87	965,3	0,4230	376,8	2660	2283
0,75	91,80	964,1	0,4512	384,5	2663	2278
0,80	93,52	962,9	0,4792	391,8	2665	2273
0,85	95,16	961,8	0,5071	398,7	2668	2269
0,90	96,72	960,7	0,5350	405,3	2670	2265
0,95	97,34	959,6	0,5627	411,4	2673	2261
1,00	99,64	958,5	0,5903	417,4	2675	2258

Здесь P – абсолютное давление, бар;
t – температура, °C;
 $\rho_{\text{в}}$ – плотность кипящей воды, кг/м³;
 $\rho_{\text{п}}$ – плотность сухого насыщенного пара, кг/м³;
i' – энтальпия кипящей воды, кДж/кг;
i – энтальпия сухого насыщенного пара;
r – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

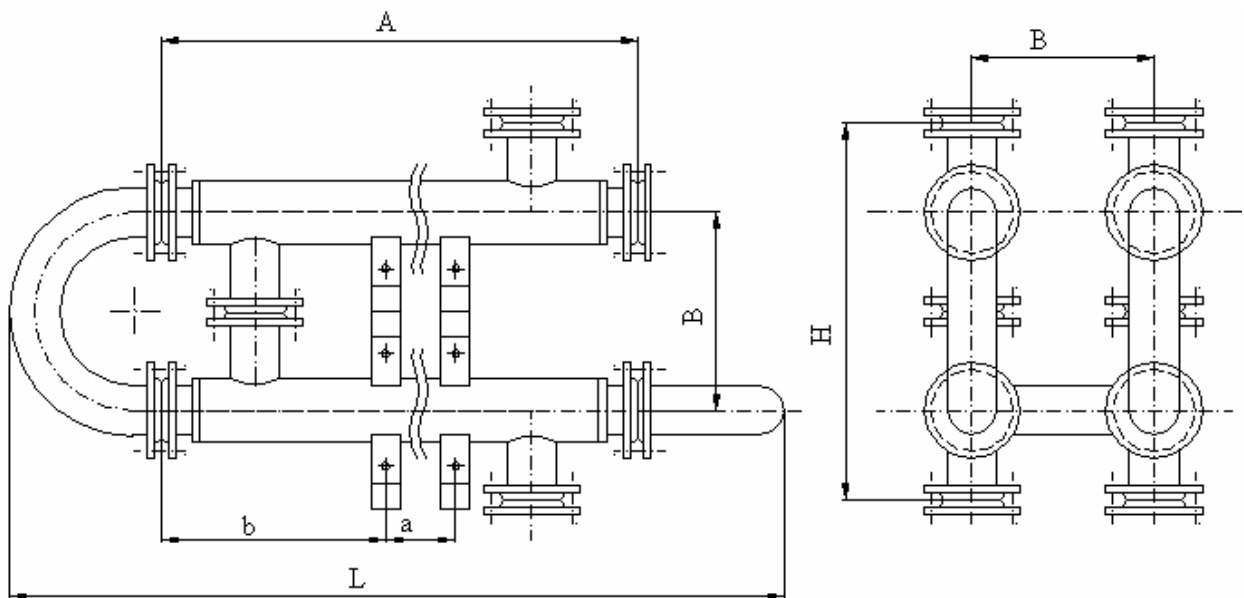
Теплообменники ТТ из углеродистой стали

Индекс изделия	Условная поверхность нагрева $F_y, м^2$	Расчетная поверхность нагрева $F_p, м^2$	Количество труб	Длина трубы, $l, мм$	Основные размеры, мм			
					$D \times s$	$d \times s$	$\sim L_1$	B
ТТ114. 001. 011	1	1,07	1	6000	89x4	57x3,5	6200	300
ТТ114. 001. 021	2	2,14	2	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 031	3,15	3,21	3	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 041		3,05	1	9000	159x5	108x4	9250	400
ТТ114. 001. 051	4	4,28	4	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 061	5	5,35	5	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 071	6,3	6,42	6	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 081		6,1	2	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 091	8	8,56	8	6000	80x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 101	10	10,7	10	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 111		9,15	3	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 121	12,5	12,85	12	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 131		12,2	4	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 141	16	17,1	16	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 151		15,25	5	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 161	20	21,4	20	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 171		18,3	6	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 181	25	25,6	24	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 191		24,2	8	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 201	31,5	30,2	30	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 211		30,5	10	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 221	40	40,6	38	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 231		39,6	13	9000	159x5	108x4	9380	400
ТТ114. 001. 241	50	51,2	48	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 251		48,7	16	9000	159x5	108x4	9950	400
ТТ114. 001. 261	63	64,2	60	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 271		61	20	9000	159x5	108x4	9380	400
ТТ114. 001. 281	80	81,3	76	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 291		79,3	26	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 301	100	100	94	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 311		97,5	32	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 321	125	126	118	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 602. 331		122	40	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 341	160	160,5	150	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 351		158,5	52	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 361	200	203	190	6000	89x4	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 371		201,3	66	9000	159x5	108x4	9980	400
ТТ114. 001. 381	250	250	234	6000	89x4	57x3,5	6920	300

Таблица 2

Теплообменники ТТ из коррозионностойкой стали

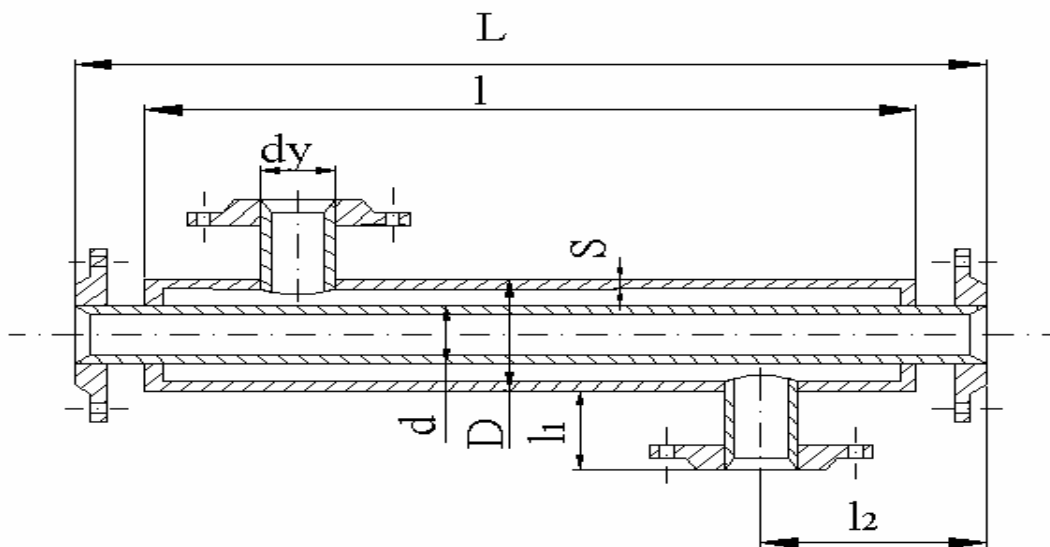
Индекс изделия	Условная поверхность нагрева F_y, M^2	Расчетная поверхность нагрева F_p, M^2	Количество труб	Длина трубы, $l, мм$	Основные размеры, мм			
					$D \times s$	$d \times s$	$\sim L_1$	B
ТТ114. 001. 012	1	1,07	1	6000	89x4,5	57x3,5	6200	300
ТТ114. 001. 022	2	2,14	2	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 032	3,15	3,21	3	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 042		3,05	1	9000	159x6	108x5	9250	400
ТТ114. 001. 052	4	4,28	4	6000	89 x 4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 062	5	5,35	5	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 072	6,3	6,42	6	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 082		6,1	2	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 092	8	8,56	8	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 001. 102	10	10,7	10	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 112		9,15	3	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 122	12,5	12,85	12	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 132		12,2	4	9000	159x6	108 x 5	9980	400
ТТ114. 001. 142	16	17,1	16	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 152		15,25	5	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 162	20	21,4	20	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 172		18,3	6	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 182	25	25,6	24	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 192		24,2	8	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 202	31,5	30,2	30	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 212		30,5	10	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 222	40	40,6	38	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 232		39,6	13	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 242	50	51,2	48	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 252		48,7	16	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 262	63	64,2	60	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 272		61	20	9000	159x6	108 x 5	9980	400
ТТ114. 001. 282	80	81,3	76	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 292		79,3	26	9000	159x6	108x5	9980	400
ТТ114. 001. 302	100	100	94	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 312		97,5	32	9000	59x6	08x5	9980	400
ТТ114. 001. 322	125	126	118	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 332		122	40	9000	59x6	08x5	9980	400
ТТ114. 001. 342	160	160,5	150	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 352		158,5	52	9000	59x6	08x5	9980	400
ТТ114. 001. 362	200	203	190	6000	89x4,5	57x3,5	6920	300
ТТ114. 002. 372		201,3	66	9000	59x6	08x5	9980	400



