

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клементьев Олег Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 28.09.2026 11:03:19
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c954946f3ad99a1e70ac12

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Инженерные системы и сооружения»

Чекардовский М.Н., Илюхин К.В., Чекардовский С.М.

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

методические указания к курсовой работе

по дисциплине «Теплообменные аппараты»
обучающихся по направлению специальности 08.03.01 «Строительство» и
профилю подготовки «Теплогазоснабжение и вентиляция»,
всех форм обучения

Тюмень, 2023

Чекардовский М.Н. Пластинчатые теплообменные аппараты: методические указания к курсовым работам для обучающихся по направлению специальности 08.03.01 «Строительство» и профилю подготовки «Теплогазоснабжение и вентиляция», всех форм обучения / М.Н. Чекардовский, К.В. Илюхин, С.М. Чекардовский. – Тюмень: РИО ФГБОУ ВО «ТИУ», 2023. – 43 с.

Рецензент: д.т.н., профессор Миронов В.В.

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию на заседании кафедры Теплогазоснабжения и вентиляции 12 мая 2023 года, протокол №9/1.

АННОТАЦИЯ

Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине «Теплообменные аппараты» предназначены для обучающихся по направлению подготовки 08.03.01 строительство, профиль подготовки Теплогазоснабжение и вентиляция всех форм обучения.

В методических указаниях приведен состав курсовой работы, порядок разработки, пояснения по выполнению расчетов, список рекомендуемой литературы.

СОДЕРЖАНИЕ

1 ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ.....	3
1.1 Теоретическая часть.....	3
1.2 КЛАССИЧЕСКИЙ ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	7
1.2.1 Условные обозначения.....	7
1.2.2 Тепловой расчёт (ТР) пластинчатых теплообменников.....	10
1.2.3 Конструкторский расчёт (КР).....	14
1.2.4 Поверочный расчёт пластинчатых теплообменников.....	16
1.2.5 Гидравлический расчёт (ГР).....	18
1.3 Пример оформления результатов расчета.....	19
1.4 Контрольные вопросы к защите работы.....	20
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	21
2 РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПО СП 41-101-95.....	22
3 РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ СЕТЕВОЙ ВОДЫ.....	28
3.1 Теоретическая часть.....	28
3.2 Методика расчета сетевых подогревателей горизонтального типа.....	32
3.3 Результаты расчета эксплуатационного режима работы псг-5000-3,5-8-П.....	39
3.4 Контрольные вопросы к защите работы.....	40
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	42
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 Образец титульного листа.....	43

1 ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

1.1 Теоретическая часть

Пластинчатые теплообменники представляют собой аппараты, поверхность теплообмена которых образована из тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью (рисунок 1.1) [1].

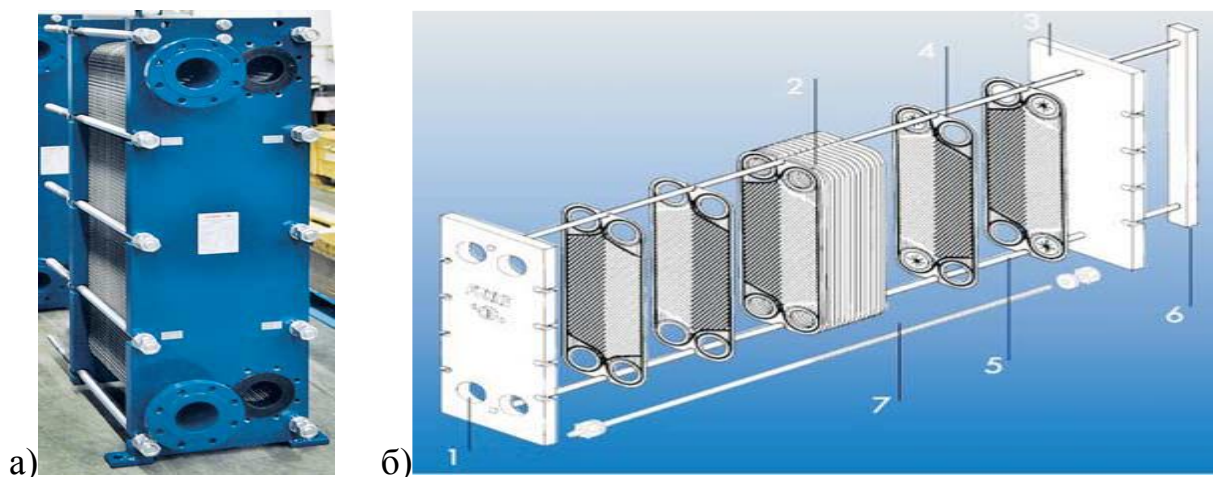


Рисунок 1.1 - Пластинчатый теплообменник

а) - общий вид, б) - в разобранном виде; 1 - основная плита, 2 - пакет пластин, 3 - прижимная плита, 4 - верхняя направляющая, 5 - нижняя направляющая, 6 - опора, 7 - стяжные шпильки и гайки

Рабочие среды в теплообменнике движутся в щелевых каналах между соседними пластинами. Каналы для греющего и нагреваемого теплоносителей чередуются между собой. Простейший теплообменник состоит из трех пластин, которые образуют два канала: один для греющего теплоносителя, второй - для нагреваемого теплоносителя. Гофрированная поверхность пластин усиливает турбулизацию потоков рабочих сред и повышает коэффициент теплоотдачи. Размеры, формы и профили поверхности пластин разнообразны. Теплообменники выпускаются трех модификаций – разборные (пластины разделены уплотнительными прокладками); полуразборные (пластины сварены попарно и сдвоенные пластины разделены уплотнительными прокладками); неразборные (соединения всех пластин сварные, прокладки отсутствуют).

