



**Выполним любую
студенческую работу**

Цены на работы

**В 2-3
раза
ниже**

Срок исполнения

**от 1
дня**

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

**«Ухтинский государственный технический университет»
(УГТУ)**

Кафедра теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции

КУРСОВАЯ РАБОТА

Расчёт пароводяного теплообменного аппарата

Вариант 2

Выполнил:

студент(ка) группы БС-Х-ХХ

шифр ХХХХХХ

Проверил:

доцент кафедры ТиТГВ

Ухта,

						Лист
						1
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



**Выполним любую
студенческую работу**

Цены на работы

в 2-3 раза
ниже

Срок исполнения

от 1 дня

СОДЕРЖАНИЕ

	ЛИСТ
Введение.....	3
1 Исходные данные.....	5
2 Тепловой расчёт теплообменного аппарата.....	6
2.1 Предварительный расчет.....	7
2.2 Второе приближение.....	10
2.3 Расчет диаметра корпуса и штуцеров.....	12
3 Гидродинамический расчёт аппарата.....	13
4 Схема теплообменного аппарата.....	15
Список используемой литературы.....	16

						Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



**Выполним любую
студенческую работу**

Цены на работы

в 2-3 раза
ниже

Срок исполнения

от 1 дня

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты (ТА) предназначены для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Эти аппараты широко применяются в нефтедобывающей, газовой, нефтеперерабатывающей и химической промышленности и участвуют в качестве основного технологического оборудования в процессах: нагрева, охлаждения, конденсации, испарения, очистки жидкости, газа, пара и их смесей.

По способу передачи тепла теплообменные аппараты делят на поверхностные и смешительные. В поверхностных аппаратах рабочие среды обмениваются теплом через стенки из теплопроводного материала, а в смешительных аппаратах тепло передаётся при непосредственном перемешивании рабочих сред.

Поверхностные теплообменные аппараты, в свою очередь, делятся на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных аппаратах теплообмен между различными теплоносителями происходит через разделительные стенки.

При этом тепловой поток в каждой точке стенки сохраняет одно и то же направление. В регенеративных теплообменниках теплоноситель попеременно соприкасается с одной и той же поверхностью нагрева. При этом направление теплового потока в каждой точке стенки периодически меняется.

Конструкции рекуперативные теплообменники весьма разнообразны: кожухотрубчатые; труба в трубе; пластинчатые; спиральные; специальные. Однако до 80% используемых ТА – кожухотрубчатые.

Кожухотрубчатые теплообменники достаточно просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и универсальны, так как используются для теплообмена между газами, парами, жидкостями в любом сочетании теплоносителей в широком диапазоне давлений и температур. Эти аппараты

						Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Выполним любую студенческую работу

Цены на работы

Срок исполнения

в **2-3** раза ниже

от **1** дня

изготавливают: с неподвижными трубными решетками и жестким кожухом (тип Н); с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе (тип К); U-образными теплообменными трубами (тип У); с плавающей головкой (тип П).

Кожухотрубчатые теплообменники по трубному пространству бывают одно- и многоходовыми. Увеличение числа ходов теплоносителя позволяет интенсифицировать теплоотдачу в трубном пространстве. Поэтому одноходовые теплообменники используют в случаях, когда процесс теплообмена лимитируется величиной коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве, а многоходовые соответственно, наоборот, когда теплообмена лимитируется величиной коэффициента теплоотдачи в трубном пространстве.

Задачей курсовой работы является тепловой и гидравлический расчет вертикального четырехходового кожухотрубчатого теплообменника, предназначенного для нагрева воды водяным насыщенным паром.

						Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Выполним любую
студенческую работу

Цены на работы

в 2-3 раза
ниже

Срок исполнения

от 1 дня

1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Определить величину поверхности теплообменника и основные размеры вертикального четырёхходового трубчатого теплообменника, предназначенного для нагрева воды от t'_2 , до t''_2 . Вода движется внутри латунных трубок со скоростью v_2 , коэффициент теплопроводности трубок $\lambda_{\text{лат}}$, наружный диаметр d_1 , внутренний – d_2 . Греющим теплоносителем является сухой насыщенный водяной пар с давлением P , и скоростью v_1 , который конденсируется на внешней поверхности трубок. Количество передаваемой теплоты Q . Потери теплоты в окружающую среду не учитывать.

