

СОДЕРЖАНИЕ

ЗАДАНИЕ

РЕШЕНИЕ

Тепловой расчет кожухотрубного теплообменника

Тепловой расчет пластинчатого теплообменника

Вывод

список использованной литературы

ЗАДАНИЕ

Произвести тепловой конструкторский расчет кожухотрубного и пластинчатого теплообменного аппарата, подключенного по схеме противотока при следующих данных:

Производительность $Q = 10,5 \text{ MWt}$

Начальная температура греющей воды $t_1' = 160^\circ\text{C}$

Конечная температура греющей воды $t_1'' = 98^\circ\text{C}$

Начальная температура нагреваемой воды $t_2' = 5^\circ\text{C}$

Конечную температуру нагреваемой воды задать самостоятельно.

РЕШЕНИЕ

Тепловой расчет кожухотрубного теплообменника

Кожухотрубные теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, собранных при помощи трубных решеток, и ограниченные кожухами и крышками со штуцерами. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из этих пространств может быть разделено при помощи перегородок на несколько ходов. Перегородки устанавливаются с целью увеличения скорости, следовательно, и интенсивности теплообмена теплоносителей. Горизонтальные секционные скоростные водоподогреватели по ГОСТ 27590 с трубной системой из прямых гладких или профилированных труб отличаются тем, что для устранения прогиба трубок устанавливаются двухсекторные опорные перегородки, представляющие собой часть трубной решетки.

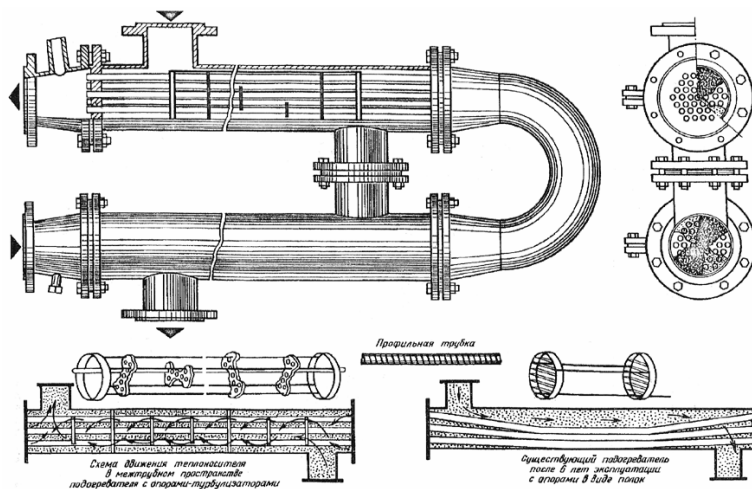


Рис. 1. Общий вид горизонтального секционного кожухотрубного водоподогревателя с опорами-турбулизаторами

Такая конструкция опорных перегородок облегчает установку трубок и их замену в условиях эксплуатации, так как отверстия опорных перегородок расположены соосно с отверстиями трубных решеток.

Водоподогреватели состоят из секций, которые соединяются между собой калачами по трубному пространству и патрубками - по межтрубному. Патрубки могут быть разъемными на фланцах или неразъемными сварными. В зависимости от

конструкции водоподогреватели для систем горячего водоснабжения имеют следующие условные обозначения: для разъемной конструкции с гладкими трубками - РГ, с профилированными - РП; для сварной конструкции - соответственно СГ, СП.

1). Максимальный расход греющей воды, проходящей по межтрубному пространству теплообменника, можно определить из уравнения:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2')$$

$$\text{Тогда расход } G_1 = \frac{Q}{c_1 \eta (t_1' - t_1'')} \text{ и } G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_2'' - t_2')}.$$

Тепловые потери из-за несовершенства теплоизоляции для водоподогревателей по ГОСТ 27590 принимаются от 5 до 9%. При расчете примем потери 7%, тогда $\eta = 1 - 0,07 = 0,93$. Теплоемкость греющей воды при ср. температуре

$$t_{1cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{160 + 98}{2} = 129^{\circ}C \text{ принимается равной } c_1 = 4,266 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}C} \text{ и плотность}$$

