

Расчет пароводяного подогревателя

«Тепломассообмен»

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	1
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1. Исходные данные

Рассчитать пароводяной подогреватель вертикального типа для подогрева воды системы отопления цехов производственных помещений при следующих условиях:

1. Давление воды $P_v = 0,142$ мПа
2. Температура воды на входе $t^{\prime}_v = 20,5$ °С
3. Температура воды на выходе $t^{\prime\prime}_v = 89,6$ °С
4. Расход воды $G_v = 214,8$ м³/ч
5. Давление греющего пара $P_p = 0,57$ мПа
6. Температура греющего пара $t_p = 175$ °С

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменными аппаратами называют устройства, предназначенные для передачи тепла от одного к другому, а также осуществления различных технологических процессов: нагревание, охлаждения, кипения, конденсации и др.

Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам. Например, по способу передачи тепла их можно разделить на две группы: поверхностные (рекуперативные см. рис. 1 и регенеративные) и смещения. Требования к промышленным теплообменным аппаратам в зависимости от конкретных условий применения весьма разнообразны. Основными требованиями являются: обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении; компактность и наименьший расход материалов, надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью поверхности теплообмена для механической очистки её от загрязнений; унификация узлов и деталей; технологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур, давлений и т. д.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

При созданиях новых, более эффективных теплообменных аппаратов стремятся, во-первых, уменьшить удельные затраты материалов, труда, средств и затрачиваемый при работе энергии по сравнению с теми же показателями существующих теплообменников. Удельными затратами для теплообменных аппаратов называют затраты, отнесенные к тепловой производительности в заданных условиях, во-вторых, повысить интенсивность и эффективность работы аппарата. Интенсивностью процесса или удельной тепловой производительностью теплообменного аппарата газывается количество теплоты, передаваемого в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при заданном тепловом режиме.

Интенсивность процесса теплообмена характеризуется коэффициентом теплопередачи k . На интенсивность и эффективность влияют также форма поверхности теплообмена; эквивалентный диаметр и компоновка каналов, обеспечивающие оптимальные скорости движения сред; средний температурный напор; наличие турбулизирующих элементов в каналах; оребрение и т. д. Кроме конструктивных методов интенсификации процесса теплообмена существует режимные методы, связанные с изменением гидродинамических параметров и режима течения жидкости у поверхности теплообмена. Режимные методы включают: подвод колебаний к поверхности теплообмена, создание пульсации потоков, вдувание газа в поток либо отсос рабочей среды через пористую стенку, наложении электрических или магнитных полей на поток, предотвращения загрязнений поверхности теплообмена путем сильно турбулизации потока и т. д.

1.ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

При заданном давлении пара $P_{\text{п}}=0,57\text{МПа}$, температуре насыщения $t_s=160\text{ }^\circ\text{C}$ по h - s диаграмме определяем состояние пара. Если он перегрет, то имеем две зоны теплообмена:

первая - охлаждение пара от $t_{\text{п}}=175\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_s=160\text{ }^\circ\text{C}$

вторая - конденсация насыщенного пара на вертикальных трубах.

Считаем, что переохлаждения конденсата нет. Расчет поверхности проводим отдельно для каждой зоны (рис. 2).

1.1 Определяем параметры теплоносителей при средних температурах воды и пара

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$t_{в.ср} = 0,5(t'_в + t''_в), \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t'_в$ - температура воды на входе в подогреватель, $^\circ\text{C}$;

$$(t'_в = 20,5^\circ\text{C}),$$

$t''_в$ - температура воды на выходе из подогревателя, $^\circ\text{C}$,

$$(t''_в = 89,6^\circ\text{C}),$$

$$t_{в.ср} = 0,5(20,5 + 89,6) = 55,05 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{п.ср} = 0,5(t_п + t_с), \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_п$ - температура перегретого пара, $^\circ\text{C}$; ($t_п = 175 \text{ } ^\circ\text{C}$),

$t_с$ - температура насыщенного пара, $^\circ\text{C}$, ($t_с = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$),

$$t_{п.ср} = 0,5(175 + 160) = 167,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

По таблицам физических свойств воды и водяного пара определим их основные параметры.

При $t_{в.ср}$ определяем следующие справочные данные:

$$C_в = 4,183 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} - \text{теплоемкость воды};$$

$$\rho_в = 986,19 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{плотность воды};$$

$$\nu_в = 0,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} - \text{коэффициент кинематической вязкости};$$

$$\lambda_в = 0,653 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} - \text{коэффициент теплопроводности};$$

$Pr_в = 3$ - число Прандтля.

При $t_{п.ср}$ определяем:

$$C_п = 2,49 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} - \text{теплоемкость пара};$$

					HTTP://BNCARS.MOY.SU	4
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$\rho_{\text{п}}=3,9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - плотность пара;

$\nu_{\text{п}}=3,7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ - коэффициент кинематической вязкости пара;

$\lambda_{\text{п}}=0,0316 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$ - коэффициент теплопроводности;

$Pr_{\text{п}}=1,2$ - число Прандтля.

1.2 Определяем количество теплоты, передаваемой паром воде,

$$Q = G_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}}'' + t_{\text{в}}'), \text{ кВт}$$

где $G_{\text{в}}$ - объемный расход воды, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$; ($G_{\text{в}}=0,0567 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$),

$C_{\text{в}}$ - теплоемкость воды, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$; ($C_{\text{в}}=4,183 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$),

$$Q=0,0567 \cdot 986,19 \cdot 4,183(89,6-20,5)=17008.2 \text{ кВт.}$$

Вычисляем количество теплоты, передаваемой паром воде в 1-и зоне,

$$Q_1 = D_{\text{п}} \times C_{\text{п}} \times (t_{\text{п}} - t_{\text{с}}), \text{ кВт},$$

где $D_{\text{п}}$ - массовый расход пара, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$; ($D_{\text{п}}=8,14 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$),

$C_{\text{п}}$ - теплоемкость пара, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$; ($C_{\text{п}}=2,49 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$),

1.3 Определяем расход пара

$$D_{\text{п}} = \frac{Q}{C_{\text{п}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{с}}) + r}, \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где r -теплота парообразования, определяемая по температуре насыщения

пара, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$D_{\text{п}} = \frac{17008.2}{2,49 \cdot (175 - 160) + 2053,4} = 8,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$Q_1 = 8,13 \cdot 2,49 \cdot (175-160) = 303.841 \text{ кВт.}$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	5
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4 Определяем количество теплоты, передаваемой паром воде во 2-й зоне,

$$Q_2 = D_n \times r, \text{ кВт.}$$

$$Q_2 = 8,13 \cdot 2053,4 = 16704,35 \text{ кВт.}$$

Проверим полученное значение переданной теплоты паром воде:

$$Q = Q_1 + Q_2, \text{ кВт.}$$

$$Q = 303,841 + 16704,35 = 17008,2 \text{ кВт.}$$

Выберем произвольно диаметр трубок и скорость воды в них:

материал: сталь (задан) $\lambda_{ст} = 38 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$;

скорость воды: $\omega_b = 1,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

толщина стенок трубок: $\delta_{с т} = 1 \text{ мм.}$

1.5 Определяем коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки трубки к воде

$$\alpha_{ж} = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}},$$

где $\lambda_{ж}$ - коэффициент теплопроводности воды, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$;

$$(\lambda_{в} = 0,653 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}),$$

Nu - критерий Нуссельта для воды; ($Nu = 317,5$),

$d_{вн}$ - внутренний диаметр трубок, м, ($d_{вн} = 0,027 \text{ м}$),

1.6 Определим режим течения воды в трубах

$$Re = \frac{\omega_b \cdot d_{вн}}{\nu_b},$$

где Re - критерий Рейнольдса; ($Re = 86400$),

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	6
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ν_B - коэффициент кинематической вязкости воды, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

$$(\nu_B = 0,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}),$$

ω_B - скорость воды в трубках, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$, ($\omega_B = 1,6$),

$$\text{Re} = \frac{1,6 \cdot 0,027}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 86400$$

Если $\text{Re} > 10^4$, то режим течения - турбулентный. Критерий Нуссельта для турбулентного режима течения воды в трубках определяется по следующей формуле:

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \varepsilon_l$$

где Pr - число Прандтля для воды; ε - поправочный коэффициент. Если $\frac{\ell}{d} > 50$, то $\varepsilon_l = 1$, ℓ - длина трубок.