Размеры, мм

При диаметре внутренней трубы	L	H	a	b
57	6200	599	4000	1100
108	9250	799	5000	2125

Рисунок 1. Блок теплообменника ТТ



Размеры, мм

При длине трубы	d_y	l_1	l_2
6000	50	105	150
9000	100	120	210

Рисунок 2. Элемент теплообменника ТТ

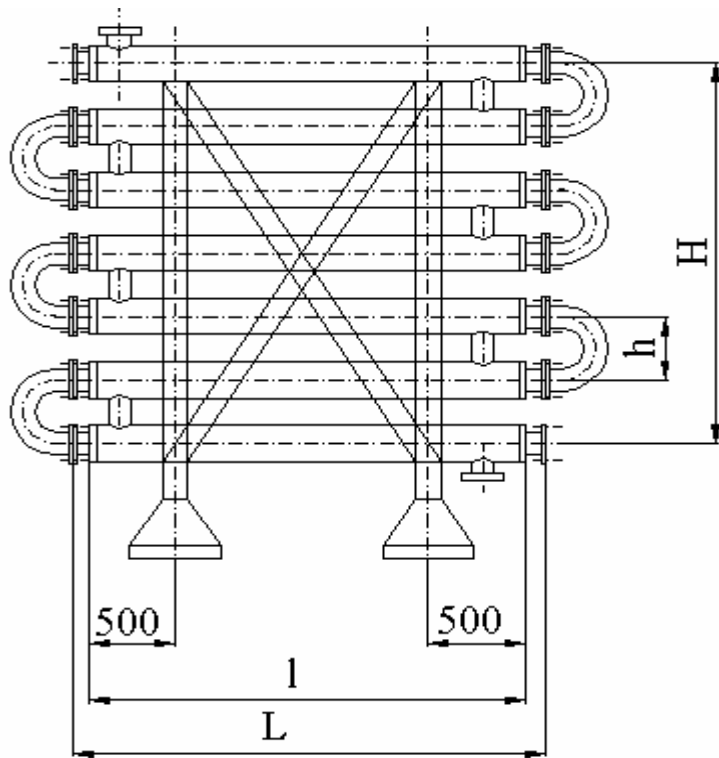


Рисунок 3. Сборочный чертеж теплообменника типа ТТ

Односекционные Двухсекционные Шестисекционные

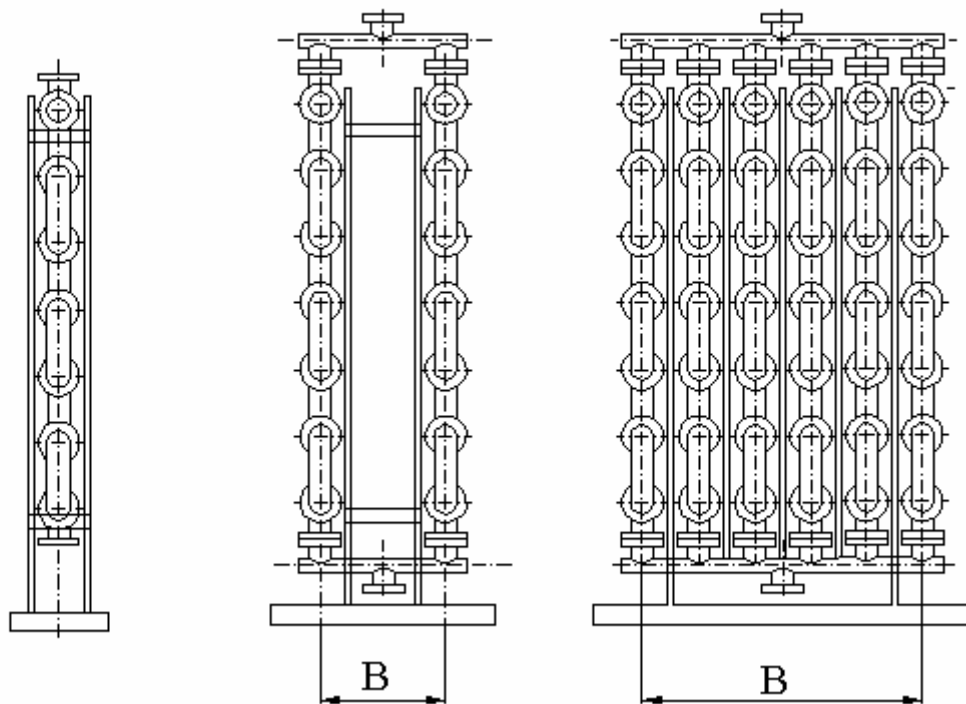


Рисунок 4. Сборочный чертеж теплообменника типа ТТ, вид сбоку

Рекомендуемые основные размеры и техническая характеристика элементов теплообменников типа ТТ из углеродистой стали

Тип элемента	Основные размеры			Техническая характеристика			
	$d_H \times s$	$D_H \times s$	l	Площадь поперечного сечения		Поверхность теплообмена, m^2	
				внутренних труб	межтрубного пространства		
мм			$m^2 \cdot 10^4$				
ТТ-48	48x4.	80x4	6000	12,5	22,0	0,904	
		80x5			20,4		
		89x4			33,4		
		89x6			28,4		
		80x4	9000		12,5	22,0	1,356
		80x5				20,4	
		89x4				33,4	
		89x6				28,4	
ТТ-57	57x4	89x4	6000	18,5	26,0	1,074	
		89x6			21,0		
		95x4			34,1		
		95x5			31,0		
		89x4	9000		18,5	26,0	1,611
		89x6				21,0	
		95x4				34,1	
		95x5				31,0	
ТТ-108	108x5	159x5	9000	75,4	83,0	3,052	
			12000			4,069	

Примечания:

1 Поверхность теплообмена определена по наружному диаметру внутренней трубы.

2. Расчетное давление в трубном или межтрубном пространстве 1,0; 1,6; 2,5; 4,0 и 6,4 Mn/m^2

Таблица 4

Рекомендуемые поверхности теплообменников типа ТТ из углеродистых и высоколегированных сталей комплектуемых из стандартных элементов

При $h = 200$ мм.