Подробное описание конструкций различных типов пластинчатых теплообменников приведено в [1, 2, 3, 4]. В разборных теплообменниках пластины имеют прокладки для уплотнения межпластинных каналов при сборке теплообменника. В рабочем положении пластины плотно прижаты друг к другу, и пространство канала, образующегося между пластинами, уплотнено прокладками. Уплотнительные прокладки разборного ПТА крепят на пластине таким образом, чтобы после сборки и сжатия пластин в аппарате образовались две системы герметичных межпластинных каналов, изолированных друг от друга металлической стенкой и прокладками: одна - для греющей среды, другая - для нагреваемой среды. Обе системы межпластинных каналов соединены со своими коллекторами и далее со штуцерами для входа и выхода рабочих сред, расположенными на опорных плитах.

Нагреваемая среда входит в аппарат через штуцер, расположенный на неподвижной опорной плите и через верхнее угловое отверстие попадает в продольный коллектор, образованный кромками пластин с угловыми отверстиями после их сборки. Нагреваемая среда по коллектору доходит до пластин, распределяется по межпластинным каналам, которые сообщаются (через один) с угловым коллектором, благодаря соответствующему расположению больших и малых прокладок.

Греющая среда движется в аппарате навстречу нагреваемой среде (противоточное движение) и поступает в штуцер, проходит через нижний коллектор, распределяется по каналам и движется по ним. Через верхний коллектор и штуцер греющая среда выходит из теплообменника.

Разборка и очистка теплопередающих пластин от загрязнений требует во много раз меньших трудозатрат, чем очистка равной площади поверхности теплообмена трубчатых теплообменников.

Срок службы основных деталей из материалов, применяемых на нейтральных средах: пластин - не менее 10 лет, прокладок - не менее 2 лет. Теплообменники работают при расчетном давлении 1- 6 МПа.

Техническая характеристика пластинчатых теплообменников, получивших применение в системах теплоснабжения, приведена в таблице 1.1 [1].

Таблица 1.1 - Технические характеристики пластин

Показатель	Обозн.	Размен.	Тип пластины			
			FP-14	0,3	05Пр	0,6
Толщина пластины	$\delta_{ст}$	м	0,0004	0,001	0,001	0,001
Поверхность теплообмена пластины	F_1	m^2	0,14	0,3	0,6	0,5
	F_2	m^2	0,14	0,3	0,6	0,5
Эквивалентный диаметр канала	$d_{1э}$	м	0,0031	0,008	0,00825	0,0096
	$d_{1э}$	м	0,00525	0,008	0,00825	0,0096
Площадь поперечного сечения канала	f_{01}	m^2	0,00029	0,0011	0,00245	0,003
	f_{02}	m^2	0,00045	0,0011	0,00245	0,003
Диаметр условного прохода присоединяемого штуцера	D_y	м	0,075	0,065	0,2	0,2
Ширина канала	b_1	м	0,239	0,25	0,545	570
	b_2	м	0,176	0,25	0,545	570
Зазор в канале	t_1	м	0,00155	0,004	0,0045	0,00525
	t_2	м	0,00263	0,004	0,0045	0,00525
Приведённая длина канала	$L_{1пр}$	м	0,5869	1,12	1,01	0,836
	$L_{2пр}$	м	0,796	1,12	1,01	0,836
Эмпирический коэффициент	B_1	-	10,57	19,3	15	28,8
	B_2	-	14,874	19,3	15	28,8
Эмпирический коэффициент	C	-	0,116	0,1		
Коэффициент гидравл. сопр. штуцера	$\zeta_{шт}$	-	1,5	1,5		
Коэффициент теплопроводности стенки пластины	$\lambda_{ст}$	Вт/м·°С	15	16,3		

1.2 Классический проектный расчет пластинчатых теплообменных аппаратов

Классический проектный расчёт ПТА [1, 2, 3] включает: тепловой расчет; конструкторский расчёт; поверочный расчет; гидравлический расчет.