Полученные результаты подставляем в формулу, вычисляем количество трубок

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,023 \cdot 86400^{0,8} \cdot 3^{0,4} \cdot 1 = 317,5;$$

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{317,5 \cdot 0,6535}{0,027} = 41470 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}};$$

$$n = \frac{4 \cdot G_B}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega}, \text{ шт}$$

Принимаем: шаг между трубками $S = 1,4 \times d_n = 1,4 \times 0,029 = 0,0406$, м; кольцевой зазор между крайними трубками и корпусом аппарата $K = 10$ мм.

$$n = \frac{4 \cdot 0,0597}{3,14 \cdot 0,027^2 \cdot 1,6} = 65,2 \text{ шт.}$$

Выбираем стандартное количество трубок, близкое к полученному значению $n_{\text{ст}} = 91$, шт.

1.7 Определяем $\frac{D'}{S}$ (по прил. 17) при n , шт. Отсюда определяем диаметр трубной решетки $D' = 0,406$, м.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	7
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Внутренний диаметр корпуса составит

$$D_{\text{вн}} = D' + d_{\text{н}} + 2K, \text{ м.}$$

$$D_{\text{вн}} = 0,406 + 0,029 + 0,02 = 0,455 \text{ м.}$$

1.8 Рассчитаем поверхность теплообмена в 1-й зоне.

1.8.1 Определяем площадь межтрубного пространства для прохода пара:

$$f_{\text{м.п.}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{вн}}^2 - n \cdot d_{\text{н}}^2), \text{ м}^2$$

$$f_{\text{м.п.}} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,455^2 - 91 \cdot 0,029^2) = 0,455 \text{ м.}$$

Определяем скорость пара в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{f_{\text{мп}} \cdot \rho_{\text{п}}}, \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

где $\rho_{\text{п}}$ - плотность пара, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; ($\rho_{\text{п}} = 3,9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$),

$D_{\text{п}}$ - массовый расход пара, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$; ($D_{\text{п}} = 8,13 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$),

$$\omega_{\text{п}} = \frac{8,13}{0,455 \cdot 3,69} = 20,36 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

1.8.2 Определяем коэффициент теплоотдачи от пара к трубе

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu}_{\text{п}} \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{э}}}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

где $\text{Nu}_{\text{п}}$ - критерий Нуссельта для пара; ($\text{Nu}_{\text{п}} = 474,36$),

$\lambda_{\text{п}}$ - коэффициент теплопроводности пара, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$; ($\lambda_{\text{п}} = 0,0316 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$),

$d_{\text{э}}$ - эквивалентный диаметр, м, ($d_{\text{э}} = 0,04 \text{ м}$),

1.8.3 Вычисляем эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot f_{\text{м.п.}}}{U}, \text{ м}$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	8
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

где U - смоченный периметр, м, ($U=9,7$ м),

1.8.4 Определяем смоченный периметр

$$U = \pi[D_{вн} + n \times d_n], \text{ м}$$

$$U=3,14[0,455+91 \cdot 0,029]=9,7 \text{ м};$$

$$d_3 = \frac{4 \cdot 0,455}{9,7} = 0,04$$

1.8.5 Определяем режим течения пара в межтрубном пространстве

$$Re_{п} = \frac{\omega_{п} \cdot d_3}{\nu_{п}},$$

где $Re_{п}$ - критерий Рейнольдса для пара; ($Re=225621,6$),

$\nu_{п}$ - коэффициент кинематической вязкости пара, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$, ($\nu_{п}=3,7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$),

$$Re_{п} = \frac{20,87 \cdot 0,04}{3,7 \cdot 10^{-6}} = 232113,196$$

Если $Re > 10^4$ - режим течения турбулентный. Тогда критерий Нуссельта для пара составит

$$Nu_{п} = 0,023 Re_{п}^{0,8} \times Pr_{п}^{0,4}$$

где $Pr_{п}$ - критерий Прандтля для пара.

Полученные результаты подставляем в формулу.

$$Nu_{п} = 0,023 \cdot 232113,196^{0,8} \cdot 1,2^{0,4} = 485,244;$$

$$\alpha_{п} = \frac{485,244 \cdot 0,0316}{0,04} = 36356,0798 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}.$$

1.9 Вычисляем коэффициент теплопередачи в 1- и зоне

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{н}}{\lambda_{н}} + \frac{1}{\alpha_{п}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}},$$

где $\delta_{ст}$ - толщина трубки, м; ($\delta_{ст}=0,001$ м),

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$\delta_n = 0,2$ -толщина накипи, мм;

$\lambda_{ст}$ -коэффициент теплопроводности материала трубки, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$;

$(\lambda_{ст}=38 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}})$,

$\lambda_n=3,49$ коэффициент теплопроводности накипи, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{41470} + \frac{0,001}{38} + \frac{0,0002}{3,49} + \frac{1}{36356,08}} = 8998,62 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

1.10 Определяем температурный напор в 1-й зоне

$$\Delta t_1 = \frac{(t_n - t'_B) - (t_s - t''_B)}{\ln \frac{(t_n - t'_B)}{(t_s - t''_B)}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где t'' - температура воды на границе между зонами, $^\circ\text{C}$, ($t''=88,37^\circ\text{C}$),

$$t''_B = t'_B - \frac{D_n C_n (t_n - t_s)}{C_B G_B \rho_B}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t'' = 89,6 - \frac{8,14 \cdot 2,49 \cdot (175 - 160)}{4,183 \cdot 0,0597 \cdot 986,19} = 88,37 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_1 = \frac{(170 - 20,5) - (160 - 88,37)}{\ln \frac{(175 - 20,5)}{(160 - 88,37)}} = 78,32 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

1.11 Поверхность теплообмена первой зоны составит

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1}, \text{ } \text{м}^2,$$

$$F_1 = \frac{303,84}{8998,62 \cdot 78,32} = 0,431144 \text{ } \text{м}^2.$$

1.12 Рассчитаем поверхность теплообмена во 2-й зоне.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Будем считать, что в этой зоне коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубки к жидкости равен коэффициенту теплоотдачи в 1-ой зоне. Это допустимо, так как свойства воды во 2-й зоне мало отличаются от свойств воды в 1-й зоне.

Определим коэффициент теплопередачи для 2-й зоны k_2 графоаналитическим методом. Для этого предварительно находим для различных участков перехода теплоты зависимость между удельным тепловым потоком q и перепадом температур Δt .

1.12.1 Передача теплоты от пара к стенке.

1.12.2 Определяем удельный тепловой поток

$$q_1 = \frac{B'}{h_{тр}^{0,25}} \cdot \Delta t_1^{0,75}, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

где B' - безразмерный коэффициент; ($B' = 16557,04$),

$h_{тр}$ - предполагаемая высота трубок, м, ($h_{тр} = 4$ м),

Вычисляем безразмерный коэффициент

$$B' = 1,34 \cdot [5700 + 56 \cdot t_s - 0,09 \cdot t_s^2],$$

$$B' = 1,34 [5700 + 56 \cdot 160 - 0,09 \cdot 160^2] = 16557,04;$$

$$q_1 = \frac{16557,04}{1,4142} \cdot 33,46 = 308.215 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

Задавшись рядом значений Δt_1 , вычислим соответствующие им величины $\Delta t_1^{0,75}$ и q_1 . Строим кривую $\Delta t = f(q_1)$ (рис. 3).

Таблица 1

Δt_1	10	20	30	40	50	60
$\Delta t_1^{0,75}$	5,6	9,5	12,8	15,9	18,8	21,6
q_1	65.837	110.723	150.075	186.214	220.138	252.395

1.13 Передача теплоты через стенку.

1.13.1 Определяем плотность теплового потока

$$q_2 = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} \times \Delta t_2, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

Задавшись двумя значениями Δt_2 , вычисляем соответствующие им величины q_2 . Строим кривую $\Delta t_2 = f(q_2)$ (рис. 3).

Таблица 2

Δt_2	5	10	15	20
q_2	190	380	570	760

1.14 Передача теплоты через накипь.

1.14.1 Вычисляем удельный тепловой поток

$$q_3 = \frac{\lambda_{\text{н}}}{\delta_{\text{н}}} \times \Delta t_3, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

Задавшись двумя значениями Δt_3 , определим соответствующие им величины q_3 . Строим кривую $\Delta t_3 = f(q_3)$ (рис. 3).

Таблица 3

Δt_3	5	10	20	30	40
q_3	87,25	174,5	349	523,5	698

1.15 Передача теплоты от накипи к воде.