Поверхность теплообмена		Количество секций	Количество элементов в секции	Общее количество элементов	Основные размеры			
номинальная F_n	расчетная F_p				L	l	H	B
M^2		мм						
1,6	1,81	1	2	2	6500	6000	200	-
2,5	2,71		3	3			400	
3,15	3,62		4	4			600	
4,0	4,52		5	5			800	
5,0	5,42		6	6			1000	
6,3	6,33		7	7			1200	
8,0	8,14		9	9			1600	
10,0	10,84	2	6	12	1000	300		
12,5	12,66		7	14	1200			
16,0	16,28		9	18	1600			
20,0	21,68		12	24	2200			
25,0	24,41	3	9	27	1600	400		
		2		18		9500	9000	300
31,5	32,56	3	12	36	6500	6000	400	
		2		24	9500	9000	2200	300
40,0	39,82	4	11	44	6500	6000	2000	600
	40,68	3	10	30			1800	400
50,0	48,82	4	9	36	9500	9000	1600	600
63,0	65,12		12	48			2200	

Таблица 5

Рекомендуемые поверхности теплообменников типа ТТ из углеродистых и высоколегированных сталей компонуемых из стандартных элементов
При $h = 300$ мм.

Поверхность теплообмена		Количество секций	Количество элементов в секции	Общее количество элементов	Основные размеры			
					L	l	H	B
номинальная F_n	расчетная F_p				мм			
M^2								
1,0	1,07	1	1	1	6500	6000	—	-
3,15	3,22		3	3			600	
4,0	4,30		4	4			900	
5,0	5,37		5	5			1200	
6,3	6,44		6	6			1500	
8,0	8,59		8	8			2100	
10,0	10,74	2	5	10	1200	300		
12,5	12,88		6	12	1500			
16,0	17,18		8	16	2100			
20,0	19,33		9	18	2400			
25,0	26,76	3	8	24	2100	400		
	24,16		5	15	9500		9000	1200
31,5	32,22	2	10	30	6500	6000	2700	300
				20	9500	9000		
40,0	42,96	4	40	6500	6000	2100	600	
	38,66	3	24	9500	9000		2700	400
50,0	51,55	4	8			32		2100
63,0	64,44	5	10	40	9500	9000	2700	
80,0	80,55			50				
100,0	96,66	6	60	60	9500	9000	2700	1000

Рекомендуемые поверхности теплообменников типа ТТ из углеродистых и высоколегированных сталей комплектуемых из стандартных элементов
При $h = 800$ мм.

Поверхность теплообмена		Количество секций	Количество элементов в секции	Общее количество элементов	Основные размеры			
					L	l	H	B
номинальная F_n	расчетная F_p				мм			
M^2								
12,5	12,21	1	4	4	9500	9000	2400	—
16,0	15,26		5	5			3200	
20,0	20,34						12500	
25,0	24,42	2	4	8	9500	9000	2400	400
31,5	30,52		5	10			3200	
40,0	40,64						12500	
50,0	48,83	3	4	12			2400	600
63,0	61,04	4	5	20	9500	9000	3200	900
		3		15				600
80,0	81,28	4		20				900
100,0	97,66	4	6	24	12500	12000	4000	900
125,0	122,08			30				1200
160,0	162,56	5	8	40	12500	12000	5600	1200
200,0	195,32			48				
250,0	244,16	6	10	60			7200	1500

Основные параметры и размеры конденсаторов типа КП

Диаметр кожуха, мм	Давление P_y , МПа	Поверхность теплообмена, m^2 с т/о трубами Ш 25	L, мм	H, мм	Dy, мм при числе ходов по трубам			D _{y1} , мм	D _{y2} , мм
					2	4	6		
630	1,0	105; 93; 86	6900	1060	200	150	100	300	100
	1,6							250	
	2,5							200	
800	1,0	191; 173; 164	7080	1354	250	200	150	400	150
	1,6							300	
	2,5							250	
1000	1,0	325; 300; 289	7290	1558	300	200	150	400	200
	1,6							300	
	2,5							300	
1200	1,0	489; 460; 442	7500	1780	300	250	200	500	250
	1,6							400	
	2,5							350	
1400	1,0	675; 642; 626	7750	1980	350	250	200	500	250
	1,6							400	
	2,5							350	

Пример условного обозначения: Конденсатор с плавающей головкой **1000КП-1,6-М1 /25-6-2-Т** (по ТУ 3612-023-00220302-01)

- 1000 — диаметр кожуха, мм;
- КП — конденсатор с плавающей головкой;
- 1.6 — давление в кожухе, МПа;
- М1 — материал исполнения;
- 25 — диаметр теплообменных труб, мм;
- 6 — длина труб, м;
- 2 — двухходовой;
- Т — с теплообменными трубами, расположенными в решетке по вершинам равностороннего треугольника.

Таблица 2

Основные параметры и размеры теплообменников типа ТН, ТК

Диаметр кожуха, мм	Давление Р _у , МПа	Поверхность теплообмена, м* с т/о трубами Ш 20/25	Л, мм.	число ходов	Н, мм	Д _у , мм	Л ₁ , мм	А, мм	А ₀ , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
159 (наруж.)	1,6 2,5	1,0/1,0 1,5/1,5	1400 1900	1400 1900	430	80	1000	620	-
		2,5/2,0 3,5/3,0	2400 3400	2400 3400			1500	1120	
							2000	1620	
							3000	2620	
273 (наруж.)	1,6	4,0/3,0 6,0/5,0	1450 1950	1450 1950	544	100	1000	600	-
		8,5/6,5 12,5/10,0	2450 3450	2450 3450			1500	1100	
							2000	1600	
							3000	2600	
	2,5	4,0/3,0 6,0/5,0	1500 2000	1500 2000	544	100	1000	570	
		8,5/6,5 12,5/10,0	2500 3500	2500 3500			1500	1070	
325 (наруж.)	1,6 2,5	8,5/6,5 11,0/9,0	2200 2670	2170 2670	596	100	1500	1050	440
		17,0/13,0 22,5/17,5	3670 4670	3670 4670			2000	1550	
							3000	2550	
							4000	3550	
426 (наруж.)	1,6	21/16 31/24	2790 3790	2720 3720	726	150	2000	1520	460
		42/31 63/47	4790 6790	4720 6720			3000	2520	
							4000	3520	
							6000	5520	
	2,5	21/16 31/24	2790 3790	2720 3720	726	150	2000	1520	530
		42/31 63/47	4790 6790	4720 6720			3000	2520	
400 (внутр.)	1,0 2,5	21/16 31/24	2790 3790	2720 3720	726	150	2000	1550	445
		42/31 63/47	4790 6790	4720 6720			3000	2550	
							4000	3550	
							6000	5550	
600 (внутр.)	1,0 1,6	48/38 73/58	2940 3940	2910 3910	1060	200	2000	1500	520
		97/77 146/116	4840 6840	4910 6910			3000	2500	
							4000	3500	
							6000	5500	

	2,5	48/38 73/58	2950 3950	-	1060	200	2000 3000 4000 6000	1450 2450 3450 5450	545					
		97/77 146/116	4950 6950											
800 (внутр.)	1,0	90/71 135/106	3070 4070	3160 4160	1254	250	2000 3000 4000 6000	1450 2450 3450 5450	630					
		179/142 272/213	5070 7070	5160 7160										
	1,6	90/71 135/106	3140 4140	3190 4190	1254	250	2000 3000 4000 6000	1410 2410 3410 5410	650					
		179/142 272/213	5140 7140	5190 7190										
	2,5	90/71 135/106	3220 4220	3225 4225	1254	250	2000 3000 4000 6000	1400 2400 3400 5400	635					
		179/142 272/213	5220 7220	5220 7225										
	1000 (внутр.)	1,0	230/190 308/254	3315 4315	3440 4440	1458	300	3000 4000 6000	650	760				
			463/382	7315	7440									
		1,6	320/190 308/257	3365 4365	3425 4425									
			463/382	7365	7425									
		2,5	230/190 308/254	3370 4370	3480 4480									
			463/382	7370	7380									
1200 (внутр.)		1,0	448/367 674/552	5465 7465	5645 7645			1662			350	4000 6000	3300 5300	785
			448/367 674/552	5635 7635	5730 7730									
	2,5	448/367 674/552	5635 7635	5730 7730										

Пример условного обозначения: Теплообменник с неподвижными трубными решетками **325ТНГ-2,5-М1/25-3-2 ТУ 26-02-1 105-89**

- 325 — диаметр кожуха, мм;
- ТНГ — теплообменник с неподвижными трубными решетками горизонтальный;
- на условное давление в трубах и кожухе 2,5 МПа;
- М1 — материал исполнения;
- 25 — диаметр теплообменных труб, мм;
- 3 — длина труб, м;
- 2 — двухходовой по трубам.