1.2.1 Условные обозначения

В исходных данных:

ГТ - греющий теплоноситель;

НТ - нагреваемый теплоноситель;

ПТА – пластинчатый теплообменный аппарат;

Q - теплопроизводительность теплообменного аппарата, Вт;

M_1 и M_2 - массовый расход ГТ и НТ, т/ч;

t_1 и t_2 - температуры входа и выхода ГТ, °С;

τ_1 и τ_2 - температуры входа и выхода НТ, °С;

ΔP_1 и ΔP_2 – допустимые потери давлений по ГТ и НТ в аппарате, Па;

K_3 - задаваемый коэффициент теплопередачи, Вт/м²·°С; $K_3 = 500 - 5000$;

ξ_{13} – задаваемый коэффициент гидравлического сопротивления аппарата по ГТ;

$\xi_{13} = 2 \div 4$;

d_{31} и d_{32} - эквивалентные диаметры канала ГТ и НТ, м;

B_1 и B_2 - эмпирические коэффициенты, зависящие от типа пластины;

β - коэффициент, учитывающий уменьшение теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине со стороны ГТ и НТ,

$\beta = 0,7 \div 0,85$;

$\delta_{ст}$ - толщина стенки пластины, м;

$\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности стенки пластины, Вт/м·°С;

f_{01} и f_{02} - площадь поперечного сечения одного канала по ГТ и НТ, м²;

F_1 и F_2 - поверхность теплообмена одной пластины, м²;

$L_{пр1}$ и $L_{пр2}$ - приведенная длина канала ГТ и НТ, м;

$\zeta_{шт}$ - коэффициент гидравлического сопротивления одного штуцера;

D_y – наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, м .

В тепловом расчёте:

ρ_1 и ρ_2 - плотности ГТ и НТ, кг/м³;

ν_1 и ν_2 - кинематические вязкости ГТ и НТ, м²/с;

λ_1 и λ_2 - коэффициенты теплопроводности ГТ и НТ, Вт/м·°С;

C_{p1} и C_{p2} - удельные средние массовые теплоемкости ГТ и НТ, Дж/кг·°С;

Pr_1 и Pr_2 - число Прандтля ГТ и НТ;

$Pr_{ст}$ - число Прандтля ГТ и НТ при средней температуре стенки пластины ($t_{ст}$);

Θ_m - среднелогарифмическая разность температур теплоносителей, °С;

w_1 и w_2 - средние скорости движения ГТ и НТ, м/с;

Re_1 и Re_2 – число Рейнольдса ГТ и НТ;

ξ_{1y} и ξ_{2y} - коэффициент гидравлического сопротивления аппарата по ГТ и НТ;

Nu_1 и Nu_2 - число Нуссельта ГТ и НТ;

α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи ГТ и НТ, Вт/(м²·°С);

K - коэффициент теплопередачи, Вт/м²·°С;

$F_{расч}$ - площадь поверхности теплообмена, м².

В конструкторском расчёте

f_1 и f_2 - площадь поперечного сечения аппарата, м²;

m_1 и m_2 - общее количество каналов по ГТ и НТ в одном ходе аппарата;

n_1 и n_2 - общее количество пластин по ГТ и НТ в одном ходе аппарата;

$F_{пт}$ и $F_{пх}$ - площадь теплообмена по ГТ и НТ в одном ходе аппарата, м²;

X_1 и X_2 - число ходов ГТ и НТ в аппарате;

N_a - количество пластин, шт.

В гидравлическом расчете:

$w_{шт1}$ и $w_{шт2}$ - средние скорости движения ГТ и НТ в штуцере, м/с;

ΔPa_1 и ΔPa_2 – потери давлений по ГТ и НТ в аппарате и штуцерах, Па.

Исходные данные для проектирования ПТА, согласно данным спецификации для FR-14-73-1(фирма-изготовитель «Функе-Тюмень») и литературному источнику [1] для аппаратов с пластинами 0,3; 0,5Пр; 0,6 (Украина) приведены.

Технические характеристики пластин приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2- Исходные данные для проектирования ПТА

Пара - метр	Раз- мер- ность	тип пластины									
		FR14	0,3					0,6			0,5П
			№1	№2	№3	№4	№5	№1	№2	№3	
Q	Вт	585200	372000	1337514	700000	151197	127936	2500000	2181892	465222	929000
M ₁	т/ч	8,83	20	23	30	15,4	3,9	143	109,15	20	41,7
M ₂	т/ч	25,23	10	34	35	4,4	4,4	56	46,91	20	56,3
t ₁	°C	120	43	130	80	41,3	70	50	47,2	70	70
t ₂	°C	63	27	80	60	32,7	41,8	35	30	50	50,8
τ ₁	°C	60	5	70	46	5	35	10	5	40	45,8
τ ₂	°C	80	37	105	63,2	35	60	48	45	60	60
ΔP ₁	Па	6867	330000	20000	7320	5000	3000	40000	41000	150000	4200
ΔP ₂	Па	31209	250000	35000	9410	5000	3000	90000	92000	150000	95000

1.2.2 Тепловой расчёт (ТР) пластинчатых теплообменников

Цель теплового расчета (ТР) - определить требуемую поверхность теплообмена аппарат и подобрать стандартизованный аппарат.

В подразделе «Тепловой расчет ПТА» задаются некоторыми пределами коэффициента теплопередачи ($K=500\div 5000 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$) и коэффициента общего гидравлического сопротивления приведенной длины одного канала пластины ($\xi=1\div 4$) для расчета средней скорости теплоносителей методом последовательных приближений.