1.15.1 Вычисляем удельный тепловой поток

$$q_4 = \alpha_{ж} \Delta t_4, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

Задавшись двумя значениями Δt_4 , определим соответствующие им величины q_4 . Строим кривую $\Delta t_4 = f(q_4)$ (рис. 3).

Таблица 4

Δt_4	5	10	15	20
q_4	38,5	77	115,5	154

1.16 Рассчитаем средний температурный напор во 2-й зоне

$$\Delta t_2 = \frac{(t_s - t'_B) - (t_s - t''_B)}{\ln \frac{(t_s - t'_B)}{(t_s - t''_B)}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_2 = \frac{(160 - 20,5) - (160 - 88,37)}{\ln \frac{(160 - 20,5)}{(160 - 88,37)}} = 71,015427 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_2 = \frac{38}{0,001} \cdot 71,015 = 2698,586 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

Складываем ординаты четырех зависимостей, строим кривую температурных перепадов. На оси ординат из точки, соответствующей Δt_2 , проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой $\Delta t_\Sigma = \Sigma f(q_i)$. Из точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось абсцисс и находим значение удельного теплового потока $q_{ГР}$, $\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$.

$$\Sigma t = 51 + 5,96 + 12,98 + 0,0005463 = 70,89 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_{ГР} = 226,536 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

1.17 Определяем коэффициент теплопередачи во 2-й зоне

$$k = \frac{q_{ГР}}{\Delta t_2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

$$K = \frac{226.536}{71} = 3189.958 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

1.18 Поверхность теплообмена во 2-й зоне составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{q_{гр}}, \text{ м}^2.$$

$$F_2 = \frac{16704.35}{226.536} = 73.7 \text{ м}^2.$$

1.19 Определяем суммарную поверхность теплообмена

$$F = F_1 + F_2, \text{ м}^2.$$

$$F = 73.7 + 0,431144 = 74.169 \text{ м}^2.$$

1.20 Вычисляем длину трубок

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{ср} \cdot n}, \text{ м},$$

где $d_{ср}$ - средний диаметр трубок, м; ($d_{ср} = 0,028$ м)

$$d_{ср} = \frac{d_{вн} + d_{н}}{2}, \text{ м}$$

$$d_{ср} = \frac{0,027 + 0,029}{2} = 0,028 \text{ м};$$

$$L = \frac{72,6087}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 91} = 9 \text{ м}.$$

Не рекомендуется устанавливать трубки длиной более 5 м. Следовательно, необходимо уменьшить длину трубок. Для этого выбираем многоходовой подогреватель. Тогда общее число трубок составит

$$n_2 = n \cdot m, \text{ шт.},$$

где m - число ходов теплообменника, ($m=2$);

$$n_2 = 65 \cdot 2 = 130 \text{ шт.}$$

При $n_с = 187$ шт., определяем $D' = 0,5684$ м.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	14
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Проведем повторный расчет уже для многоходового теплообменника по формулам.

Внутренний диаметр корпуса составит

$$D_{\text{вн}} = D' + d_{\text{н}} + 2K, \text{ м.}$$

$$D_{\text{вн}} = 0,5684 + 0,029 + 0,02 = 0,6174 \text{ м.}$$

1.21 Рассчитаем поверхность теплообмена в 1-й зоне.

1.21.1 Определяем площадь межтрубного пространства для прохода пара:

$$f_{\text{м.п.}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{вн}}^2 - n \cdot d_{\text{н}}^2), \text{ м}^2$$

$$f_{\text{м.п.}} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,6174^2 - 187 \cdot 0,029^2) = 0,176 \text{ м}^2.$$

Определяем скорость пара в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{f_{\text{мп}} \cdot \rho_{\text{п}}}, \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

где $\rho_{\text{п}}$ - плотность пара, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; ($\rho_{\text{п}} = 3,9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$),

$D_{\text{п}}$ - массовый расход пара, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$; ($D_{\text{п}} = 8,14 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$),

$$\omega_{\text{п}} = \frac{8,14}{0,176 \cdot 3,9} = 11,87 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

1.21.2 Определяем коэффициент теплоотдачи от пара к трубе

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu}_{\text{п}} \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{э}}}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

где $\text{Nu}_{\text{п}}$ - критерий Нуссельта для пара;

$\lambda_{\text{п}}$ - коэффициент теплопроводности пара, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$; ($\lambda_{\text{п}} = 0,0316 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$),

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

d_3 - эквивалентный диаметр, м, ($d_3=0,037$ м),

1.21.3 Вычисляем эквивалентный диаметр

$$d_3 = \frac{4 \cdot f_{\text{м.п.}}}{U}, \text{ м}$$

где U - смоченный периметр, м, ($U=18.97$ м),

1.21.4 Определяем смоченный периметр

$$U = \pi [D_{\text{вн}} + n \times d_n], \text{ м}$$

$$U = 3,14 [0,699 + 241 \cdot 0,029] = 18.97 \text{ м};$$

$$d_3 = \frac{4 \cdot 0,22}{26,3} = 0,037$$

1.21.5 Определяем режим течения пара в межтрубном пространстве

$$Re_{\text{п}} = \frac{w_{\text{п}} \cdot d_3}{\nu_{\text{п}}},$$

где $Re_{\text{п}}$ - критерий Рейнольдса для пара;

$\nu_{\text{п}}$ - коэффициент кинематической вязкости пара, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$, ($\nu_{\text{п}} = 3,7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$),

$$Re_{\text{п}} = \frac{9,49 \cdot 0,037}{3,7 \cdot 10^{-6}} = 118892.496$$

Если $Re > 10^4$ - режим течения турбулентный. Тогда критерий Нуссельта для пара составит

$$Nu_{\text{п}} = 0,023 Re_{\text{п}}^{0,8} \times Pr_{\text{п}}^{0,4}$$

где $Pr_{\text{п}}$ - критерий Прандтля для пара, ($Pr_{\text{п}} = 1,2$).

Полученные результаты подставляем в формулу.

$$Nu_{\text{п}} = 0,023 \cdot 86405,4^{0,8} \cdot 1,2^{0,4} = 284.134;$$

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{220,1 \cdot 0,033}{0,0316} = 24220.997 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}.$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	16
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.22 Вычисляем коэффициент теплопередачи в 1- и зоне

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{н}}{\lambda_{н}} + \frac{1}{\alpha_{п}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}},$$

где $\delta_{ст}$ -толщина трубки, м; ($\delta_{ст}=0,001$ м),

$\delta_{н} = 0,2$ -толщина накипи, мм;

$\lambda_{ст}$ -коэффициент теплопроводности материала трубки, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$;

($\lambda_{ст}=38 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$),

$\lambda_{н}=3,49$ коэффициент теплопроводности накипи, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{41470} + \frac{0,001}{38} + \frac{0,0002}{3,49} + \frac{1}{24220,997}} = 8005,83 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$$

1.23. Определяем температурный напор в 1-й зоне

$$\Delta t_1 = \frac{(t_{п} - t_{в}') - (t_{с} - t_{в}''')}{\ln \frac{(t_{п} - t_{в}')}{(t_{с} - t_{в}''')}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где t''' - температура воды на границе между зонами, $^\circ\text{C}$, ($t'''=88,37$ $^\circ\text{C}$),

$$t_{в}''' = t_{в}'' - \frac{D_{п} C_{п} (t_{п} - t_{с})}{C_{в} G_{в} \rho_{в}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t''' = 89,6 - \frac{8,14 \cdot 2,49 \cdot (175 - 160)}{4,183 \cdot 0,0597 \cdot 986,19} = 88,37 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_1 = \frac{(170 - 20,5) - (160 - 88,37)}{\ln \frac{(175 - 20,5)}{(160 - 88,37)}} = 78,32 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

1.24 Поверхность теплообмена первой зоны составит

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1}, \text{ м}^2,$$

$$F_1 = \frac{303.841}{8005.83 \cdot 78.32} = 0,4846 \text{ м}^2.$$

1.25 Рассчитаем поверхность теплообмена во 2-й зоне.

Будем считать, что в этой зоне коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубки к жидкости равен коэффициенту теплоотдачи в 1-ой зоне. Это допустимо, так как свойства воды во 2-й зоне мало отличаются от свойств воды в 1-й зоне.

Определим коэффициент теплопередачи для 2-й зоны k_2 графоаналитическим методом. Для этого предварительно находим для различных участков перехода теплоты зависимость между удельным тепловым потоком q и перепадом температур Δt .