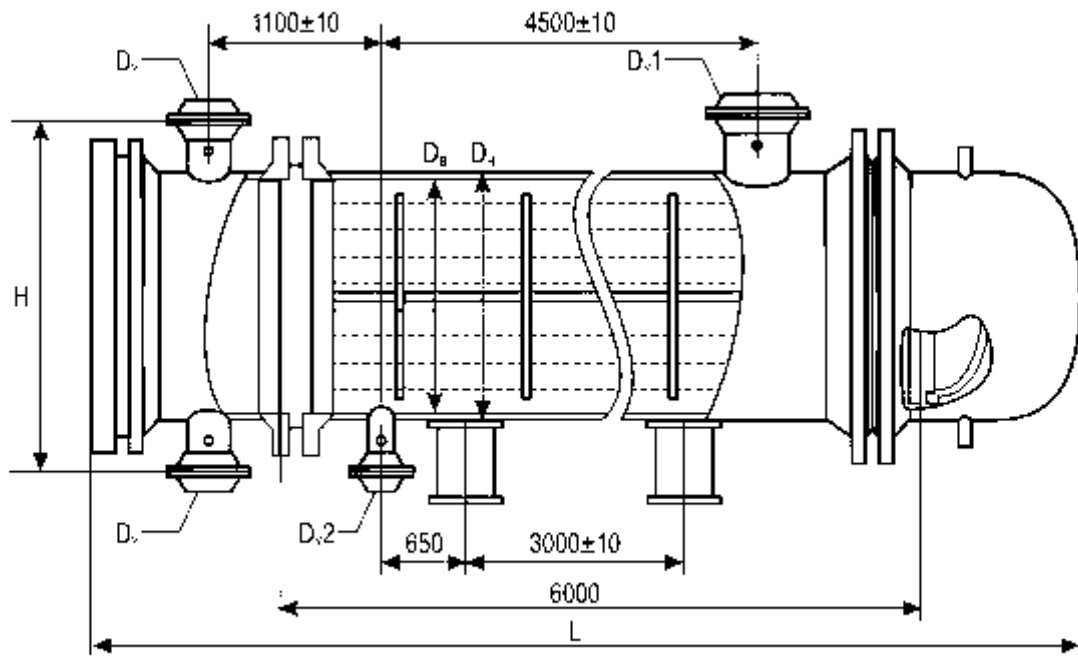


Рисунок 1. Горизонтальные конденсаторы типа КП с плавающей головкой
ТУ 3612-023-00220302-01 (взамен ТУ 3612-086-0021 7298-97).

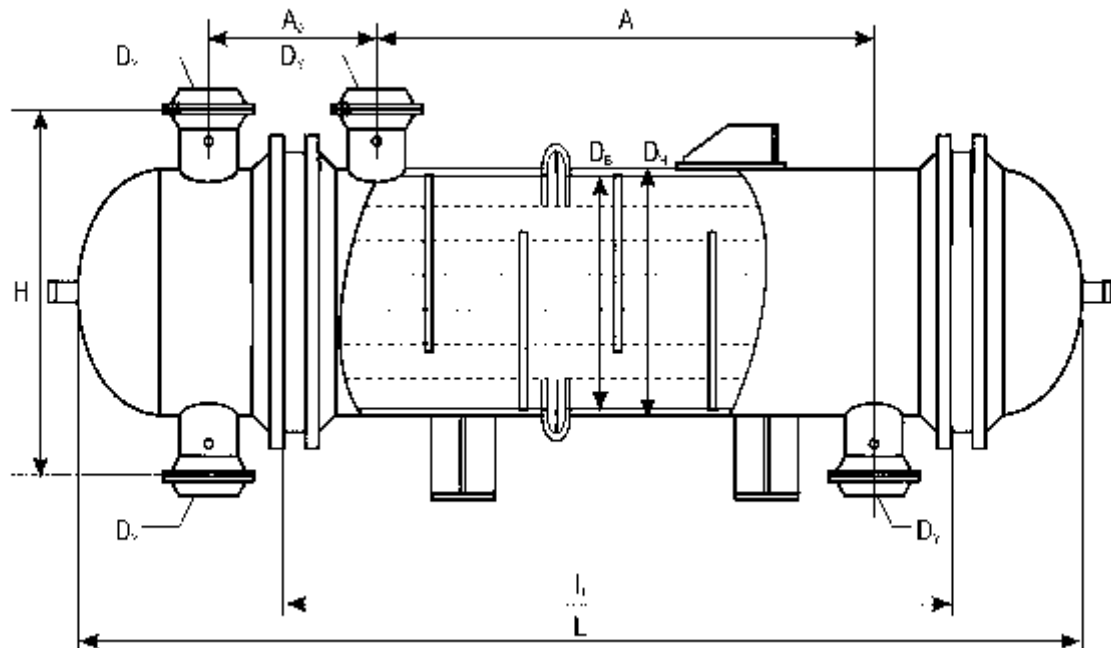


Рисунок 2. Горизонтальные и вертикальные теплообменники с неподвижными трубными
решетками и компенсатором на кожухе ТУ 26-02-1105-89.