Исходные данные:

- начальная температура воды $t'_2 = 35^\circ\text{C}$;
- конечная температура воды $t''_2 = 95^\circ\text{C}$;
- скорость воды в трубках $v_2 = 0,7 \text{ м/с}$;
- коэффициент теплопроводности трубок $\lambda_{\text{лат}} = 102 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- наружный диаметр трубок $d_1 = 16 \text{ мм}$;
- внутренний диаметр трубок $d_2 = 14 \text{ мм}$;
- давлением греющего пара $P = 0,143 \text{ МПа}$;
- скорость пара $v_1 = 10 \text{ м/с}$;
- количество передаваемой теплоты $Q = 2400 \text{ кВт}$.

Потери теплоты в окружающую среду не учитывать.

						Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Выполним любую
студенческую работу

Цены на работы

в 2-3 раза
ниже

Срок исполнения

от 1 дня

2 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

По справочным данным [1, прил. 4] для насыщенного пара при давлении $P = 0,143$ МПа находим:

- температуру насыщения

$$t_s = 110 \text{ }^\circ\text{C};$$

- энтальпию

$$h'' = 2691,4 \text{ кДж/кг.}$$

Конденсат греющего пара при этом давлении имеет:

- энтальпию

$$h' = 461,4 \text{ кДж/кг;}$$

- число Прандтля

$$Pr_1 = 1,6.$$

Средняя температура воды в теплообменнике составляет

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{35 + 95}{2} = 65^\circ\text{C.}$$

При этой температуре вода по данным [1, прил. 3]

- плотность

$$\rho_2 = 980,5 \text{ кг/м}^3;$$

- теплоемкость

$$c_2 = 4,183 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)},$$

- кинематическую вязкость

$$\nu_2 = 0,442 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с,}$$

- теплопроводность

$$\lambda_2 = 0,655 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)};$$

- число Прандтля

$$Pr_2 = 2,75.$$

Расход греющего пара определим из уравнения теплового баланса

$$G_1 = \frac{Q}{h'' - h'} = \frac{2400}{2691,4 - 461,4} = 1,08 \text{ кг/с.}$$

Расход воды из уравнения теплового баланса составляет

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_2'' - t_2')} = \frac{2400}{4,183(95 - 35)} = 9,6 \text{ кг/с.}$$

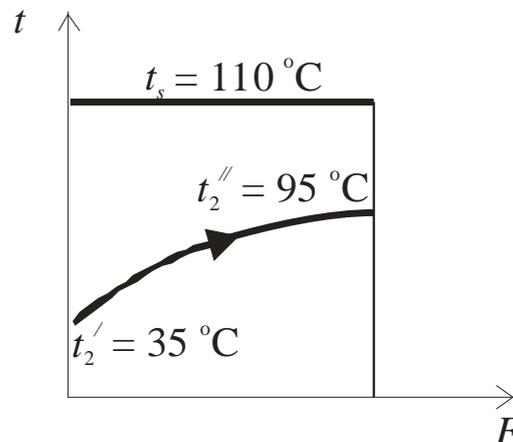
Среднелогарифмический напор в теплообменнике определим в соответствии с температурной схемой, представленной на рисунке.

					Лист
					6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	



Среднеарифметический напор составляет

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_s - t_2'}{t_s - t_2''}} = \frac{95 - 35}{\ln \frac{110 - 35}{110 - 95}} = 37,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$



Температурная схема теплообменника

2.1 Предварительный расчет

Примем в первом приближении температуру стенки со стороны греющего пара равной

$$t_{\text{ст1}} = t_s - \frac{\Delta t_{\text{cp}}}{2} = 110 - \frac{37,3}{2} = 91,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Также предварительно зададимся высотой трубок $H_T = 1,25 \text{ м}$.

Приведенную высоту поверхности определим по формуле

$$Z = (t_s - t_{\text{ст1}})H_T A,$$

где $A = 60,7 \text{ 1}/(\text{м}\cdot\text{К})$ - комплекс теплофизических величин конденсата при температуре насыщения $110 \text{ } ^\circ\text{C}$ [1, прил. 6].

Подставив численные значения, получим:

$$Z = (110 - 91,4)1,25 \cdot 60,7 = 1411 < 2300,$$

а значит, режим течения конденсата ламинарный. Число Рейнольдса для конденсата в этом случае определим по формулы

					Лист
					7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	



Выполним любую
студенческую работу

Цены на работы

в 2-3 раза
ниже

Срок исполнения

от 1 дня

$$Re_1 = 3,8Z^{0,78} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25},$$

где $B = 0,00695 \text{ 1/(м·К)}$ – комплекс для воды при температуре насыщения $110 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, прил. 6]; $Pr_{ст1} = 1,92$ - число Прандтля для конденсата при температуре стенки $91,4 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, прил. 3].