1.25.1 Передача теплоты от пара к стенке.

1.25.2 Определяем удельный тепловой поток

$$q_1 = \frac{B'}{h_{\text{тр}}^{0,25}} \cdot \Delta t_1^{0,75}, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

где B' - безразмерный коэффициент; ($B' = 16557,04$),

$h_{\text{тр}}$ - предполагаемая высота трубок, м, ($h_{\text{тр}} = 4\text{м}$).

Вычисляем безразмерный коэффициент

$$B' = 1,34 \cdot [5700 + 56 \cdot t_s - 0,09 \cdot t_s^2],$$

$$B' = 1,34 [5700 + 56 \cdot 160 - 0,09 \cdot 160^2] = 16557,04;$$

$$q_1 = \frac{16557,04}{1,4142} \cdot 33,46 = 308.215 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

Задавшись рядом значений Δt_1 , вычислим соответствующие им величины $\Delta t_1^{0,75}$ и q_1 . Строим кривую $\Delta t = f(q_1)$ (рис. 3).

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	18
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 5

Δt_1	10	20	30	40	50	60
$\Delta t_1^{0.75}$	5.6	9.5	12.8	15.9	18.8	21.6
q_1	66,2	112,1	151,04	187,62	221,84	254,88

1.26 Передача теплоты через стенку.

1.26.1 Определяем плотность теплового потока

$$q_2 = \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} \times \Delta t_2, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

Задавшись двумя значениями Δt_2 , вычисляем соответствующие им величины q_2 . Строим кривую $\Delta t_2 = f(q_2)$ (рис. 3).

Таблица 6

Δt_2	5	10	15	20
q_2	190	380	570	760

1.27 Передача теплоты через накипь.

1.27.1 Вычисляем удельный тепловой поток

$$q_3 = \frac{\lambda_{н}}{\delta_{н}} \times \Delta t_3, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

Задавшись двумя значениями Δt_3 , определим соответствующие им величины q_3 . Строим кривую $\Delta t_3 = f(q_3)$ (рис. 3).

Таблица 7

Δt_3	5	10	20	30	40
q_3	87,25	174,5	349	523,5	698

1.28 Передача теплоты от накипи к воде.

1.28.1 Вычисляем удельный тепловой поток

$$q_4 = \alpha_{ж} \Delta t_4, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

Задавшись двумя значениями Δt_4 , определим соответствующие им величины q_4 . Строим кривую $\Delta t_4 = f(q_4)$ (рис. 3).

Таблица 8

Δt_4	5	10	15	20
q_4	38,5	77	115,5	154

1.29 Рассчитаем средний температурный напор во 2-й зоне

$$\Delta t_2 = \frac{(t_s - t_B) - (t_s - t_B^{\text{'''}})}{\ln \frac{(t_s - t_B)}{(t_s - t_B^{\text{'''}})}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_2 = \frac{(160 - 21) - (160 - 88,64)}{\ln \frac{(160 - 21)}{(160 - 88,64)}} = 71,015 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_2 = \frac{38}{0,001} \cdot 101,45 = 2698,6 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

Складываем ординаты четырех зависимостей, строим кривую температурных перепадов. На оси ординат из точки, соответствующей Δt_2 , проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой

$\Delta t_{\Sigma} = \Sigma f(q_i)$. Из точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось абсцисс и находим значение удельного теплового потока $q_{гр}$, $\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$.

$$\Sigma t = 51.9 + 5.96 + 12.98 + 0.0005 = 70.89 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_{гр} = 226.54 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

1.30 Определяем коэффициент теплопередачи во 2-й зоне

$$k = \frac{q_{гр}}{\Delta t_2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

$$K = \frac{226.54}{71.015} = 3189.958 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

1.31 Поверхность теплообмена во 2-й зоне составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{q_{гр}}, \text{ м}^2.$$

$$F_2 = \frac{16714,68}{226.54} = 73.738 \text{ м}^2.$$

1.32 Определяем суммарную поверхность теплообмена

$$F = F_1 + F_2, \text{ м}^2.$$

$$F = 73.738 + 0,4846 = 74.22 \text{ м}^2.$$

1.33 Вычисляем длину трубок

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{ср} \cdot n}, \text{ м},$$

где $d_{ср}$ - средний диаметр трубок, м; ($d_{ср} = 0,028$ м)

$$d_{ср} = \frac{d_{вн} + d_{н}}{2}, \text{ м}$$

$$d_{ср} = \frac{0,027 + 0,029}{2} = 0,028 \text{ м};$$

$$L = \frac{74.22}{3,14 \cdot 0,0298 \cdot 187} = 4.5 \text{ м}.$$

. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Этот расчет устанавливает затраты энергии на движение теплоносителей через аппарат. Гидравлическое сопротивление пароводяных теплообменников по межтрубному пространству, как правило, не определяется, так как его величина вследствие небольших скоростей и малой его плотности мала.

Полный напор ΔP , необходимый для движения жидкости или газа через теплообменник, определяется по следующей формуле:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}} + \sum \Delta P_{\text{у}} + \sum \Delta P_{\text{г}}, \quad \text{Па},$$

где $\sum \Delta P_{\text{тр}}$ - сумма гидравлических потерь на трение, Па;

$\sum \Delta P_{\text{м}}$ - сумма потерь напора в местных сопротивлениях, Па;

$\sum \Delta P_{\text{у}}$ - сумма потерь напора, обусловленных ускорением потока, Па;

$\sum \Delta P_{\text{г}}$ - перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости, Па.

Гидравлические потери на трение в каналах при продольном смывании пучка труб теплообменного аппарата определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{2 \cdot \ell}{d_{\text{э}}} \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2}, \quad \text{Па},$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ - коэффициент сопротивления трения;

ℓ - длина трубы, м;

$d_{\text{э}}$ - эквивалентный диаметр, равный внутреннему диаметру трубок, м;

ρ - плотность воды, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

ω - средняя скорость воды на данном участке, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	22
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Коэффициент сопротивления трения для чистых трубок можно рассчитать по выражению

$$\lambda_{\text{ТР}} = \frac{1}{[1,8 \cdot \lg \text{Re}_{\text{ж}} - 1,5]^2} \cdot$$

$$\lambda_{\text{ТР}} = \frac{1}{[1,8 \cdot \ln 86400 - 1,5]^2} = 0,0183 \frac{\text{м}}{\text{с}} ;$$

$$\Delta P_{\text{ТР}} = 0,0183 \cdot \frac{2 \cdot 4,5}{0,027} \cdot \frac{1,6^2 \cdot 986}{2} = 5633,56 \text{ Па.}$$

Гидравлические потери давления в местных сопротивлениях можно определить по формуле

$$\Delta P_{\text{м}} = \frac{\xi \cdot \rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ Па,}$$

где ξ - коэффициент местного сопротивления, его находят отдельно для каждого элемента подогревателя ($\xi = 1,5$).

$$\Delta P_{\text{м}} = \frac{1,5 \cdot 986 \cdot 1,6^2}{2} = 1893,12 \text{ Па.}$$

Потери давления, обусловленные ускорением потока вследствие изменения объема теплоносителя при постоянном сечении канала, определяются по выражению

$$\Delta P_{\text{у}} = \rho_2 \cdot \omega_2^2 - \rho_1 \cdot \omega_1^2 \text{ Па,}$$

где ω_1 и ω_2 - скорости теплоносителя во входном и выходном сечениях потока соответственно, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	23
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ρ_1 и ρ_2 - плотности теплоносителя во входном и выходном сечениях потока соответственно, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

$\Delta P_y = 0$ (для капельных жидкостей ΔP_y ничтожно мало и не принимается в расчет).

Перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости равен нулю, т.к. данный подогреватель не сообщается с окружающей средой: $\Delta P_{\Gamma} = 0$.

2.1 Определим полный напор, необходимый для движения воды через аппарат,

$$\Delta P = \Delta P_{\Gamma P} + \sum \Delta P_m, \text{ кПа.}$$

$$\Delta P = 5633.56 + 1893.12 = 7527.04 \text{ кПа.}$$

2.2 Определим мощность, необходимую для перемещения воды через подогреватель,

$$N = \frac{G_B \cdot \Delta P}{\eta}, \text{ кВт,}$$

где G_B - объемный расход воды, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

$\eta = 0,85$ - коэффициент полезного действия насоса;

ΔP - полный напор, кПа.

$$N = \frac{0,055 \cdot 7527.04}{0,85} = 528.37 \text{ кВт.}$$

2.3 Определение размеров патрубков:

Для воды (входной и выходной патрубки).