$\rho_1 = 934,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ (Авчухов В.В. Задачник по процессам тепломассообмена – таблица №3 “Физические свойства воды на линии насыщения”, стр. 103-104).

$$G_1 = \frac{10,5 \cdot 10^6}{4,266 \cdot 10^3 \cdot 0,93 \cdot (160 - 98)} = 42,69 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2). Для определения расхода нагреваемой воды задаемся конечной температурой $t_2'' = 70^{\circ}C$, теплоемкость воды при ср. температуре

$$t_{2cp} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{5 + 70}{2} = 37,5^{\circ}C \text{ принимается равной } c_2 = 4,174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}C} \text{ и плотность}$$

$\rho_2 = 993,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ (Авчухов В.В. Задачник по процессам тепломассообмена – таблица №3 “Физические свойства воды на линии насыщения”, стр. 103-104).

$$G_2 = \frac{10,5 \cdot 10^6}{4,174 \cdot 10^3 \cdot 0,93 \cdot (70 - 5)} = 38,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

3). Для выбора необходимого типоразмера водоподогревателя предварительно задаемся оптимальной скоростью нагреваемой воды в трубках, равной $\omega_{mp} = 1 \text{ м/с}$, и исходя из двухпоточной компоновки определяем необходимое сечение трубок водоподогревателя $f_{тр}^{усл}$, кв.м, по формуле:

$$f_{mp}^{усл} = \frac{G_2}{2 \cdot \omega_{mp} \cdot \rho_2} = \frac{38,7}{2 \cdot 1 \cdot 993,1} = 0,0195 \text{ м}^2$$

В соответствии с полученной величиной $f_{тр}^{усл}$ по табл. 1 прил.7 СП 41-101-95 выбираем необходимый типоразмер водоподогревателя.

Таблица №1

Величина	Обозначение	Ед. измер.	Значение
Наружный диаметр корпуса секции	D_H	мм	325
Число трубок в секции	n	шт	151
Площадь сечений межтрубного пространства	$f_{мтр}$	м^2	0,04464
Площадь сечения трубок	$f_{тр}$	м^2	0,02325
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства	$d_{эkv}$	м	0,0208
Коэффициент теплопроводности трубок	$\lambda_{ст}$	Вт/(м·°C)	105
Поверхность нагрева одной секции (длина секции – 2м)	$f_{сек}$	м^2	14,24
Размер трубки	$\frac{d_{нар}}{d_{вн}}$	мм	$\frac{16}{14}$

4). Для выбранного типоразмера водоподогревателя определяем фактические скорости воды в трубках и межтрубном пространстве каждого водоподогревателя при двухпоточной компоновке по формулам:

$$\omega_{mp} = \frac{G_2}{2f_{mp}\rho} = \frac{38,7}{2 \cdot 0,02325 \cdot 993,1} = 0,838 \text{ м/с}$$

$$\omega_{mnp} = \frac{G_1}{2f_{mnp}\rho} = \frac{42,69}{2 \cdot 0,04464 \cdot 934,8} = 0,5115 \text{ м/с}$$

5). Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ от греющей воды к стенке трубки определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16 \left[1210 + 18t_{1cp} - 0,038t_{1cp}^2 \right] \frac{\omega_{mnp}^{0,8}}{d_{экв}^{0,2}}$$

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м, принимается по таблице параметров теплообменника $d_{экв} = 0,0208 \text{ м}$

$$\alpha_1 = 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 129 - 0,038 \cdot 129^2 \right] \frac{0,5115^{0,8}}{0,0208^{0,2}} = 4268,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$$

6). Коэффициент теплопередачи $\alpha_2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ от стенки трубки к нагреваемой воде определяется по формуле

$$\alpha_2 = 1,16 \left[1210 + 18t_{2cp} - 0,038t_{2cp}^2 \right] \frac{\omega_{mp}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}$$

$$\alpha_1 = 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 37,5 - 0,038 \cdot 37,5^2 \right] \frac{0,838^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4331,61 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$$

7). Коэффициент теплопередачи водоподогревателя $k, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ определяем, как:

$$k = \frac{\psi\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}$$

$$k = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{4268,41} + \frac{1}{4331,61} + \frac{0,001}{105}} = 2275,29 \text{ Bm} / \text{M}^2 \cdot \text{C}$$

где ψ - коэффициент эффективности теплообмена, в нашем случае для гладкотрубного теплообменника с блоком опорных перегородок принимается $\psi = 1,2$;

β - коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности труб в зависимости от химических свойств воды, принимаем $\beta = 0,9$.