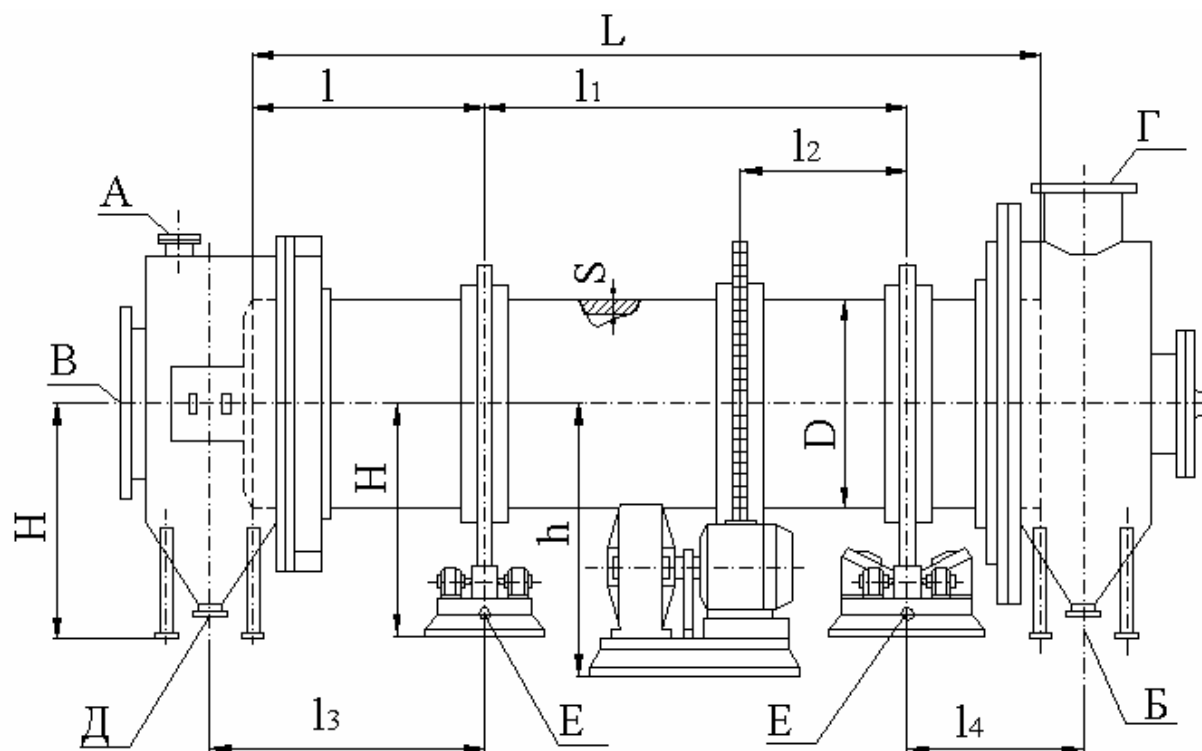


Рисунок 1. Габаритная схема барабанной прямоточной сушилки диаметром 1000 – 2200 мм.

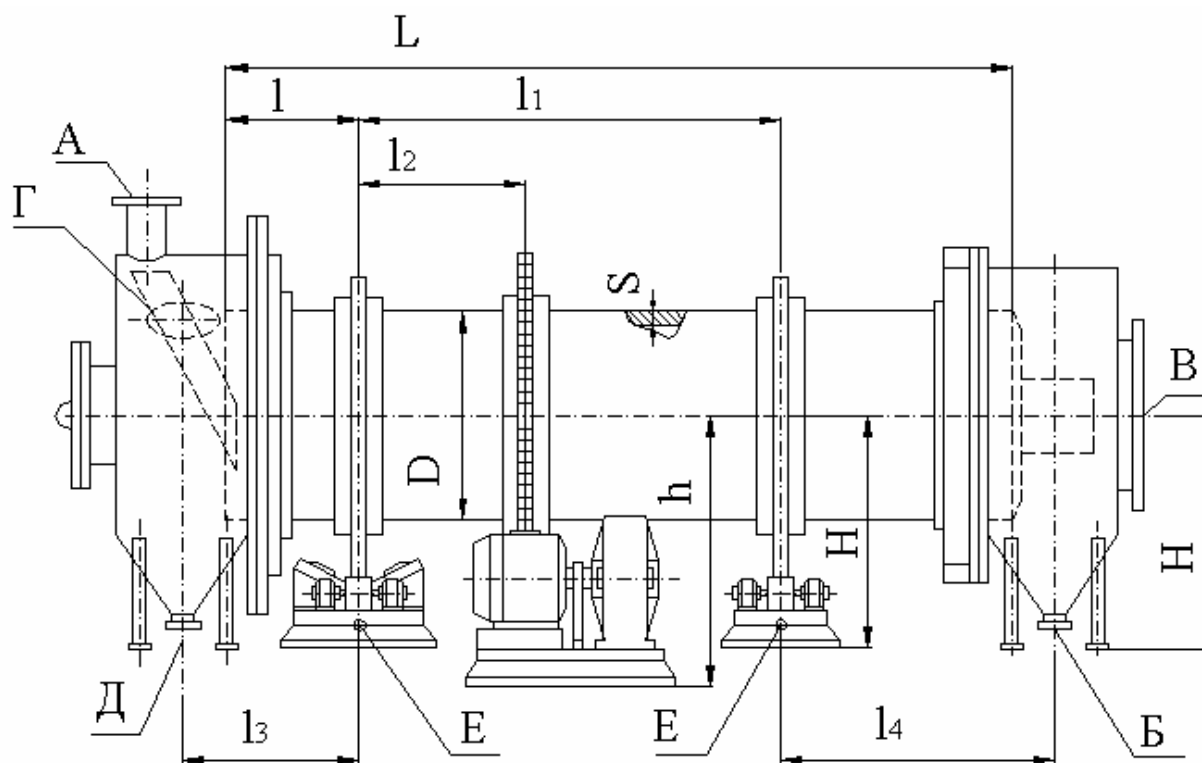


Рисунок 2. Габаритная схема барабанной противоточной сушилки диаметром 1000 – 2200 мм.

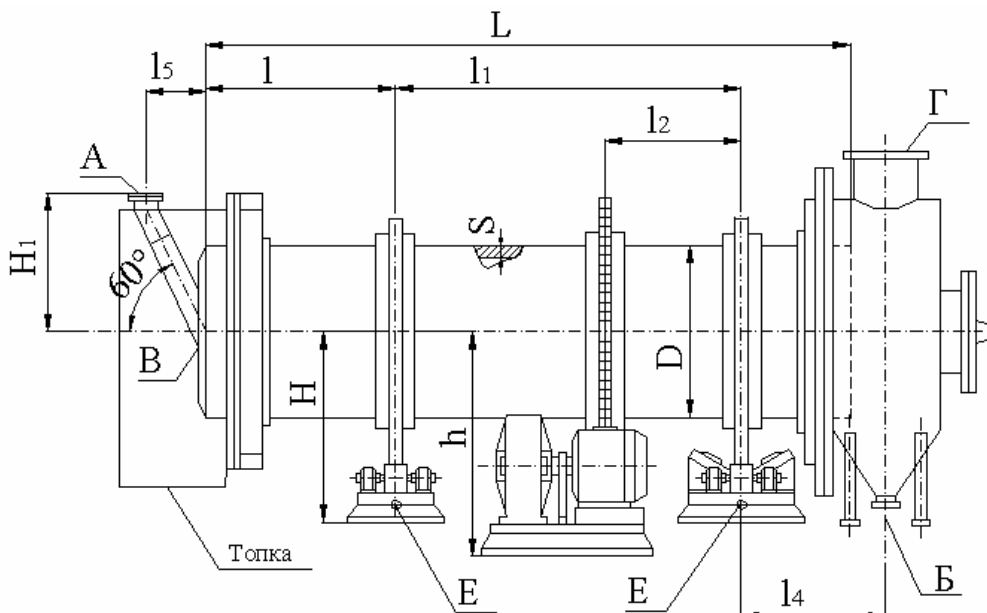


Рисунок 3. Габаритная схема барабанной прямоточной сушилки диаметром 1000 – 2200 мм.