Последовательность теплового расчета ПТА:

Теплофизические свойства теплоносителей [1]:

а) Средняя температура греющего теплоносителя:
$$t_g = \frac{t_1 + t_2}{2}, ^\circ\text{C}$$

б) $\rho_1 = 1005 - 0,0025(t_g + 37)^2, \text{ кг/м}^3$

в) $\nu_1 = \frac{28000}{\rho_1 \times t_g} \times 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$

г) $\lambda_1 = [68,73 - 0,0006 \times (t_g - 140)^2] \times 10^{-2}, \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$

д) $C_{p1} = [4,187 + 1,05 \times 10^{-10} \times (t_g + 35)^4] \times 10^3, \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$

е) $Pr_1 = \left(\frac{200}{t_g + 5,5} \right) - 0,15$

ж) $\tau_g = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}, ^\circ\text{C}$

з) $\rho_2 = 1005 - 0,0025(\tau_g + 37)^2, \text{ кг/м}^3$

и) $\nu_2 = \frac{28000}{\rho_2 \times \tau_g} \times 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$

к) $\lambda_2 = [68,73 - 0,0006 \times (\tau_g - 140)^2] \times 10^{-2}, \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$

л) $C_{p2} = [4,187 + 1,05 \times 10^{-10} \times (\tau_g + 35)^4] \times 10^3, \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$

м) $Pr_2 = \left(\frac{200}{\tau_g + 5,5} \right) - 0,15$

$$н) \quad Pr_{cm} = \frac{200}{[0,25 \times (t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2) + 5,5]}^{-0,15}$$

Проверяем достоверность исходных данных по уравнению [1, 2]:

$$\frac{M_1 \times C_{p1}(t_1 - t_2)}{3,6} \cdot \eta = \frac{M_2 \times C_{p2}(\tau_2 - \tau_1)}{3,6},$$

где η – коэффициент эффективности аппарата, $\eta = 1$.

В теплообменнике пластинчатого типа в основном используется противоточная схема движения греющего и нагреваемого теплоносителей. При организации других схем движения теплоносителей среднелогарифмическая разность температур рассчитывается для соответствующей схемы. Нижеприведенный алгоритм составлен при использовании литературных источников [1, 2, 3, 4, 5].

1. По заданным температурам теплоносителей, при условии противоточного движения теплоносителей, определяем:

$$\Theta_m = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}} = \frac{(t_1 - \tau_2) - (t_2 - \tau_1)}{\ln \frac{(t_1 - \tau_2)}{(t_2 - \tau_1)}}$$

где Θ_m , t_1 , t_2 , τ_1 , τ_2 - расшифровка параметров приведена в подразделе 1.2.; Δt_δ - большая разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей, °С; Δt_m - меньшая разность температур, °С. На рисунке 2.1 приведена противоточная схема движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике.

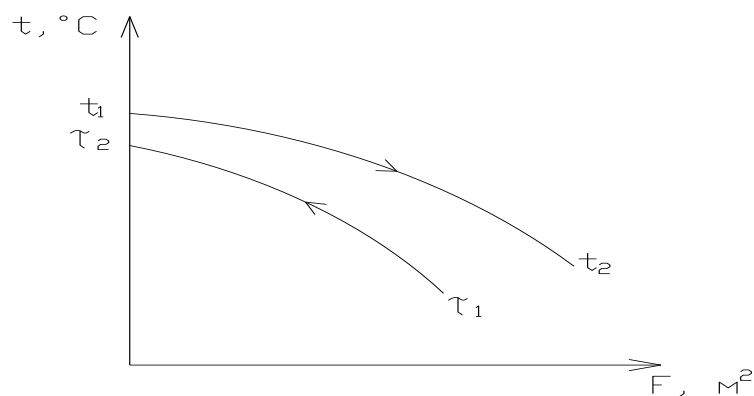


Рисунок 1.2- Характер изменения температуры теплоносителей при противотоке

Из рисунка 2.1 следует, что $\Delta t_{\bar{o}} = t_1 - \tau_2$; $\Delta t_m = t_2 - \tau_1$. В случае, когда $0,5 \leq \Delta t_{\bar{o}} / \Delta t_m \leq 2$, получаем $\Theta_m = \frac{\Delta t_{\bar{o}} + \Delta t_m}{2}$, согласно литературе [1].

После расчета Θ_m выбираем любой тип пластин и записываем ее тип и технические характеристики, согласно данным таблице 1.1.

2. Средняя скорость ГТ в каналах теплообменника [1]:

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_3 \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{\xi_{13} \cdot C_{p1} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \rho_1^2}},$$

где K_3 - задаваемый коэффициент теплопередачи, $K_3 = 500 - 5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$;

ξ_{13} -задаваемый коэффициент гидравлического сопротивления аппарата $\xi_{13}=1 \div 4$;

Расшифровка параметров, входящих в формулу, приведена в подразделе

2.1. Условные обозначения, а значения – в таблицах 1.1 и 2.1; п. (б) и п. (д).

3. Число Рейнольдса для ГТ: $Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{э}1}}{\nu_1}$,

где ν_1 - пункт (в) подраздела 2.2; $d_{\text{э}1}$ - эквивалентный диаметр канала из табл.1.1.