2.3.1 Вычисляем площадь сечения патрубка

$$F_{\text{ПАТ}} = \frac{G_B}{\omega_{\text{П}}}, \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{пат}} = \frac{0,055}{11,87} = 0,005 \text{ м}^2,$$

2.3.2 Определяем диаметр патрубка

$$d_{\text{пат}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{пат}}}{\pi}}, \text{ м.}$$

$$d_{\text{пат}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{3,14}} = 0,08 \text{ м,}$$

2.3.3 Патрубок для входа пара.

Принимаем скорость пара в патрубке $\omega_{\text{п}} = 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Вычисляем площадь сечения патрубка

$$F_{\text{пат}}^{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{п}}}, \text{ м}^2$$

где $D_{\text{п}}$ - массовый расход пара, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

$\rho_{\text{п}}$ - плотность пара при средней температуре пара, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

$$F_{\text{пат}}^{\text{п}} = \frac{0,055}{3,69 \cdot 15,27} = 0,06953 \text{ м}^2$$

2.3.4 Определяем диаметр патрубка по формуле.

$$d_{\text{пат}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,06953}{3,14}} = 0,2975 \text{ м}$$

2.3.5 Патрубок для выхода конденсата.

Принимаем скорость конденсата в патрубке $\omega_{\text{к}} = 3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Плотность конденсата находится при температуре насыщения пара $t_{\text{с}}$.

2.3.6 Вычисляем площадь сечения патрубка по выражению.

$$F_{\text{ппат}} = \frac{0,055}{3,258 \cdot 15,27} = 0,003 \text{ м}^2$$

Определим диаметр патрубка по формуле.

					HTTP://BNCARS.MOY.SU	25
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$d_{\text{пат}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003}{3,14}} = 0,062 \text{ м}$$

2.3.7 Патрубок для откачки воздуха.

Принимаем расход воздуха $G'_в = 0,05 \text{ Д}_п = 0,05 \cdot 8,116 = 0,4, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Скорость воздуха $\omega_в = 8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

2.3.8 Вычисляем площадь сечения патрубка по выражению.

$$F^п_{\text{пат}} = \frac{0,05}{3,69 \cdot 8} = 0,0128 \text{ м}^2$$

2.3.9 Определяем диаметр патрубка по формуле.

$$d_{\text{пат}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0128}{3,14}} = 0,1278 \text{ м}$$

Обобщение результатов расчета.

В результате проведенных расчетов разработан подогреватель, имеющий следующие характеристики:

1. Расход воды - $G_в = 199 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;

2. Расход греющего пара - $D_п = 8,13 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

3. Температура:

воды на входе - $t'_в = 21^\circ\text{C}$;

воды на выходе - $t''_в = 90^\circ\text{C}$;

пара на входе - $t_п = 175^\circ\text{C}$;

конденсата - $t_к = 160^\circ\text{C}$;

					HTTP://BNCARS.MOY.SU	26
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

4. Размеры подогревателя:

внутренний диаметр корпуса - $D_{вн}=617.4$ мм;

толщина стенок корпуса - $\delta_{ст}=4$ мм;

высота трубок - $h=4000$ мм;

5. Число ходов - $m=2$

6. Число трубок - $n=187$ шт.;

7. Поверхность нагрева - $F=74.22$ м²;

8. Необходимая мощность насоса - $N=528.37$ кВт. **3.**

МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Произведем расчет основных узлов и деталей аппарата на прочность. Конструкция и элементы аппаратов должны рассчитываться на наибольшее допускаемое рабочее давление с учетом возможных температурных напряжений, особенностей технологии изготовления деталей, агрессивности действия рабочей среды и особенностей эксплуатации.

3.1 Определим толщину стенки кожуха

$$\delta_{к} = \frac{p \cdot D_{вн}}{2 \cdot \sigma_{доп} \cdot \varphi_{св} - p}, \text{ м},$$

где p - расчетное давление, Па; $\sigma_{доп}$ - допускаемое напряжение, Па;

$\varphi_{св}$ - коэффициент прочности сварного шва.

$$\delta_{к} = \frac{0,6 \cdot 0,56 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 128 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 - 0,56 \cdot 10^{-6}} = 0,00153 \text{ м}.$$

3.2 Производим расчет толщины эллиптического днища.

Исходя из условия технологичности изготовления принимаем предварительно $\delta_{д} = \delta_{к} = 4$ мм, тогда толщина стенки днища, имеющего отверстие, определяется по выражению

$$\delta_{д} = \frac{p \cdot D_{вн}}{4 \cdot z \cdot \sigma_{доп} - p} \cdot \frac{D_{вн}}{2 \cdot h_{вып}}, \text{ м}.$$

Условия применимости этой формулы:

					HTTP://BNPARS.MOY.SU	27
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\frac{h_{\text{вып}}}{D_{\text{вн}}} \geq 0,2;$$

$$\frac{\delta - C}{D_{\text{вн}}} \leq 0,1;$$

$$\frac{d}{D_{\text{вн}}} \leq 0,6;$$

где $h_{\text{вып}}$ - высота выпуклой части днища, м;

$D_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр корпуса, м;

d - наибольший диаметр отверстия в днище, м;

C - прибавка, учитывающая допуск на прокат, коррозию и т.д., м; z - коэффициент, учитывающий ослабление днища из-за отверстия.

3.3 Определяем коэффициент, учитывающий ослабление днища из-за отверстия,

$$z=1 \quad \text{при} \quad \sqrt{\frac{d}{D_{\text{вн}} \cdot (\delta - C)}} \leq 0,4$$

$$d=0,6 \quad 0,614=0,273 \text{ м};$$

$$h_{\text{вып}}=0,614 \quad 0,2=0,091 \text{ м};$$

$$\delta_d = \frac{0,56 \cdot 10^{-6} \cdot 0,6}{4 \cdot 1 \cdot 128 \cdot 10^{-6} - 0,56 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,6}{2 \cdot 0,12} = 0,002334 \text{ м.}$$

3.4 Произведем расчет трубной решетки.

Расчетное давление при расчете трубной решетки выбирается по большему из трех следующих значений:

$$P_p = (0,6 + 0,4 \cdot \alpha) \cdot (P_M - P_T) - \rho \cdot (P_T - 0,6 \cdot P_M) + \frac{\gamma \cdot k \cdot \ell}{2} \text{ , Па,}$$

$$P_p = (0,6 + 0,4 \cdot \alpha + 0,6 \cdot \rho) \cdot P_{\text{мп}},$$

$$P_p = (0,6 + 0,4 \cdot \alpha + \rho) \cdot P_{\text{тп}},$$

где P_M, P_T - давление в межтрубном и трубном пространстве соответственно, Па;

$P_{мп}, P_{тп}$ - пробное давление при гидравлическом испытании в межтрубном пространстве и в трубах, Па;

ρ - отношение жесткости трубок к жесткости кожуха;

γ - расчетный температурный коэффициент;

k - модуль упругости системы трубок, $\frac{\text{МПа}}{\text{м}}$;

α - коэффициент перфорации.

3.5 Определяем коэффициент, выражающий отношение жесткости трубок к жесткости кожуха,

$$\rho = \frac{E_T \cdot F_T}{E_K \cdot F_K},$$

где E_T, E_K - модули упругости материала трубок и кожуха соответственно ($E = 1,1 \cdot 10^6$ атм. = $1,078 \cdot 10^{11}$ Па - для латуни, $E = 2,1 \cdot 10^6$ атм. = $2,058 \cdot 10^{11}$ Па - для стали), МПа; F_K, F_T - площади сечения материала трубок и кожуха, м^2 .

Вычисляем площадь сечения материала трубок

$$F_T = 0,25 \cdot \pi \cdot n \cdot (d_n^2 - d_{вн}^2), \quad \text{м}^2,$$

где n - количество трубок, шт.;

$d_{вн}, d_n$ - наружный и внутренний диаметры трубок, м.