8). При заданной величине расчетной производительности водоподогревателя Q определяется необходимая поверхность нагрева водоподогревателя F по формуле:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}$$

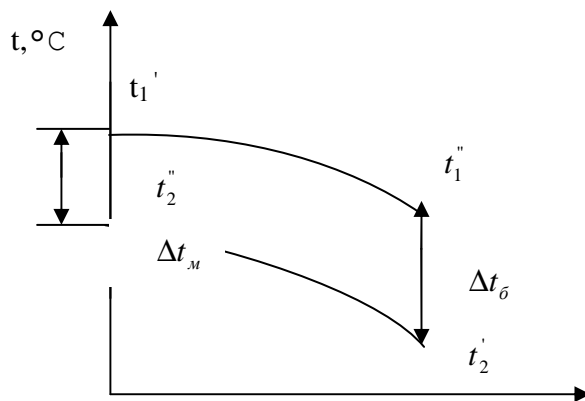


Рис 2. График изменения температур теплоносителей

где Δt - среднелогарифмический температурный напор, определяемый, как:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

В нашем случае $G_1 c_1 > G_2 c_2$, поэтому $\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2'$ и $\Delta t_{\text{м}} = t_1' - t_2''$ (см.рис 2).

Подставив числовые данные, получаем:

$$\Delta t = \frac{93 - 90}{\ln \frac{93}{90}} = 91,49^{\circ} \text{C}$$

Тогда поверхность нагрева будет равна $F = \frac{10,5 \cdot 10^6}{91,49 \cdot 2275,29} = 50,44 \text{ м}^2$

9). Для выбранного типа водоподогревателя при его двухпоточной компоновке число секций N водоподогревателя в одном потоке:

$$N = \frac{F}{2f_{\text{сек}}} = \frac{50,44}{2 \cdot 14,24} = 1,77 = 2 \text{ секции}$$

Площадь одной секции $f_{\text{сек}}$ принимается из таблицы №1.

Действительная площадь теплообмена будет равна

$$N = 2Nf_{\text{сек}} = 2 \cdot 2 \cdot 14,24 = 56,96 \text{ м}^2 .$$

10). Потери давления ΔP , кПа в водоподогревателе при принятой длине секции 2м определяем по формулам:

для нагреваемой воды, проходящей в гладких трубках:

$$\Delta P_H = 5\varphi \left(\frac{g}{f_{\text{мп}} \rho} \right)^2 N$$

$$\Delta P_H = 5 \cdot 2,2 \left(\frac{9,80556}{0,02325 \cdot 993,1} \right)^2 \cdot 2 = 3,97 \text{ кПа}$$

где $\varphi = 2,2$ - коэффициент, учитывающий накипеобразование (принимается в пределах от 2 до 3);

для греющей воды, проходящей в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{zp} = B \omega_{mnp}^2 N$$

Для теплообменника полученной конфигурации коэффициент $B=11$ (по таблице №3 из прил.7 СП 41-101-95).

$$\Delta P_{zp} = 11 \cdot 0,5115^2 \cdot 2 = 5,76 \text{ кПа}$$

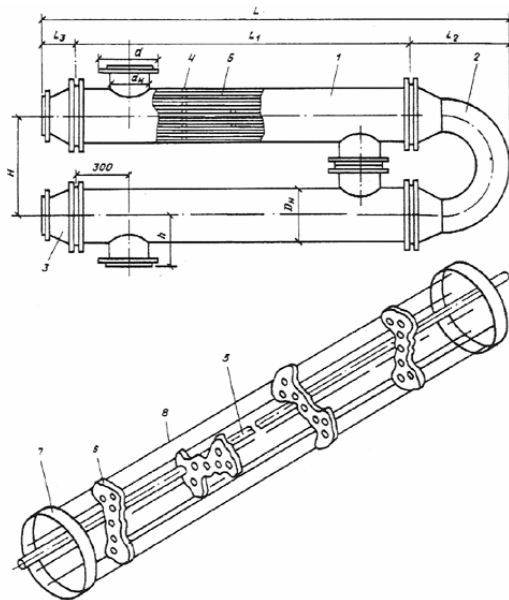


Рис. 3. Конструктивные размеры водоподогревателя

1 - секция; 2 - калач; 3 - переход; 4 - блок опорных перегородок;