4. Уточненный коэффициент гидравлического сопротивления канала:

$$\xi_{1y} = \frac{B_1}{Re_1^{0,25}}$$

где B_1 - эмпирический коэффициент, зависящий от типа пластин, и представлен в таблице 1.1. Выполнить условие: $\xi_{1y} \leq \xi_{13}$ в пределах 3-5%, то есть, погрешность расчета

$$\delta_{\xi} = \frac{\xi_{1y} - \xi_{13}}{\xi_{1y}} \cdot 100 \leq 3 \div 5 \%.$$

5. Число Прандтля греющего теплоносителя определяется при $t_g = \frac{t_1 + t_2}{2}$:

$$Pr_1 = \left(\frac{200}{t_g + 5,5} \right) - 0,15$$

6. Число Прандтля при средней температуре стенки пластины

$$t_{cm} = 0,25 \times (\tau_1 + \tau_2 + t_1 + t_2): \quad Pr_{cm} = \frac{200}{[0,25 \times (t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2) + 5,5]} - 0,15$$

7. В пластинчатых теплообменниках системы теплоснабжения и горячего водоснабжения режим турбулентный ($Re > 50$), поэтому:

Число Нуссельта для ГТ:
$$Nu_1 = C \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

где C из табл.1.1.

8. Коэффициент теплоотдачи ГТ:
$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{э}1}}$$

где λ_1 - коэффициент теплопроводности ГТ, который определяется при значении $t_{\text{с}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$, по формуле пункта (г) подраздела 2.2.

9. Средняя скорость НТ в каналах теплообменника [5]:

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_3 \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_2}{\xi_2 \cdot C_{p2} \cdot (\tau_2 - \tau_1) \cdot \rho_2^{2,3}}},$$

где $\xi_2 = \xi_{1y}$ – пункт 4.

Расшифровка параметров, входящих в формулу, приведена в подразделе 2.1. Условные обозначения, а значения – в таблицах 1.1 и 2.1; п. (з) и п. (л).

10. Число Рейнольдса для НТ:
$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{э}2}}{\nu_2}$$

где ν_2 - пункт (и) подраздела 2.2; $d_{\text{э}2}$ – из табл.1.1.

11. Уточненный коэффициент гидравлического сопротивления канала:

$$\xi_{2y} = \frac{B_2}{Re_2^{0,25}}$$

где B_2 - эмпирический коэффициент, зависящий от типа пластин, и представлен в табл.1.1. Выполнить условие: $\xi_2 \leq \xi_{2y}$ в пределах 3-5%, то есть, погрешность

расчета $\delta_{\xi} = \frac{\xi_2 - \xi_{2y}}{\xi_2} \cdot 100 \leq 3 \div 5 \%$.

12. Число Прандтля НТ при $\tau_{\hat{a}} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$:

$$Pr_2 = \left(\frac{200}{\tau_{\hat{a}} + 5,5} \right) - 0,15$$

13. Число Нуссельта для НТ:

$$Nu_2 = C \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

где С из табл.1.1.

14. Коэффициент теплоотдачи НТ:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{э}2}}$$

где λ_2 - коэффициент теплопроводности НТ, который определяется при значении

$\tau_{\hat{a}} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$, по формуле пункта (к) подраздела 2.2.

15. Расчетный коэффициент теплопередачи:

$$K_{\text{рассч}} = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $\delta_{\text{н}0}$ и λ_{cm} - из таблицы 1.1; β из подраздела 2.1.

Выполнить условие: $K_3 = K_{\text{рассч}}$ в пределах 3-5%, то есть, погрешность расчета:

$$\delta_k = \frac{K_3 - K_{\text{рассч}}}{K_3} \cdot 100 \leq 3 \div 5\%.$$

16. Расчётная поверхность нагрева ТА: $F_{\text{рассч}} = \frac{Q}{K_{\text{рассч}} \cdot \Theta_m}$

где Q - из таблицы 2.1; Θ_m - в пункте 1; $K_{\text{рассч}}$ - в пункте 15.

17. Проверка уравнения теплового баланса:

$$\frac{M_1 \cdot C_{p1}(t_1 - t_2)}{3,6} = \frac{M_2 \cdot C_{p2}(\tau_2 - \tau_1)}{3,6} = K_{\text{рассч}} \cdot F_{\text{рассч}} \cdot \Theta_m$$

1.2.3 Конструкторский расчёт (КР)

1. Площадь поперечного сечения одного хода (пакета), м²:

- по стороне ГТ: $f_1 = \frac{V_1}{3600 \times \omega_1} = \frac{M_1}{3,6 \times \rho_1 \times \omega_1}$, где $V_1, \text{м}^3/\text{ч}; M_1, \text{т}/\text{ч}$, в исходных

данных табл. 2.1; $\omega_1, \text{м}/\text{с}$, п. 2 теплового расчёта (ТР); $\rho_1, \text{кг}/\text{м}^3$ в п. (б) ТР;

- по стороне НТ: $f_2 = \frac{V_2}{3600 \times \omega_2} = \frac{M_2}{3,6 \times \rho_2 \times \omega_2}$, где $V_2, м^3/ч$, в исходных данных

таблицы 2.1; $\omega_2, м/с$, п. 9 теплового расчёта; $\rho_2, кг/м^3$ в пункте (3) ТР.

$$2. \text{ Число каналов в одном ходе: ГТ: } m_1 = \frac{f_1}{f_{01}}; \quad \text{НТ: } m_2 = \frac{f_2}{f_{02}},$$

где f_{01} и f_{02} - в таблице 1.1. Значения m_1 и m_2 округляются до целого числа в большую сторону.