3.6 Определяем площадь сечения материала кожуха

$$F_K = 0,25 \cdot \pi \cdot [(D_{вн} + 2 \cdot \delta_K)^2 - D_{вн}^2]$$

3.7 Вычисляем расчетный температурный коэффициент

$$\gamma = (\alpha_T \cdot t_T - \alpha_K \cdot t_K),$$

где t_K, t_T - температуры трубок и кожуха, °С; α_K, α_T - коэффициенты линейного удлинения трубок и кожуха соответственно, $\frac{1}{\text{ГРАД}}$.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	29
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$t_K = t_{ГР.П} - (70 \div 85), \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_T = t_{ГР.П} - (15 \div 20), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3.8 Определяем модуль упругости системы трубок

$$K = \frac{2 \cdot E_T \cdot F_T}{\ell \cdot \pi \cdot a^2}, \frac{\text{МПа}}{\text{м}},$$

где ℓ - длина трубок, м;

a - внутренний радиус корпуса, м,

$$a = \frac{D_{ВН}}{2}, \text{ м},$$

3.9 Вычисляем коэффициент перфорации

$$\alpha = 1 - \frac{n}{4} \left(\frac{d_{ВН}}{a} \right)^2.$$

$$a = \frac{0,6}{2} = 0,2275 \text{ м},$$

$$\alpha = 1 - \frac{127}{4} \cdot \left(\frac{0,027}{0,2275} \right)^2 = 0,67956,$$

$$F_T = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 127 \cdot (0,029^2 - 0,027^2) = 0,01645 \text{ м}^2,$$

$$F_K = 0,25 \cdot 3,14 \cdot [(0,6 + 2 \cdot 3,85)^2 - 0,6^2] = 0,00297,$$

$$t_K = 175 - 85 = 90 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_T = 175 - 20 = 155 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\gamma = (0,74 \cdot 155 - 0,74 \cdot 90) = 44,171,$$

$$\rho = \frac{2,058 \cdot 10^6 \cdot 0,01645}{2,058 \cdot 10^6 \cdot 0,00297} = 5,52,$$

$$K = \frac{2 \cdot 2,058 \cdot 10^6 \cdot 0,01645}{3,85 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2} = 9228,37 \frac{\text{МПа}}{\text{м}},$$

$$P_{II} = (0,6 + 0,4 \cdot 0,74) \cdot (0,59 \cdot 10^6 - 0,21 \cdot 10^6) - \\ - 0,0002 \cdot (0,21 \cdot 10^6 - 0,6 \cdot 0,59 \cdot 10^6) + \frac{48,1 \cdot 0,4226 \cdot 3,85}{2} = \\ = 9196538 \text{ МПа}$$

$$P_p = (0,6 + 0,4 \cdot 0,74 + 0,6 \cdot 0,0002) \cdot 0,59 \cdot 10^6 = 2.386 \text{ МПа},$$

$$P_p = (0,6 + 0,4 \cdot 0,74 + 0,0002) \cdot 0,21 \cdot 10^6 = 908331.35 \text{ Па},$$

3.10 Определяем толщину трубной решетки

$$\delta_p = \left[1,7 \cdot \delta_k \left(\frac{1}{2} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \frac{P_p}{\sigma_{\text{доп}}} \right]^{0,8}, \text{ мм.}$$

$$\delta_p = \left[1,7 \cdot 0,00153 \cdot \left(\frac{1}{2} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \frac{0,56 \cdot 10^6}{128 \cdot 10^6} \right]^{0,8} = 7.89 \text{ мм},$$

3.11 Определяем толщину трубной решетки из условия прочности на изгиб

$$\delta_p = \frac{D_0}{2} \cdot \sqrt{\frac{P_p \cdot \Psi}{\varphi \cdot \sigma_{\text{доп}}}}, \text{ м},$$

где D_0 - диаметр окружности, на которую опирается трубная доска, м;

P_p - расчетное давление, Па;

Ψ - коэффициент, зависящий от формы и способа крепления трубной доски;

φ - коэффициент, учитывающий ослабление трубной решетки;

C - поправка на минусовые допуски проката, коррозию и т.д., м.

При расчетном давлении, действующем со стороны крышки, в качестве D_0 принимается внутренний диаметр корпуса, поэтому $D_0 = D_{\text{вн}}$, м.

В данном подогревателе используем круглые трубные доски, I не подкрепленные анкерными связями, следовательно, $\Psi = 0,5$.

Вычисляем коэффициент, учитывающий ослабление трубной доски,

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	31
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\varphi = \frac{D_H - N_1 \cdot d_0}{D_H},$$

где D_H - наружный диаметр кожуха, м;

N_1 - наибольшее количество трубок в одном ряду, шт.;

d_0 - диаметр отверстия под трубку в трубной доске, м,

$$d_0 = d_H + 0,0008, \quad \text{м.}$$

3.12 Определяем наибольшее количество трубок в одном ряду

$$N_1 = 2 \cdot \left[\frac{0,5 \cdot D_{BH} - K}{S} \right] + 1, \text{ шт.},$$

$$N_1 = 2 \cdot \left[\frac{0,5 \cdot 0,614 - 0,4226}{0,04} \right] + 1 = 15,71 \text{ шт.},$$

$$d_0 = 0,029 + 0,0008 = 0,0298 \text{ м},$$

$$\varphi = \frac{0,60157 - 5,13 \cdot 0,0298}{0,60157} = 0,2434,$$

$$= 7,89 \text{ мм}, \quad \frac{0,6}{2} \cdot \sqrt{\frac{0,5 \cdot 0,529 \cdot 10^6}{0,746 \cdot 128 \cdot 10^6}} \delta_p =$$

где K - кольцевой зазор между крайними трубками и корпусом аппарата, м;

S - шаг между трубками, м.

Производим определение толщины трубной решетки, исходя из условия надежности развальцовки:

$$\delta_p \geq \frac{P_{TP}}{d_H \cdot q}, \quad \text{м},$$

где q - допускаемое напряжение на вырывание трубок из решетки, МПа;

P_{TP} - осевое усилие в наиболее нагруженной трубке, Н;

d_H - наружный диаметр трубок, м. Для трубок, завальцованных с отбортовкой, $q = 40$ МПа.

$$\delta_p = 0,0158 \geq \frac{0,529 \cdot 10^6}{0,029 \cdot 40 \cdot 10^6},$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	32
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

3.13 Определяем осевое усилие в наиболее нагруженной трубке

$$P_{\text{тр}} = \sigma \cdot \pi \cdot (d_{\text{н}} - \delta_{\text{т}}) \cdot \delta_{\text{т}}, \text{ Н},$$

где $\delta_{\text{т}}$ - толщина трубки, м; а σ - напряжение изгиба в трубной решетке, МПа.

$$P_{\text{тр}} = 128 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (0,029 - 0,001) \cdot 0,001 = 11259,47 \text{ Н},$$

3.14 Расчет фланцевых соединений и болтов.

3.14.1 Определяем полное усилие, действующее на все болты фланцевого соединения,

$$Q = P + P_{\text{упл}}, \text{ Н},$$

где P - сила внутреннего давления среды на площадь, Н;

$P_{\text{упл}}$ - сила, необходимая для обеспечения плотности соединения при давлении рабочей среды, Н.

$$P = 0,785 \cdot D_{\text{пр}}^2 \cdot P_{\text{с}}, \text{ Н},$$

где $D_{\text{пр}}$ - средняя линия прокладки, м;

$P_{\text{с}}$ - сила внутреннего давления среды на площадь, Па.

3.14.2 Определяем среднюю линию прокладки

$$D_{\text{пр}} = 0,5(D_{\text{н}} - D_{\text{в}}), \text{ м},$$

где $D_{\text{н}}$ и $D_{\text{в}}$ - наружный и внутренний диаметры прокладки соответственно, м.

$$D_{\text{пр}} = 0,5(0,60157 - 0,6) = 0,618 \text{ м},$$

$$P = 0,785 \cdot 0,0008^2 \cdot 0,6 \cdot 10^6 = 170983,5 \text{ Н},$$

3.14.3 Определяем силу, необходимую для обеспечения плотности соединения,

$$P_{\text{упл}} = q \cdot F_{\text{пр}}, \text{ Н},$$

где q - расчетное удельное давление на единицу площади прокладки, Па;

$F_{\text{пр}}$ - площадь прокладки, м².