5 - трубки; 6 - перегородка опорная; 7 - кольцо; 8 - пруток;

Все конструктивные размеры (см. рис 3) полученного теплообменного аппарата занесем в таблицу №2 (все размеры приведены в мм):

Таблица №2

Наружный диаметр корпуса секции ДН	D	$D1$	$D2$	d	dH	H	h	L	$L1$	$L2$	$L3$
325	440	219	335	390	273	600	300	2800	-	600	190

Тепловой расчет пластинчатого теплообменника

Пластинчатые теплообменники бывают различных конструкции, применяются в основном, когда коэффициенты теплообмена для обоих теплоносителей приблизительно равны. В настоящее время эти теплообменники очень компактны и по технико – экономическим и по эксплуатационным показателям превосходят большинство кожухотрубных теплообменников. Однако эксплуатировать эти аппараты при сверх высоких давлениях и температурах значительно сложнее (а многие из них и вовсе невозможно) по сравнению с кожухотрубными.

Условное обозначение теплообменного пластинчатого аппарата: первые буквы обозначают тип аппарата - теплообменник Р (РС) разборный (полусварной); следующее обозначение - тип пластины; цифры после тире - толщина пластины, далее - площадь поверхности теплообмена аппарата (кв.м), затем - конструктивное исполнение (в соответствии с табл.2 в прил.8 СП 41-101-95), марка материала пластины и марка материала прокладки (в соответствии с табл. 3 в прил.8 СП 41-101-95).

В прил.8 СП 41-101-95 рассматриваются теплообменники с тремя типами пластин – 0,3р, 0,6р и 0,5Пр. При высоких давлениях целесообразнее применение теплообменников РС 0,5Пр, поскольку эти теплообменники надежно работают при рабочем давлении до 1,6 МПа (16 кгс/кв.см). Я же для своего расчета выбираю теплообменник с пластинами типа 0,6р, так как эти пластины большей площади (0,6 кв.м) и сам теплообменный аппарат получается меньше по габаритам.

1). Соотношение числа ходов для греющей X_1 и нагреваемой X_2 воды находится по формуле:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_{зр}}{G_{нагр}} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{зр}}{\Delta P_{нагр}} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{ср}^{нагр}}{1000 - t_{ср}^{зр}}$$

Для пластинчатого теплообменника в большинстве случаев принимается $\Delta P_{зр} = 40 \text{ кПа}$ и $\Delta P_{нагр} = 100 \text{ кПа}$. Подставив числовые данные, получаем:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{42,69}{38,7} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 37,5}{1000 - 129} = 0,8426$$

Полученное соотношение ходов не превышает 2, значит для повышения скорости воды и, следовательно, для эффективного теплообмена целесообразна симметричная компоновка (см.рис 4)

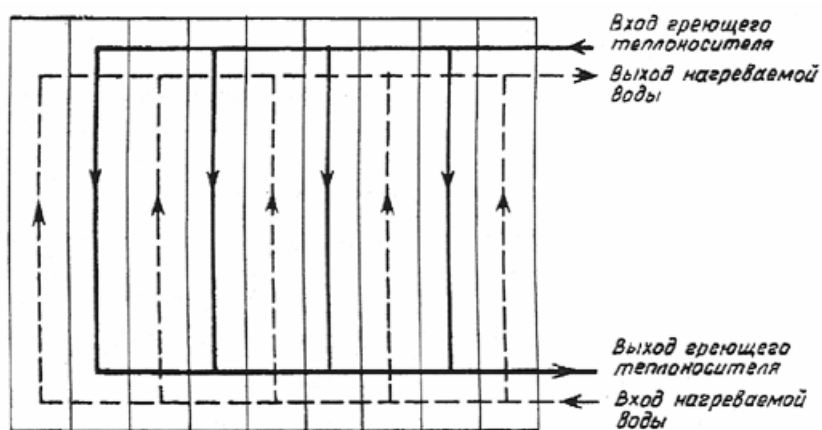


Рис. 4. Симметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя

2). При расчете пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость воды в каналах принимается по ГОСТ 15515 равной $w_{\text{опт}} = 0,4$ м/с. Основные технические параметры пластины 0,6р занесем в таблицу №3.