$$3. \text{ Число пластин в одном ходе: ГТ: } n_1 = 2m_1; \quad \text{НТ: } n_2 = 2m_2$$

4. Площадь поверхности теплообмена одного пакета (хода):

$$\text{- для ГТ: } F_{n.г.} = F_1 \times n_1; \quad \text{для НТ: } F_{n.х.} = F_2 \times n_2$$

где $F_1; F_2$ - площадь теплообмена одной пластины, $м^2$ (таблица 1.1).

$$5. \text{ Число ходов в аппарате: ГТ: } X_1 = \frac{F_{рассч}}{F_{n.г.}}; \quad \text{НТ: } X_2 = \frac{F_{рассч}}{F_{n.х.}}$$

где $F_{рассч}, м^2$ - в пункте 15 ТР. Значения m_1 и m_2 округляются до целого числа в большую сторону.

$$6. \text{ Общее число пластин в аппарате: } N_a = \frac{F_{рассч} + 2F_1}{F_1}$$

7. Схема компоновки пластин в аппарате:

$$C_x \frac{\sum_1^i m_1^i}{\sum_1^k m_2^k} = \frac{m_1^1 + m_1^{11} + \dots + m_1^i}{m_2^1 + m_2^{11} + \dots + m_2^k}$$

где $m_1^1, m_1^{11}, \dots, m_1^i$ - число параллельных каналов в соответствующем пакете (ходе) тракта греющего теплоносителя; i - число пакетов (ходов) в нем; $m_2^1, m_2^{11}, \dots, m_2^k$ - число параллельных каналов в соответствующем пакете (ходе) тракта нагреваемого теплоносителя; k - число пакетов (ходов) в нем.

Примечание: со стороны первого хода НТ необходим дополнительный канал для охлаждения плиты и уменьшения теплопотерь, тогда схема пункта 7

примет вид:

$$C_x \frac{m_1^1 + m_1^{11} + \dots + m_1^i}{(m_2^1 + 1) + m_2^{11} + \dots + m_2^k}$$

Например: имеем теплообменник с тремя ходами (пакетами) по греющему и нагреваемому теплоносителю. По расчету число каналов в пакете равно $m_1 = m_2 = 5$. Тогда схема компоновки:

$$C_x \frac{5+5+5}{(5+1)+5+5} = \frac{5+5+5}{6+5+5}$$

После определения компоновки теплообменника выполняется поверочный тепловой расчёт, позволяющий определить для принятого теплообменника его фактическую тепловую нагрузку и выполнить гидравлический расчёт, позволяющий определить фактические потери давления греющего и нагреваемого теплоносителей.

1.2.4 Поверочный расчёт пластинчатых теплообменников

Расчёт проводится методом последовательных приближений. В качестве первого приближения используют результаты конструкторского расчёта. Это значение уточняется в процессе расчёта до совпадения с заданной точностью в двух последовательных приближений.

В качестве исходных данных для расчёта задаются: площадь теплообмена аппарата - $F_{расч}$, м²; расходы ГТ и НТ - M_1, M_2 , кг/с; количество каналов - m_1, m_2 ; температуры на входе ГТ и НТ- t_1, τ_1 , °C и предварительно принятые на выходе ГТ и НТ- t_2, τ_2 , °C. Технические характеристики теплообменников приведены в таблице 1.1.

Последовательность расчёта коэффициента теплопередачи и тепловой производительности следующая [1, 3, 6]:

1. Площадь поперечного сечения одного хода, м²: $f_1 = m_1 \cdot f_{01}, f_2 = m_2 \cdot f_{02}$

2. Скорость течения воды в каналах, м/с: $w_1^П = \frac{M_1}{f_1 \cdot \rho_1}, w_2^П = \frac{M_2}{f_2 \cdot \rho_2}$

Сравнить эти скорости со значениями, полученными в п.2 и п.9 теплового

расчета. Рассчитать погрешность: $\delta_{w_1} = \frac{w_1^{\Pi} - w_1}{w_1^{\Pi}} \cdot 100\%$; $\delta_{w_2} = \frac{w_2^{\Pi} - w_2}{w_2^{\Pi}} \cdot 100\%$

3.Средняя температура теплоносителей, °C: $\tau_{\text{с}} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$, $t_{\text{с}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$

4. Средняя температура стенки пластины, °C: $t_{\text{cm}} = \frac{\tau_{\text{с}} + t_{\text{с}}}{2}$

По формулам пунктов (а ÷ н) подраздела 2.2. при средних температурах определяются теплофизические свойства теплоносителей: ρ - плотность, ν - коэффициент кинематической вязкости, λ - коэффициент теплопроводности, Pr - число Прандтля.

5. Число Re: $Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{э1}}}{\nu_1}$; $Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{э2}}}{\nu_2}$

6. Число Nu: $Nu_1 = C \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{cm}}} \right)^{0,25}$, $Nu_2 = C \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{cm}}} \right)^{0,25}$

7. Коэффициент теплоотдачи, $Вт/(м^2 \cdot К)$: $\alpha_1 = \frac{Nu_1 \times \lambda_1}{d_{\text{э}}}$, $\alpha_2 = \frac{Nu_2 \times \lambda_2}{d_{\text{э}}}$

8. Коэффициент теплопередачи, $K_{\text{расс}} = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{cm}}}{\lambda_{\text{cm}}} + \frac{1}{\alpha_2}}$, где $\beta = 0,75 \div 0,85$.