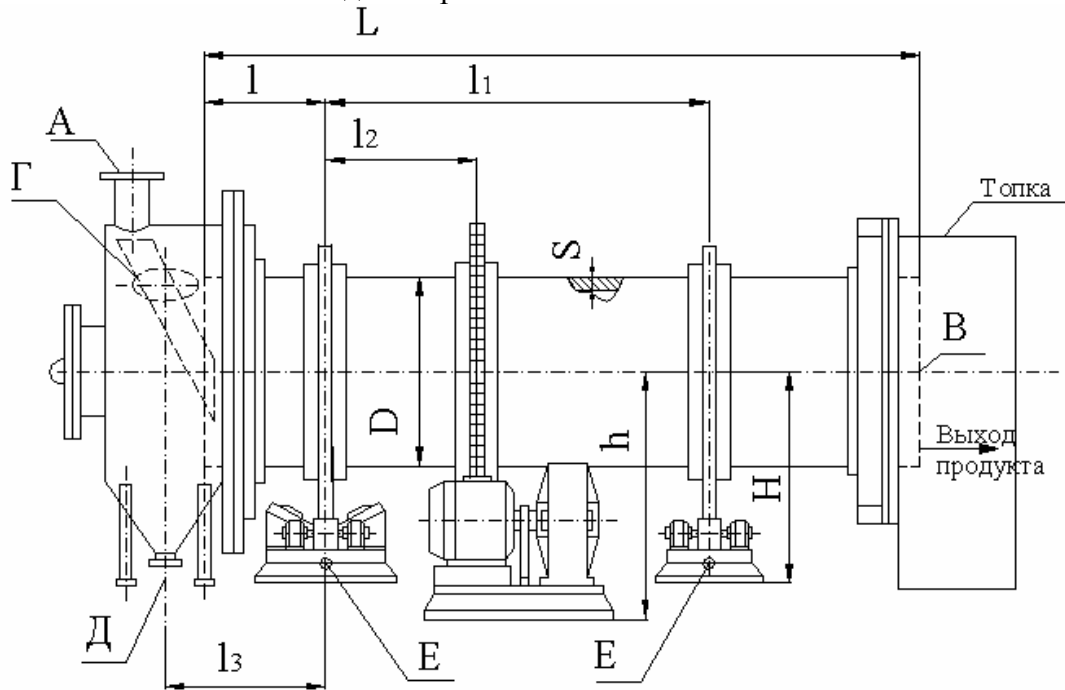


Рисунок 4. Габаритная схема барабанной противоточной сушилки диаметром 1000 – 2200 мм.

Таблица штуцеров

Обозначение	Назначение
А	Вход влажного продукта
Б	Выход готового продукта
В	Вход теплоносителя
Г	Выход теплоносителя
Д	Выход остатков продукта
Е	Вход воды

Таблица 1

Техническая характеристика барабанной сушилки

Диаметр и длина барабана, мм		Толщина стенки барабана, мм	Основные размеры, мм										
D	L		l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5^*	H	H_1^*	h		
1000	4000	5	850	2300	800	1050	1030	490	967	1120	1155		
	6000		1250	3500		1450	1430						
1200	6000	6	1650	4700	900	1475	1875	1830	525	1160	1220	1275	
	8000					2275							2230
	10000					2050							5900
1600	8000	8	1650	4700	1600	1875	1900	575	1453	1420	1770		
	10000		2050	5900		2275	2300						
	12000		2500	7000		2725	2750						
2000	8000	10	1650	4700	1200	1925	1960	600	1783	1620	2010		
	10000		2050	5900		2325	2360						
	12000		2500	7000		2775	2810						
2200	10000	12	2050	5900	1200	2325	2375	700	1892	1720	2070		
	12000		2500	7000		2775	2825						
	14000		2900	8200		3175	3225						
	16000		3350	9300		3625	3675						

Таблица 2

Вес сушилок в зависимости от типа насадки

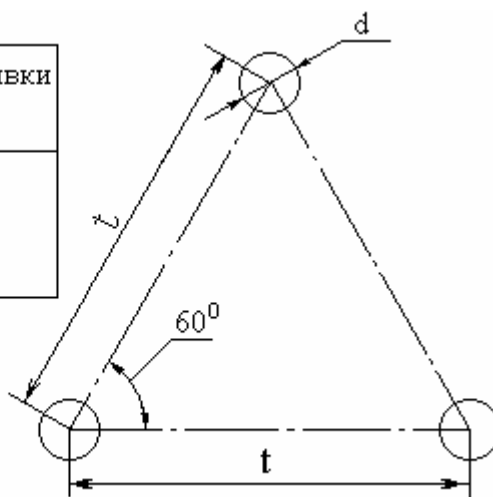
Диаметр и длина барабана, мм		Тип насадки	Вес, кг	Диаметр и длина барабана, мм		Тип насадки	Вес, кг	Диаметр и длина барабана, мм		Тип насадки	Вес, кг
D	L			D	L			D	L		
1000	4000	C	5550	1200	10000	C	10500	2000	8000	LC	24580
		L	5200			L	9220		10000		26630
		LC	5430			LC	9860		12000		28930
	6000	C	6160	8000	C	16230	2200	8000	LC	31720	
		L	5570		L	15380		10000		34120	
		LC	6030		LC	16960		12000		38490	
1200	6000	C	8460	1600	10000	C	17720	16000	LC		40910
		L	7990			L	16620				
		LC	8360			LC	17450				
	8000	C	9350	12000	C	19060					
		L	8610		L	17720					
		LC	9150		LC	19000					

Типы выпарных аппаратов.

Типы аппарата	Исполнения	Наименования
I	1	Аппараты выпарные с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой и кипением раствора в трубках.
	2	Аппараты выпарные с естественной циркуляцией, греющей камерой и солеотделением.
II	1	Аппараты выпарные с естественной циркуляцией, вынесенной греющей камерой и кипением раствора в трубках.
	2	Аппараты выпарные с естественной циркуляцией, вынесенной греющей камерой и зоной кипения.
III	1	Аппараты выпарные с принудительной циркуляцией, соосной греющей камерой и солеотделением.
	2	Аппараты выпарные с принудительной циркуляцией, соосной греющей камерой и вынесенной зоной кипения.
IV	-	Аппараты выпарные с принудительной циркуляцией, вынесенной греющей камерой и вынесенной зоной кипения.
V	1	Аппараты выпарные плёночные с восходящей плёнкой и соосной греющей камерой.
	2	Аппараты выпарные плёночные с восходящей плёнкой и вынесенной греющей камерой.
VI	1	Аппараты выпарные со стекающей плёнкой и соосной греющей камерой.
	2	Аппараты выпарные со стекающей плёнкой и вынесенной греющей камерой.

Шаг и размещение трубок греющих камер должны соответствовать размерам, указанным ниже.