Подставив численные значения, получим:

$$Re_1 = 3,8 \cdot 1411^{0,78} \left(\frac{1,6}{1,92} \right)^{0,25} = 1039.$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубок определим из выражения

$$Re_1 = \alpha_1 (t_s - t_{ст1}) H_T B. \quad (1)$$

Решая относительно α_1 , получим:

$$\alpha_1 = \frac{Re_1}{(t_s - t_{ст1}) H_T B} = \frac{1039}{(110 - 91,4) 1,25 \cdot 0,00695} = 6430 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Число Рейнольдса для воды равно

$$Re_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu_2} = \frac{0,7 \cdot 0,014}{0,442 \cdot 10^{-6}} = 22172 > 10^4,$$

а значит, режим течения воды турбулентный. Критериальное уравнение теплоотдачи в этом случае имеет вид

$$Nu_2 = 0,021 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

где $Pr_{ст2}$ - число Прандтля для воды при температуре стенки $t_{ст2}$.

Примем температуру стенки трубок со стороны воды $t_{ст2}$ по условию

$$t_{ст2} = t_{ст1} - 1 = 91,4 - 1 = 90,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При этой температуре по данным [1, табл. 3] $Pr_{ст2} = 1,94$.

Подставив численные значения в формулу (2), получим:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 22172^{0,8} \cdot 2,75^{0,43} \left(\frac{2,75}{1,94} \right)^{0,25} = 106,1.$$

					Лист
					8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	



Коэффициент теплоотдачи от стенки трубок к воде равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{106,1 \cdot 0,655}{0,014} = 4964 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Толщина стенки трубок составляет

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{16 - 14}{2} = 1 \text{ мм.}$$

Коэффициент теплопередачи определим по уравнению аддитивности термических сопротивлений

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{лат}} + 1/\alpha_2}.$$

Подставив численные значения, получим:

$$K = \frac{1}{1/6430 + 0,001/102 + 1/4964} = 2726 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Приняв коэффициент использования поверхности $\psi = 0,75$, найдем действительный коэффициент теплопередачи

$$K_d = \psi K = 0,75 \cdot 2726 = 2045 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя плотность теплового потока равна

$$q = K_d \Delta t_{\text{ср}} = 2045 \cdot 37,3 = 102 \text{ кВт}/\text{м}^2.$$

В первом приближении поверхность теплообмена составляет

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{2400}{102} = 23,5 \text{ м}^2.$$

Число трубок одного хода теплообменник найдем по формуле

$$m = \frac{4G_2}{\pi d_2^2 \rho_2 v_2} = \frac{4 \cdot 9,6}{3,14 \cdot 0,014^2 \cdot 980,5 \cdot 0,7} = 90.$$

Общее число трубок в четырехходовом теплообменнике равно

$$n = 4m = 4 \cdot 90 = 360.$$

Найдем средний диаметр трубок

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{16 + 14}{2} = 15 \text{ мм.}$$

					Лист
					9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	



Высоту трубок определим по формуле

$$H_T = \frac{F}{\pi n d_{cp}}$$

Подставив численные значения, получим:

$$H_T = \frac{23,5}{3,14 \cdot 360 \cdot 0,015} = 1,39 \text{ м.}$$

Расчетные температуры стенок трубок равны:

- со стороны пара

$$t_{ст1} = t_s - \frac{q}{\alpha_1} = 110 - \frac{102}{6430} = 94,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

- со стороны воды

$$t_{ст2} = t_{ст1} - q \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{лат}} = 94,1 - 102 \frac{0,001}{102} = 93,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Отличие полученных значений H_T , $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ от ранее принятых составляет:

- высота трубок

$$\frac{|1,25 - 1,39|}{1} 100 = 11,9\%;$$

- температура стенки $t_{ст1}$

$$\frac{|91,4 - 94,1|}{91,4} 100 = 2,87\%;$$

- температура стенки $t_{ст2}$

$$\frac{|90,4 - 93,1|}{90,4} 100 = 2,9\%.$$

Отличие полученных величин превышает 1%, поэтому приняв $H_T = 1,37$ м, $t_{ст1} = 94,1$ °C и $t_{ст2} = 93,1$ °C за расчетные и расчет повторим.