9. Среднелогарифмическая разность температур: $\Theta_m = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$

где $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$ соответственно большая и меньшая разность температур между теплоносителями при соответствующей схеме движения теплоносителей, °C.

10. Теплопроизводительность аппарата, Вт: $Q = K_{\text{расс}} \cdot F_{\text{расс}} \cdot \Theta_m$

где $F_{\text{расс}}$ брать из п.14 теплового расчета или $F_{\text{расс}} = N_a \cdot F_1 - 2F_1$

При несовпадении полученного значения Q предварительно заданному значению, расчёты повторить при полученном значении Q.

1.2.5 Гидравлический расчёт (ГР)

Согласно источнику литературы [1, 6], алгоритм расчета следующий:

1. Коэффициент общего гидравлического сопротивления аппарата:

$$\xi_1 = \frac{B_1}{Re_1^{0,25}}, \quad \xi_2 = \frac{B_2}{Re_2^{0,25}}$$

где B_1 и B_2 - взять из таблицы 1.1, в зависимости от типа пластин; Re_1 и Re_2 - из п.3 и п.10 ТР.

2. Потери напора в аппарате, Па:

$$\Delta P_{1p} = \xi_1 \cdot \frac{L_{np1}}{d_{\text{э}1}} \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot X_1; \quad \Delta P_{2p} = \xi_2 \cdot \frac{L_{np2}}{d_{\text{э}2}} \cdot \rho_2 \cdot \frac{w_2^2}{2} \cdot X_2,$$

где L_{np1} и L_{np2} , $d_{\text{э}1}$ и $d_{\text{э}2}$ - в табл. 1.1; ρ_1 и ρ_2 - в п.(б) и п.(з) подраздела 2.2.; w_1 и w_2 из п.2 и п.9 ТР; X_1 и X_2 из п.5 ГР.

Выполнить условие: $\Delta P_1 = \Delta P_{1p}$ и $\Delta P_2 = \Delta P_{2p}$ в пределах 3-5%, то есть,

погрешность расчета: $\delta_{\Delta P1} = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_{1p}}{\Delta P_1} \cdot 100 \leq 3 \div 5 \%$;

$$\delta_{\Delta P2} = \frac{\Delta P_2 - \Delta P_{2p}}{\Delta P_2} \cdot 100 \leq 3 \div 5 \%.$$

3. Гидравлическое сопротивление аппарата, $\frac{\text{Па} \times \text{с}^2}{\text{м}^6}$:

$$S_1 = \frac{\Delta P_1 \cdot \rho_1^2 \cdot 3,6^2}{M_1^2}; \quad S_2 = \frac{\Delta P_2 \cdot \rho_2^2 \cdot 3,6^2}{M_2^2}, \quad \text{где } M_1 \text{ и } M_2 - \text{ в табл. 2.1.}$$

4. Скорость течения воды в штуцерах, м/с:

$$w_{um.1} = \frac{4M_1}{\pi \cdot D_y^2 \cdot \rho_1}; \quad w_{um.2} = \frac{4M_2}{\pi \cdot D_y^2 \cdot \rho_2} \quad \text{где } D_y - \text{ в табл.1.1.}$$

5. Если скорость больше 2,5 м/с, то необходимо учитывать потери напора в штуцерах, Па:

$$\Delta P_{um.1} = \xi_{um} \cdot \frac{w_{um.1}^2}{2} \cdot \rho_1; \quad \Delta P_{um.2} = \xi_{um} \cdot \frac{w_{um.2}^2}{2} \cdot \rho_2, \quad \text{где } \xi_{um} - \text{ в табл.1.1.}$$

6. Суммарные потери напора в аппарате, Па

$$\Delta P_{a.1} = \Delta P_1 + 2\Delta P_{um.1}, \Delta P_{a.2} = \Delta P_2 + 2\Delta P_{um.2}, \text{ где } \Delta P_1 \text{ и } \Delta P_2 - \text{ в п.2 ГР.}$$

1.3 Пример оформления результатов расчета

Результаты проектного расчета ПТА привести в таблице 1.3.

Таблица 1.3. - Результаты проектного расчета ПТА

Расчеты					
тепловой		конструкторский		гидравлический	
Параметр	Значения	Параметр	Значения	Параметр	Значения
Θ_m		f_1		ΔP_{1p}	
ω_1		f_2		ΔP_{2p}	
Re_1		m_1		$\omega_{шт1}$	
ξ_1		m_2		$\omega_{шт2}$	
Nu_1		n_1		$\Delta P_{шт1}$	
α_1		n_2		$\Delta P_{шт2}$	
ω_2		$F_{n.г}$		ΔP_{a1}	
Re_2		$F_{n.x}$		ΔP_{a2}	
ξ_2		X_1		-	-
Nu_2		X_2		-	-
α_2		N_a		-	-
$K_{расч}$		-	-		-
$F_{расч}$		-	-	-	-

Если расчеты в программе Excel, то дать их в приложении вместо таблицы 1.3.