Теперь по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде $m_{\text{нагр}}$:

$$m_{\text{нагр}} = \frac{G_1}{\omega_{\text{опт}} \cdot f_{\kappa} \cdot \rho_1}$$

где f_{κ} - живое сечение одного межпластинчатого канала. Для выбранного теплообменника $f_{\kappa} = 0,00245$ м², тогда

$$m_{\text{нагр}} = \frac{42,69}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 934,8} = 46,6 \approx 47$$

Плотность воды и ее расход здесь и при дальнейших расчетах будет подставляться из расчетов, сделанных для кожухотрубного теплообменника.

3). Компоновка водоподогревателя симметричная, т.е. $m_{\text{гр}} = m_{\text{нагр}}$. Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды:

$$f_{\text{гр}} = f_{\text{нагр}} = m_{\text{нагр}} \cdot f_{\kappa}$$

$$f_{\text{гр}} = f_{\text{нагр}} = 47 \cdot 0,00245 = 0,11515 \text{ м}^2$$

Таблица №3

Показатель	Числовое значение
Габариты (длина x ширина x толщина), мм	1375x600x1
Поверхность теплообмена, кв.м	0,6
Вес (масса), кг	5,8
Эквивалентный диаметр канала, м	0,0083
Площадь поперечного сечения канала, кв.м	0,00245
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	1,188
Ширина канала, мм	545
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4,5
Приведенная длина канала, м	1,01

Площадь поперечного сечения коллектора	0,0243
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{15}{\text{Re}^{0,25}}$
Коэффициент гидр. сопротивления штуцера ζ	1,5
Коэффициенты:	
А	0,492
Б	3,0

Теперь по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде $m_{нагр}$:

$$m_{нагр} = \frac{G_1}{\omega_{опт} f_{\kappa} \rho_1}$$

где f_{κ} - живое сечение одного межпластинчатого канала. Для выбранного теплообменника $f_{\kappa} = 0,00245 \text{ м}^2$, тогда

$$m_{нагр} = \frac{42,69}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 934,8} = 46,6 \approx 47$$

Плотность воды и ее расход здесь и при дальнейших расчетах будет подставляться из расчетов, сделанных для кожухотрубного теплообменника.

4). Находим фактические скорости греющей и нагреваемой воды, м/с

$$\omega_{гр} = \frac{G_1}{f_{гр} \rho_1} = \frac{42,69}{0,11515 \cdot 934,8} = 0,3966 \text{ м/с}$$

$$\omega_{нагр} = \frac{G_2}{f_{нагр} \rho_2} = \frac{38,7}{0,11515 \cdot 993,1} = 0,3384 \text{ м/с}$$

5). Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1, \text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16A[23000 + 283t_{1cp} - 0,63t_{1cp}^2] \cdot \omega_{гр}^{0,73}$$

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 [23000 + 283 \cdot 129 - 0,63 \cdot 129^2] \cdot 0,3966^{0,73} = 14243,67$$

где A - коэффициент, зависящий от типа пластин, для типа выбранных пластин $A=0,492$ (см. табл.№3).

б). Коэффициент тепловосприятия $\alpha_2, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}$ от стенки пластины к нагреваемой воде принимается по формуле

$$\alpha_2 = 1,16A [23000 + 283t_{2cp} - 0,63t_{2cp}^2] \cdot \omega_{нагр}^{0,73}$$

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 [23000 + 283 \cdot 37,5 - 0,63 \cdot 37,5^2] \cdot 0,3384^{0,73} = 8468,52$$

7). Коэффициент теплопередачи $k \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}$ определяется по формуле:

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}$$

где β - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным 0,7-0,85. Толщина пластины и коэффициент теплопроводности пластины для пластинчатых теплообменников по ГОСТ 15518 равны соответственно

$$\delta_{cm} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м} \text{ и } \lambda_{cm} = 16 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{°C}$$

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{14243,67} + \frac{1}{8468,52} + \frac{0,001}{16}} = 3189,91$$

8). Теперь определим необходимую поверхность нагрева F_{mp} по формуле:

$$F_{mp} = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{10,5 \cdot 10^6}{3189,91 \cdot 91,49} = 35,98 \text{ м}^2$$

9). Количество ходов в теплообменнике X :

$$X = \frac{F_{mp} + f_{nl}}{2mf_{nl}} = \frac{35,98 + 0,6}{2 \cdot 47 \cdot 0,6} = 0,649$$

где f_{nl} - поверхность нагрева одной пластины, кв.м.

Число ходов округляется до целой величины, в нашем случае до 1.

В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите.

10). Действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя определяется по формуле

$$F = (2mX - 1)f_{nl}$$
$$F = (2 \cdot 47 \cdot 1 - 1) \cdot 0,6 = 55,8 \text{ м}^2$$

11). Потери давления ΔP кПа в водоподогревателях следует определять по формулам:

для нагреваемой воды

$$\Delta P_{нагр} = \varphi B (33 - 0,08t_{2cp}) \omega_{нагр}^{1,75} \cdot X$$
$$\Delta P_{нагр} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 37,5) \cdot 0,3384^{1,75} \cdot 1 = 20,27 \text{ кПа}$$

для греющей воды

$$\Delta P_{гр} = \varphi B (33 - 0,08t_{1cp}) \omega_{гр}^{1,75} \cdot X$$
$$\Delta P_{нагр} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 129) \cdot 0,3966^{1,75} \cdot 1 = 20,23 \text{ кПа}$$

где φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен единице, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5 - 2$.

B - коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается по табл. 3.

В результате расчета по табл.2 из прил.8 СП 41-101-95 в качестве водоподогревателя горячего водоснабжения принимаем теплообменник разборной конструкции (Р) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, из стали 12Х18Н10Т (исполнение 01), на двухпорной раме (исполнение 2К), с уплотнительными прокладками из резины ИРП 1225 (исполнение 4). Поверхность нагрева - 55,8 кв.м. Условное обозначение такого аппарата будет выглядеть Р 0,6р-0,8-55,8-2К-01-4, его габариты 605×750×1800 мм.

Вывод

Эти простейшие тепловые расчеты двух теплообменных аппаратов одинаковой тепловой производительности показывают, что коэффициент теплопередачи за счет более значительной турбулизации потоков практически в 1,5 раза выше у пластинчатого теплообменника, чем у кожухотрубного. Площадь теплообмена, необходимая для придания теплоносителям заданных параметров тоже в 1,5 раза ниже у пластинчатого. Конструктивные размеры у полученного кожухотрубного теплообменного аппарата $2800 \times 925 \times 325$, габариты полученного пластинчатого лежат в пределах $605 \times 750 \times 1800$, что значительно меньше.

Однако, если четко настаивать на техническом превосходстве пластинчатых теплообменников, то полученные расчеты теплообменника по ГОСТ 15515 неудачны. В таблице 7 из приложения №8 СП 41-101-95 предоставляются варианты пластинчатых теплообменников фирмы производителя “СВЕП”, в которых коэффициент теплопередачи достигает порядка $7000 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$. Следовательно, если за основу расчета взять теплообменники этой фирмы, то полученные габариты аппарата были бы гораздо меньше.

Однако, расчеты выявляют и некоторые недостатки пластинчатых аппаратов, например, гидравлические потери как по греющей так и по нагреваемой среде в 4 раза больше, чем у рассчитываемого кожухотрубного аппарата.

Список использованной литературы

1. Авчухов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам тепломассообмена. М.: Энергоатомиздат, 1986.
2. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. М.: Энергия, 1972.
3. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Энергоатомиздат, 1998.
4. Свод правил “Проектирование тепловых пунктов” СП 41-101-95.
5. Справочник по теплообменникам. Том 2. Перевод О.Г. Мартыненко. М.: Энергоатомиздат, 1989.