3.14.4 Вычисляем площадь прокладки

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	33
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$F_{\text{пр}} = 0,785 \cdot (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) \text{ , м}^2.$$

$$F_{\text{пр}} = 0,785(0,60157^2 - 0,6^2) = 0,599943 \text{ м}^2,$$

$$P_{\text{упл}} = 15,9 \cdot 10^6 \cdot 0,0015 = 9539 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

$$Q = 376,8 + 23545,9 = 9710 \text{ к Н}.$$

Расчетная нагрузка не должна вызывать повреждение прокладки или превосходить ее прочность, поэтому следует соблюдать условие

$$Q \leq q_{\text{MAX}} \cdot F_{\text{пр}}.$$

$$Q = 23922,7 \leq 15,9 \cdot 10^6 \cdot 0,0015.$$

3.14.5 Определяем диаметр болта

$$d_{\text{б}} = 0,25 \cdot \left(\sqrt{12 \cdot \frac{Q}{\sigma_{\text{T}} \cdot \eta} + D_{\text{пр}}^2} - D_{\text{пр}} \right) \text{ , м},$$

где Q - полное усилие на все болты, Н;

$D_{\text{пр}}$ - средняя линия прокладки, м;

η - поправочный коэффициент ($\eta = 0,8 \div 0,9$);

σ_{T} - предел текучести материалов болтов при рабочей температуре (для стали марки 20 $\sigma_{\text{T}} = 245$ МПа), Па.

$$d_{\text{б}} = 0,25 \cdot \left(\sqrt{12 \cdot \frac{9710}{0,001 \cdot 0,9} + 0,618^2} - 0,618 \right) = 0,0925 \text{ м}$$

3.14.5 Вычисляем количество болтов во фланцевом соединении

$$Z_{\text{б}} = \frac{L}{t_{\text{б}}} \text{ , шт.},$$

где L - общая длина окружности, на которой расположены центры болтов, мм;

$t_{\text{б}}$ - шаг между болтами, мм.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	34
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Из конструктивных соображений шаг между болтами принимают в пределах 2,5÷5 диаметров болтов:

$$t_b = (2,5 \div 5)d_b, \text{ мм.}$$

3.14.6 Определяем длину окружности, на которой расположены центры болтов,

$$L = \pi(D_{\text{вн}} + \delta_k + d_b + K), \text{ мм,}$$

где δ_k - толщина стенки кожуха, мм;

K - монтажный зазор ($K=25 \div 30$ мм), мм;

d_b - диаметр болтов, мм; $D_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр корпуса, мм.

$$L = 3,14(0,6 + 0,00157 + 4464,9 + 0,01) = 80,77 \text{ мм,}$$

$$t_b = 2,5 \cdot 4464,9 = 0,4526 \text{ мм,}$$

$$Z = \frac{80,77}{0,4526} = 174,6 \text{ шт.,}$$

3.14.7 Определяем расчетное усилие на болт

$$P_b = \frac{Q}{Z_b}, \text{ Н.}$$

$$P_b = \frac{9710}{174,6} = 55609,4 \text{ Н.}$$

3.14.8 Определяем толщину приварного фланца

$$h = a \cdot \sqrt{\frac{P_b \cdot (r_0 - r)}{\sigma_{\text{доп}} \cdot (t_b - d_b) \cdot d_b}} + 0,012, \text{ м.}$$

где r_0 - радиус окружности расположения болтов, м;

r - внутренний радиус корпуса, м;

$\sigma_{\text{доп}} = 230$ - допускаемое напряжение на изгиб, МПа;

a = 0,6 - для фланцев, подверженных изгибу.

3.14.9 Определяем радиус окружности расположения болтов

$$r_0 = (D_{\text{вн}} + \delta_k + d_b + K)0,5, \text{ м.}$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	35
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$r_0=(0,6+0,00157+4464,9+0,01)0,5=2232,76 \text{ м,}$$

$$h=0,3 \cdot \sqrt{\frac{0,527 \cdot 10^6 \cdot (2232,76 - 0,6)}{230 \cdot 10^6 \cdot (11162,25 - 4464,9) \cdot 4464,9}} + 0,012 = 36.73 \text{ м.}$$

Обобщение результатов механического расчета:

1. Толщина стенок кожуха и днища – $\delta=15,3$ мм.

2. Параметры трубной решетки:

расчетное давление – $P=919653.8$ МПа;

толщина – $\delta=7,89$ мм.

4. Характеристики фланцевого соединения:

количество болтов – $Z=174$ шт.;

расчетное усилие на болт – $P=55,6$ кН;

диаметр болтов - $d=9$ мм;

высота фланца - $h=36,7$ мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

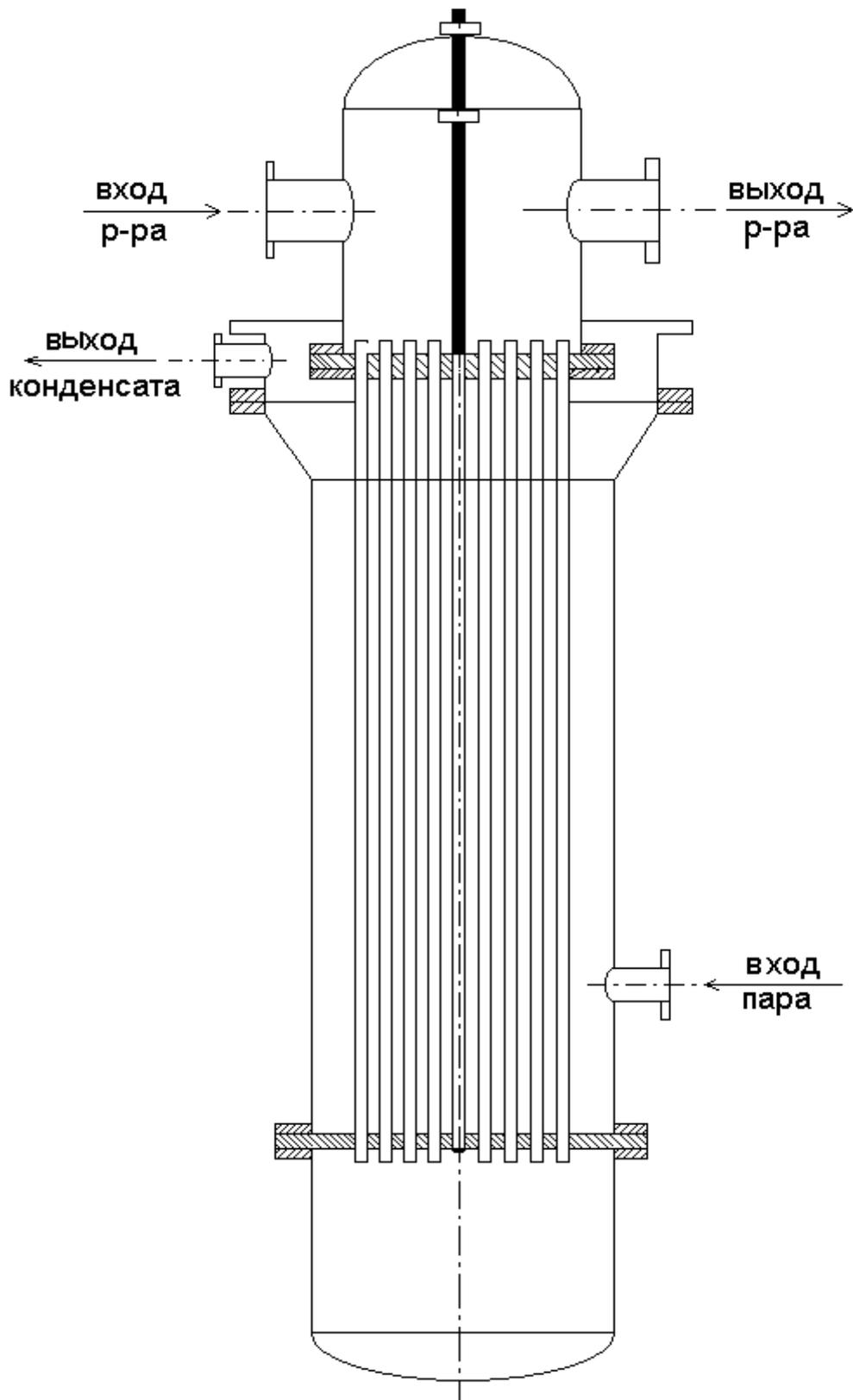
В данном курсовом проекте произведен расчет кожухотрубчатого теплообменного аппарата. По начальным данным в задании были произведены расчеты его размеров ($Dв=617.4$ мм), входных и выходных патрубков. Расчитан расход пара на обогрев воды

$$Dп=8,13 \frac{\text{кг}}{\text{с}} .$$

В результате пересчёта, при длине трубок 4м, получен 2-х ходовой теплообменник. Толщина кожуха такого теплообменника составила

4мм. Количество труб для прогрева с расходом воды $Gв=0,0567 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ получено 187шт. Мощность насоса $N=528.37$ кВт.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	36
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



Кожухотрубный recuperативный аппарат двухходовой (противоточный).