диаметр трубки t, мм	шаг разбивки d, мм
25	32
38	48
57	70



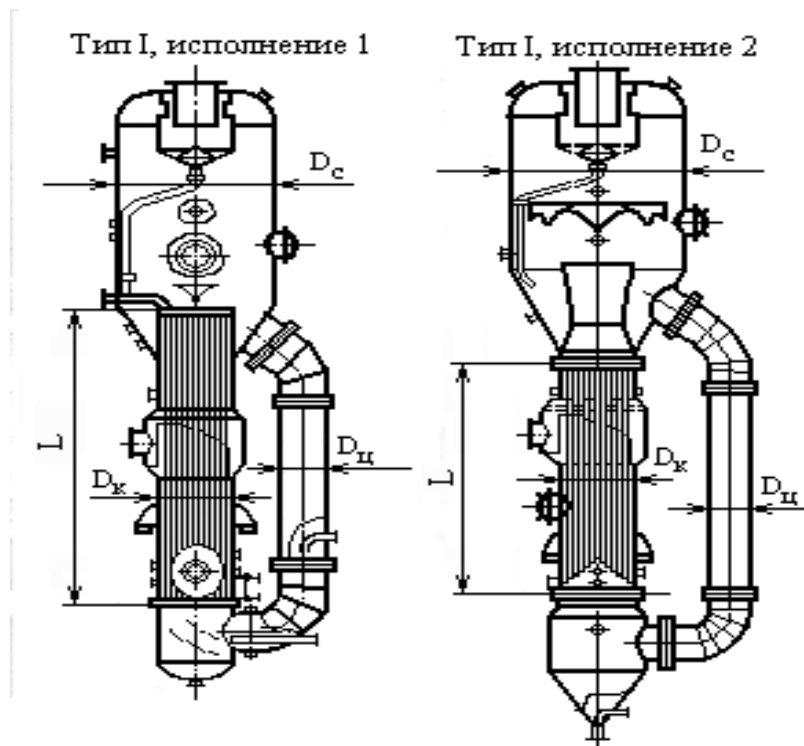


Рисунок 1. Типы и исполнения выпарных аппаратов

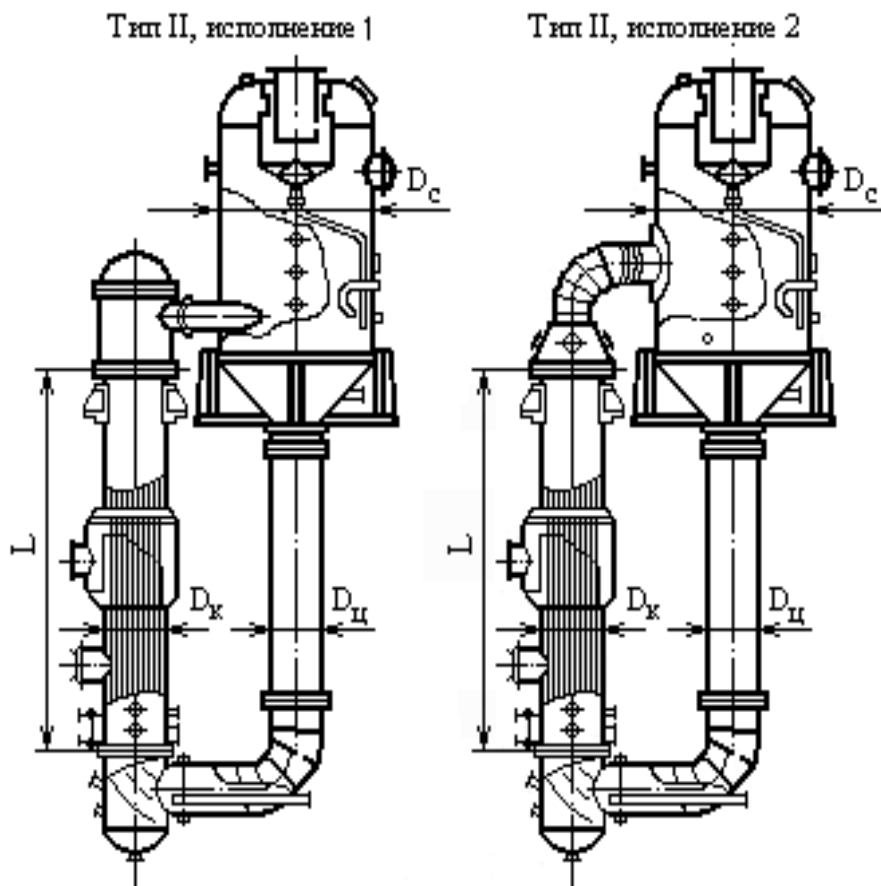


Рисунок 2. Типы и исполнения выпарных аппаратов

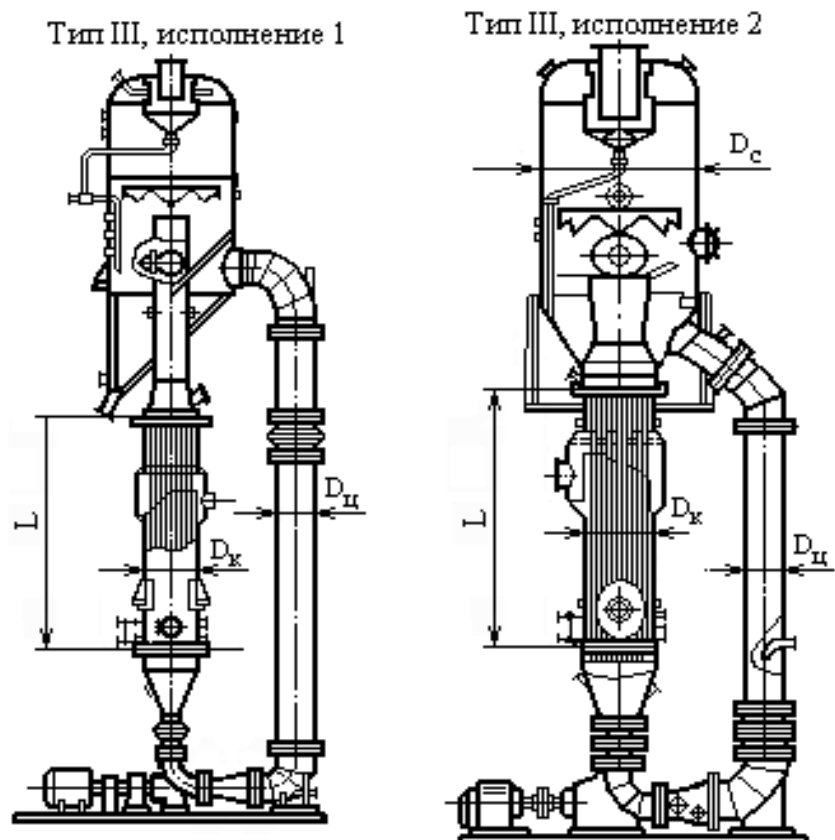


Рисунок 3. Типы и исполнения выпарных аппаратов

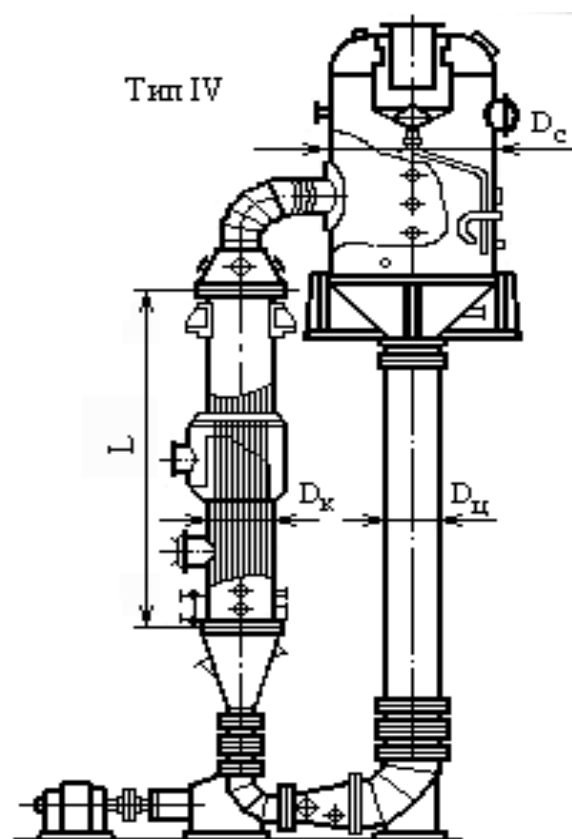


Рисунок 4. Типы и исполнения выпарных аппаратов

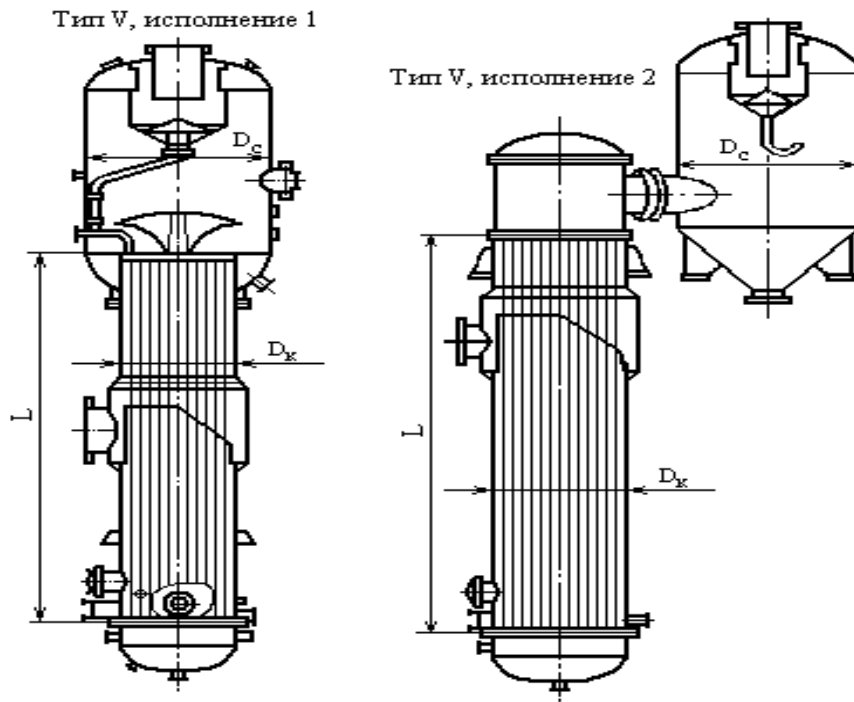


Рисунок 5. Типы и исполнения выпарных аппаратов

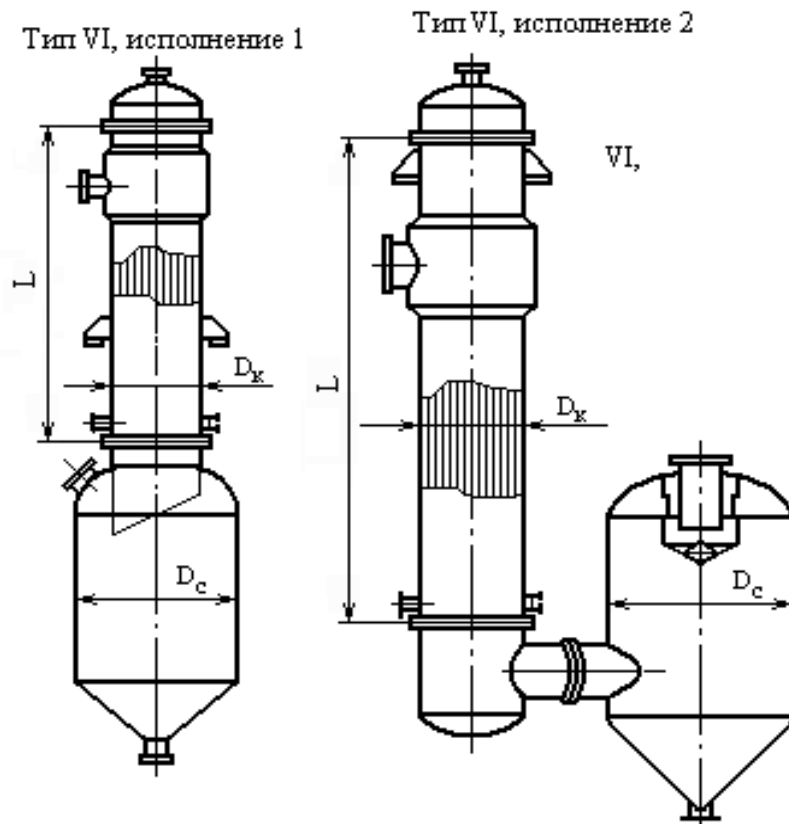


Рисунок 6. Типы и исполнения выпарных аппаратов

Таблица 2

Основные параметры и размеры выпарных аппаратов.

Типы аппаратов	Исполнение	Поверхность теплообмена, м ²	Расчетное давление в греющей камере, МПа	Основные размеры греющих труб, мм	
				Диаметр	Длина
I	1	10-1400	1	25	3000
					4000
				38	4000
	5000				
	2	25-2800		25	4000
					5000
38			4000		
	5000				
II	1,2	25-1250	3	25	3000
					4000
				38	4000
					5000
				7000	4000
					5000
III	1	25-1350	6	25	3000
					4000
				38	4000
					5000
				7000	5000
					6000
IV	1,2	25-1250	10	25	4000
					5000
				38	5000
					6000
				7000	5000
					7000
V	1,2	63-2500	16	38	5000
					7000
				57	7000
					9000
				7000	4000
					5000
VI	1,2	63-1600	16	38	4000
					5000
				57	6000
					7000

Соотношение площадей сечения циркуляционных труб и труб греющей камеры должны быть:

а) для аппаратов с кипением раствора в трубках греющей камеры - от 0,3 до 0,6;

б) для аппаратов с вынесенной зоной кипения и аппаратов с принудительной циркуляцией – от 0,9 до 1,5.

Номинальные поверхности теплообмена F_H должны выбираться из ряда: 10, 16, 25, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2900, 3150 м².

Диаметры обечаек греющих камер D_H должны выбираться из ряда: 325, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200 мм.

Диаметры сепараторов D_C должны выбираться из ряда: 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1800, 2000, 2200, 2400, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500, 5000, 6000, 6400, 7000, 8000 мм.