2.2 Второе приближение

Используя новые значения величин, найдем для пара:

- приведенную высоту поверхности

$$Z = (110 - 94,1)1,37 \cdot 60,7 = 1322 < 2300;$$

					Лист
					10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	



Выполним любую студенческую работу

Цены на работы

Срок исполнения

в **2-3** раза ниже

от **1** дня

- число Рейнольдса для конденсата при $Pr_{ст1} = 1,86$ [1, прил. 3]

$$Re_1 = 3,8 \cdot 1322^{0,78} \left(\frac{1,6}{1,86} \right)^{0,25} = 995;$$

- коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{995}{(110 - 94,1)1,37 \cdot 0,00695} = 6572 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для воды получаем:

- число Нуссельта при $Pr_{ст2} = 1,88$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 22172^{0,8} \cdot 2,75^{0,43} \left(\frac{2,75}{1,88} \right)^{0,25} = 106,9;$$

- коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = \frac{106,9 \cdot 0,655}{0,014} = 5001 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Общие показатели процесса:

- действительный коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{0,75}{1/6572 + 0,001/102 + 1/5001} = 2072 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- средняя плотность теплового потока

$$q = 2072 \cdot 37,3 = 103 \text{ кВт}/\text{м}^2.$$

- поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{2400}{103} = 23,3 \text{ м}^2.$$

- высота трубок

$$H_T = \frac{23,3}{3,14 \cdot 360 \cdot 0,015} = 1,37 \text{ м}.$$

- температуры стенок

$$t_{ст1} = 110 - \frac{103}{6572} = 94,3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{ст2} = 94,3 - 103 \frac{0,001}{102} = 93,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	11



Отличие полученных значений H_T , $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ от принятых во втором приближении составляет:

- высота трубок

$$\frac{|1,37 - 1,37|}{1,37} 100 = 0\%;$$

- температура стенки $t_{ст1}$

$$\frac{|94,1 - 94,3|}{94,1} 100 = 0,21\%;$$

- температура стенки $t_{ст2}$

$$\frac{|93,1 - 93,3|}{93,1} 100 = 0,2\%.$$

Отличие полученных величин менее 1%, поэтому расчет заканчиваем.

Таким образом, окончательно имеем:

- поверхность теплообмена

$$F = 23,3 \text{ м}^2;$$

- высоту трубок теплообменника

$$H_T = 1,37 \text{ м}.$$

Примем шаг между трубок по условию

$$s = \max \left\{ \begin{array}{l} (1,3 \div 1,5)d_1; \\ \geq (d_1 + 0,6) \end{array} \right\} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,5 \cdot 16; \\ \geq (16 + 6) \end{array} \right\} = \max \left\{ \begin{array}{l} 24; \\ \geq 22 \end{array} \right\} = 24 \text{ мм}.$$

2.3 Расчет диаметра корпуса и штуцеров

Внутренний диаметр корпуса теплообменника определим по формуле

$$D = 1,1s \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 1,1 \cdot 24 \sqrt{\frac{360}{0,6}} = 647 \text{ мм}.$$

Округлим до целого значения $D = 650 \text{ мм}$.

Диаметры патрубков для подачи теплоносителей в аппарат определим из уравнения расхода

$$d_i = 1,125 \sqrt{\frac{G_i}{\rho_i v_i}}. \quad (3)$$

Подставив численные значения, получим:

- паровой патрубок ($\rho_{пл} = 0,826 \text{ кг/м}^3$ при $110 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, прил. 4] и $v = 15 \text{ м/с}$)

						Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



**Выполним любую
студенческую работу**

Цены на работы

Срок исполнения

в **2-3** раза
ниже

от **1** дня

$$d_{\text{п}} = 1,125 \sqrt{\frac{1,08}{0,826 \cdot 15}} = 0,332 \text{ м};$$

- патрубок для конденсата ($\rho_1 = 951 \text{ кг/м}^3$ при $110 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, прил. 4] и $v_1 = 0,5 \text{ м}$ принята, как для самотечного трубопровода)

$$d_{\text{к}} = 1,125 \sqrt{\frac{1,08}{951 \cdot 0,5}} = 0,054 \text{ м};$$

- патрубки для воды

$$d_{\text{в}} = 1,125 \sqrt{\frac{9,6}{980,5 \cdot 0,7}} = 0,133 \text{ м}.$$

По полученным значениям диаметров примем ближайшие стандартные значения труб по ГОСТ 10704-91 [1, прил. 5]:

- паровой патрубок $d_{\text{п}} 300$ Ø325×4 мм;
- патрубок конденсата $d_{\text{к}} 50$ Ø57×2,5 мм;
- патрубки для воды $d_{\text{в}} 150$ Ø159×3,5 мм.