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

[HTTP://BNBARS.MOY.SU](http://BNBARS.MOY.SU)

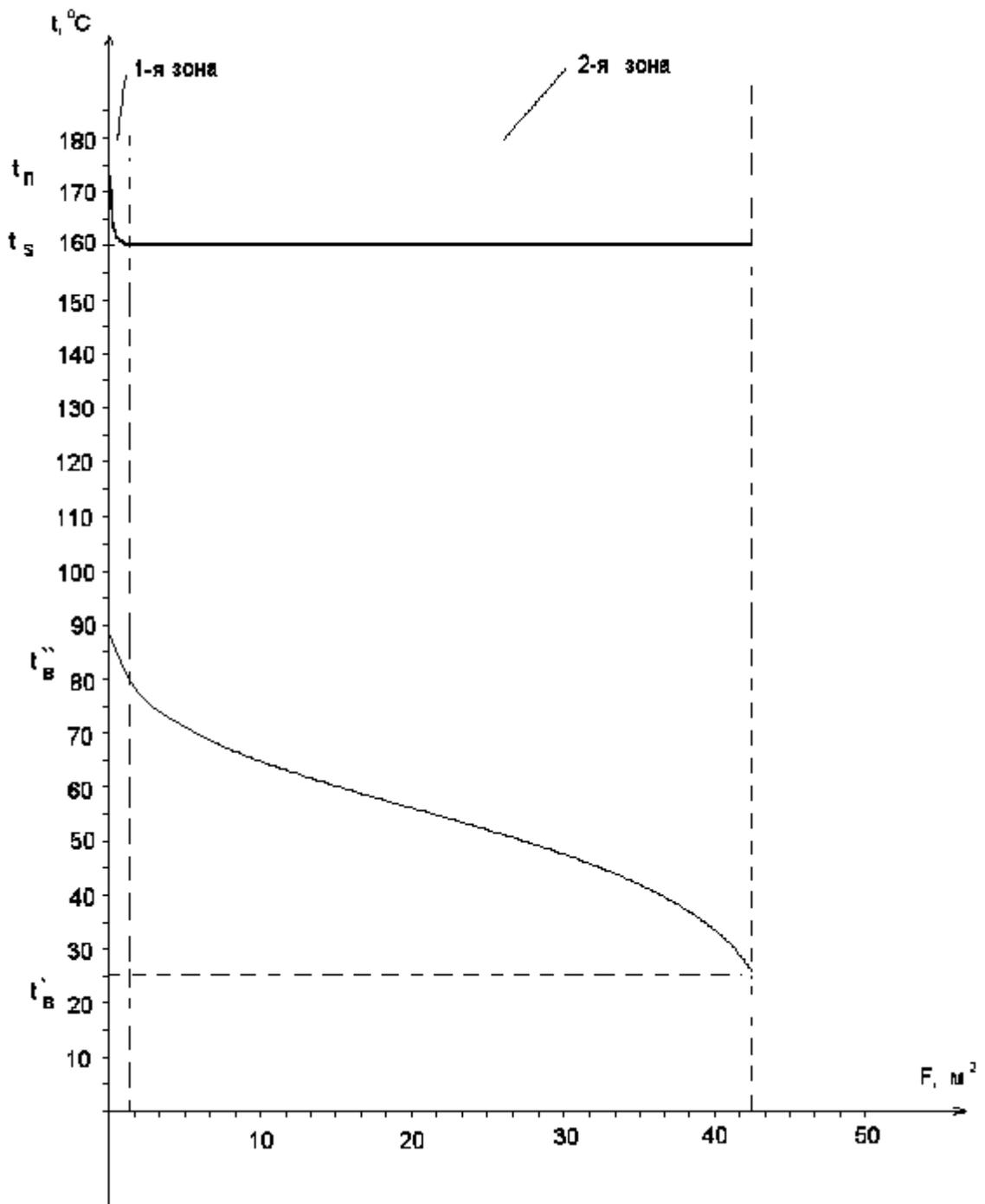
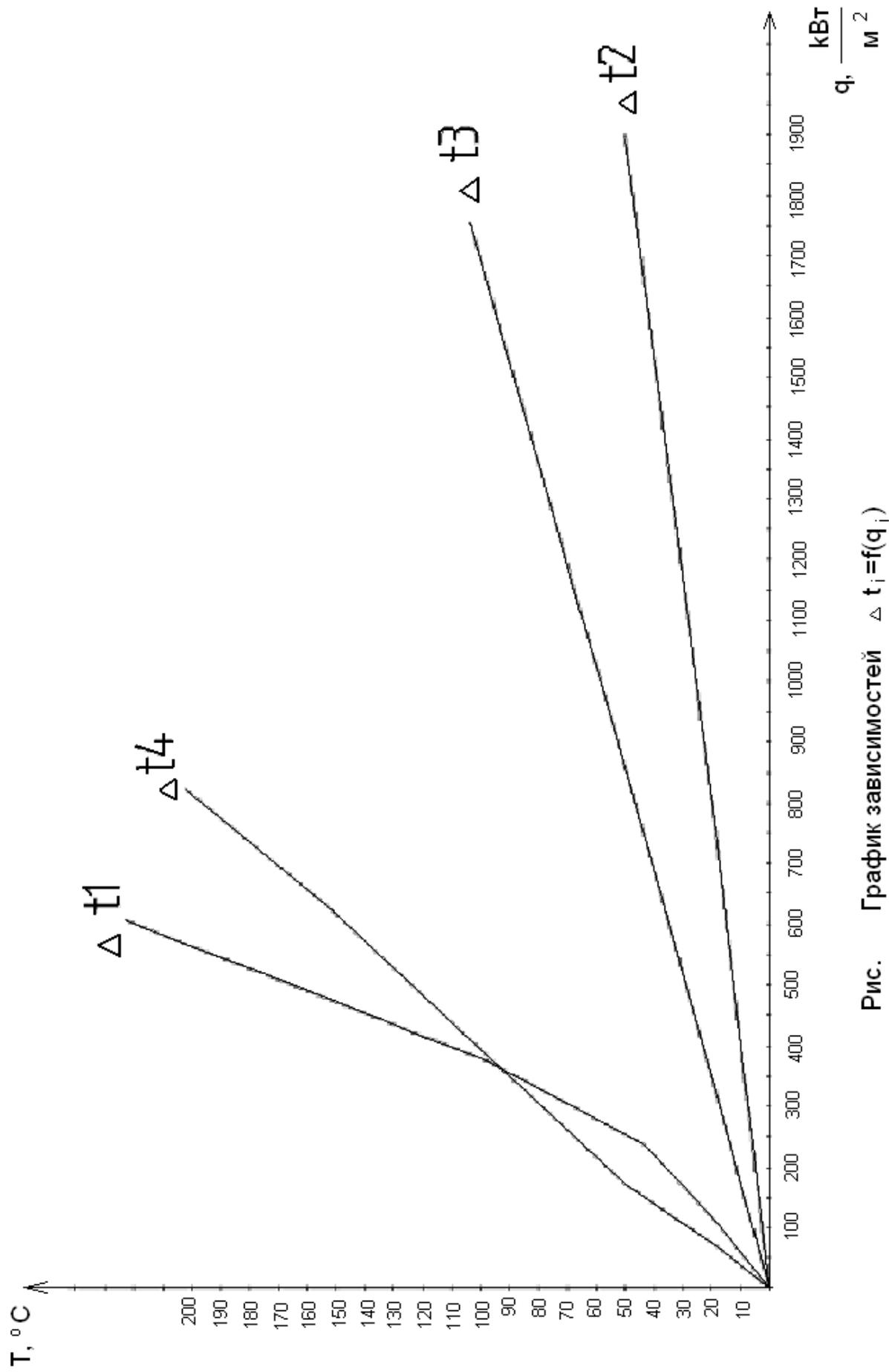


Рис.1. изменения температуры теплоносителей в пароводяном подогревателе.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата



[HTTP://BNBARS.MOY.SU](http://BNBARS.MOY.SU)

Рис. График зависимостей $\Delta t_i = f(q_i)$