Диаметры циркуляционных труб $D_{Ц}$ должны выбираться из ряда: 159, 219, 273, 325, 400, 500, 600, 700, 800, 1000, 1200, 1400, 1600 мм.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава 1. Расчет теплообменника типа «труба в трубе».....	3
1.1. Тепловой расчет.....	3
1.2. Расчет изоляции аппарата.....	11
1.3. Определение размеров патрубков.....	12
1.4. Гидравлический расчет.....	13
Глава 2. Расчет кожухотрубного конденсатора.....	17
2.1. Тепловой расчет.....	17
2.2. Расчет изоляции аппарата.....	23
2.3. Гидравлический расчет.....	24
Глава 3. Расчет барабанной сушилки.....	26
3.1. Технологический расчет установки.....	26
3.2. Расчет циклона.....	37
3.3. Расчет вентилятора.....	40
Глава 4. Расчет вакуум-выпарного аппарата.....	42
4.1. Технологический расчет.....	42
4.2. Расчёт толщины тепловой изоляции.....	52
4.3. Ориентировочный расчет теплообменного аппарата для подогрева исходного раствора перед подачей в выпарной аппарат.....	53
4.4. Расчёт холодильника упаренного раствора.....	56
4.5. Расчёт барометрического конденсатора.....	59
Библиографический список.....	63
Приложение.....	64

Процессы и аппараты химической технологии

Методические указания
для выполнения курсовых работ для студентов всех форм
обучения специальности 240902 «Пищевая биотехнология»

Составитель:
Бородулин Дмитрий Михайлович

Зав. редакцией *И.Н. Журина*
Редактор *Е.В. Макаренко*
Технический редактор *Т.В. Васильева*
Художественный редактор *Л.П. Токарева*

ЛР№020524 от 02.06.97.
Подписано в печать Формат 60×84^{1/16}
Бумага типографская. Гарнитура Times.
Уч. – изд.л. 10. Тираж экз.
Заказ №...

Оригинал-макет изготовлен в редакционно-издательском отделе
Кемеровского технологического института пищевой промышленности
650056, г. Кемерово, б-р Строителей, 47

ПЛД№ 44-09 от 10.10.99.
Отпечатано в лаборатории множительной техники
Кемеровского технологического института пищевой промышленности
650010, г. Кемерово, ул. Красноармейская, 52