3 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ АППАРАТА

Расчету подлежит трубное пространство теплообменника, по которому движется вода.

Коэффициент трения в трубном пространстве определим по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}_2^{0,25}} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}2}} \right)^{0,25} = \frac{0,3164}{22172^{0,25}} \left(\frac{2,75}{1,88} \right)^{1/3} = 0,0228.$$

Потери давления на трение в трубном пространстве с учетом числа ходов равны

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{H_{\text{т}} \rho_2 v_2^2}{d_2} = 0,0228 \frac{4 \cdot 1,37}{0,014} \cdot \frac{980,5 \cdot 0,7^2}{2} = 2144 \text{ Па}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях трубного пространства определим по формуле

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13



Выполним любую
студенческую работу

Цены на работы

в 2-3 раза
ниже

Срок исполнения

от 1 дня

$$\Delta P_{\text{мс}} = \sum \zeta_{\text{мс}} \frac{\rho_2 v_2^2}{2}, \quad (4)$$

где $\sum \zeta_{\text{мс}}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений в трубном пространстве.

В трубном пространстве имеют место следующие местные сопротивления [1, прил. 7]:

- удар и поворот потока во входной и выходной камерах

$$\xi_1 = 2 \cdot 1,5 = 3;$$

- вход воды из камер в трубки и выход ее из трубок в камеры (с учетом числа ходов)

$$\xi_2 = 8 \cdot 1 = 8;$$

- поворот на угол 180° в камерах (учетом числа ходов)

$$\xi_2 = 3 \cdot 2,5 = 7,5;$$

- сумма коэффициентов местных сопротивлений

$$\sum \zeta_{\text{мс}} = 3 + 8 + 7,5 = 18,5.$$

Тогда по формуле (4) имеем

$$\Delta P_{\text{мс}} = 18,5 \frac{980,5 \cdot 0,7^2}{2} = 4444 \text{ Па.}$$

Общее гидравлическое сопротивление движению воды в трубном пространстве равно

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}} = 2144 + 4444 = 6588 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимую для перемещения воды, определим по формуле

$$N_2 = \frac{\Delta P_2 G_2}{1000 \eta_n \rho_2} = \frac{6588 \cdot 9,6}{1000 \cdot 0,5 \cdot 980,5} = 0,13 \text{ кВт,}$$

где $\eta_n = 0,5$ – средний КПД центробежного насоса.

						Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



**Выполним любую
студенческую работу**

Цены на работы

Срок исполнения

в **2-3** раза
ниже



от **1** дня

4 СХЕМА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

На схеме изображен кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой.

Аппарат состоит из греющей камеры 1, распределительной камеры 2 и нижней крышки 3. Трубный пучок заканчивается плавающей головкой 4. Внутри распределительной камеры установлены 2 перегородки 5 (одна перегородка есть и плавающей головке) для создания четырехходовости по трубному пространству. Аппарат устанавливается на межэтажном перекрытии с помощью опор-лап 6.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15



**Выполним любую
студенческую работу**

Цены на работы

Срок исполнения

в **2-3** раза
ниже

от **1** дня

Аппарат работает следующим образом. Холодная вода подается в теплообменник через штуцер *A* в трубное пространство. Пройдя первый ход, раствор в плавающей головке *З* поворачивает на 180° и поступает во второй ход теплообменника. В верхней крышке этот поток поворачивает опять на 180° и движется по третьему ходу трубок. Повернув в плавающей головке на 180° , вода попадает в четвертый ход теплообменника. При движении в трубном пространстве вода получает тепло от конденсирующегося в межтрубном пространстве насыщенного водяного пара. Нагретая вода выходит из теплообменника через штуцер *B*.

Насыщенный водяной пар поступает в межтрубное пространство через штуцер *B* и конденсируется на всей наружной поверхности трубок. Конденсат греющего пара стекает по трубкам и выводится из межтрубного пространства через штуцер *Г*.

Кроме этого в конструкции теплообменника предусматриваются воздушники для соединения аппарата с атмосферой в моменты пуска и после остановки, а также сливные пробки для опорожнения аппарата.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайленко, Е.В. Тепловой и гидравлический расчёт теплообменного аппарата: метод. Указания / Е.В. Михайленко. – Ухта: УГТУ, 2013. – 36 с.
2. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергия, 1975. – 488 с.
3. Левин, Б. И. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения / Б.И. Левин, Е.П. Шубин. – М.; Л. : Энергия, 1965. – 256 с.

						Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Выполним любую
студенческую работу

Цены на работы

в **2-3** раза
ниже

Срок исполнения

от **1** дня



									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



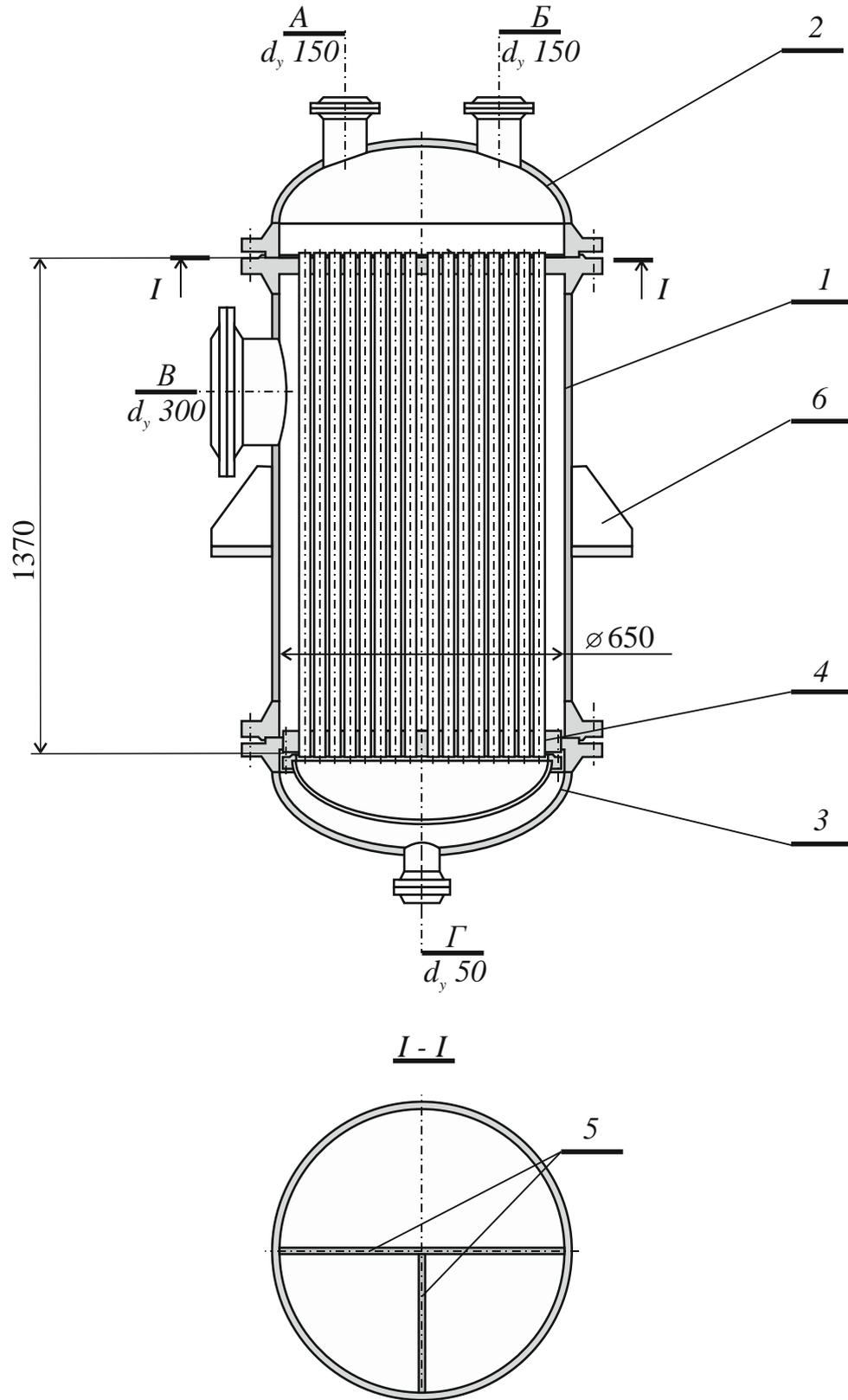
Выполним любую студенческую работу

Цены на работы

Срок исполнения

в 2-3 раза ниже

от 1 дня



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Провер.				

Схема теплообменника

Лит.	Масса	Масшт.