1.4 Контрольные вопросы к защите работы

1. Как рассчитывается коэффициент теплопередачи пластинчатых теплообменных аппаратов (ПТА)?
2. Для чего используется уравнение теплового баланса и как оно выглядит применительно к ПТА?
3. Применима ли формула расчета коэффициента теплопередачи через плоскую стенку для ПТА?
4. Напишите формулу для определения среднелогарифмического напора теплоносителей, применительно к ПТА при противотоке теплоносителей.
5. Из каких основных элементов состоит ПТА?
6. Назначение, конструкции и неисправности ПТА. Напишите формулы гидравлического расчета ПСГ.
7. Какой параметр является основным для определения теплоотдачи теплоносителей. Напишите формулу.
8. Можно ли рассчитать коэффициент теплопередачи без критериев теплового подобия, какие Вы знаете?
9. Какие схемы движения теплоносителей в ПТА? Какие характерные параметры зависят от схемы движения теплоносителей?
10. Какие виды расчетов включает в себя проектный расчет ПТА и какова цель каждого из них?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чекардовский М.Н. Разработка методов определения эффективности работы теплообменных аппаратов в системе теплоснабжения/ М.Н. Чекардовский, С.М. Чекардовский, К.Н. Илюхин, В.Е. Ушаков. – Тюмень: Изд-во ТГСХА, 2009. - 145с.
2. Чекардовский М.Н. Проектирование и исследование теплообменных аппаратов / М.Н. Чекардовский, К.Н. Илюхин, С.М. Чекардовский, Н.А. Харламова: учебное пособие. – Тюмень: Изд-во РИО ФГБОУ ВПО» ТюмГАСУ, 2015. – 124 стр.
3. Карапузова Н. Ю., Фокин В. М. Тепломассообменное оборудование предприятий /М-во образования и науки Росс. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. - Волгоград : ВолгГАСУ, 2012. - 68с.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи : учеб. для вузов. М. : Бастет, 2010. 344 с.
5. Фокин В. М., Веселова Н. М. Тепломассообмен : учебное пособие / Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. Волгоград : ВолгГАСУ, 2007. 108 с.
6. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам/ Бажан П.И., Каневец Г.М., Селиверстов В.М. - М.: Машиностроение, 1989. - 366 с.

2 РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПО СП 41-101-95

Согласно СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов», методика расчета пластинчатых теплообменников основана на использовании в них всего располагаемого напора теплоносителей.

Цель расчета:

получение максимальной скорости каждого теплоносителя и соответственно максимального значения коэффициента теплопередачи.

1. Оптимальное соотношение числа ходов (X_1) для греющего теплоносителя (ГТ) и числа ходов (X_2) нагреваемого теплоносителя (НТ) определяется по формуле из литературного источника:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{M_2}{M_1} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - \left(\frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right)}{1000 - \left(\frac{t_1 + t_2}{2} \right)}$$

где M_1 и M_2 - расход греющего и нагреваемого теплоносителя, т/ч; ΔP_1 и ΔP_2 - потери давления ГТ и НТ, Па; t_1 и t_2 - температуры входа и выхода ГТ °С; τ_1 и τ_2 - температуры входа и выхода НТ, °С. *Исходные данные брать в разделе 1 ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ (свой вариант).*

Если соотношение ходов $X_1/X_2 < 2$, то компоновка теплообменника симметрична, например $C_x = 4/(4+1)$ (рисунок 2.1).

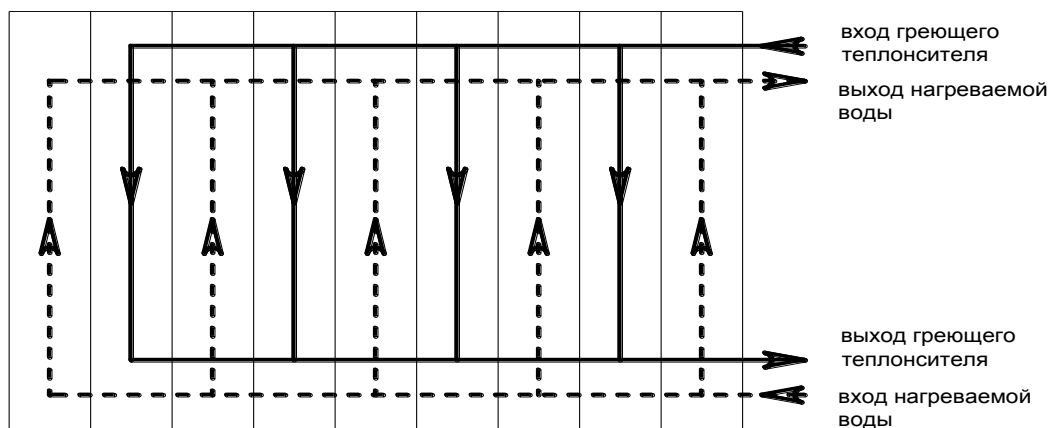


Рисунок 2.1- Симметричная компоновка пластинчатого подогревателя

Если соотношение ходов получается $X_1/X_2 > 2$, то для повышения скорости воды целесообразна несимметричная компоновка, т.е. число ходов теплоносителей будет неодинаковым, например $C_x \frac{2+2}{5}$ (рисунок 2.2).

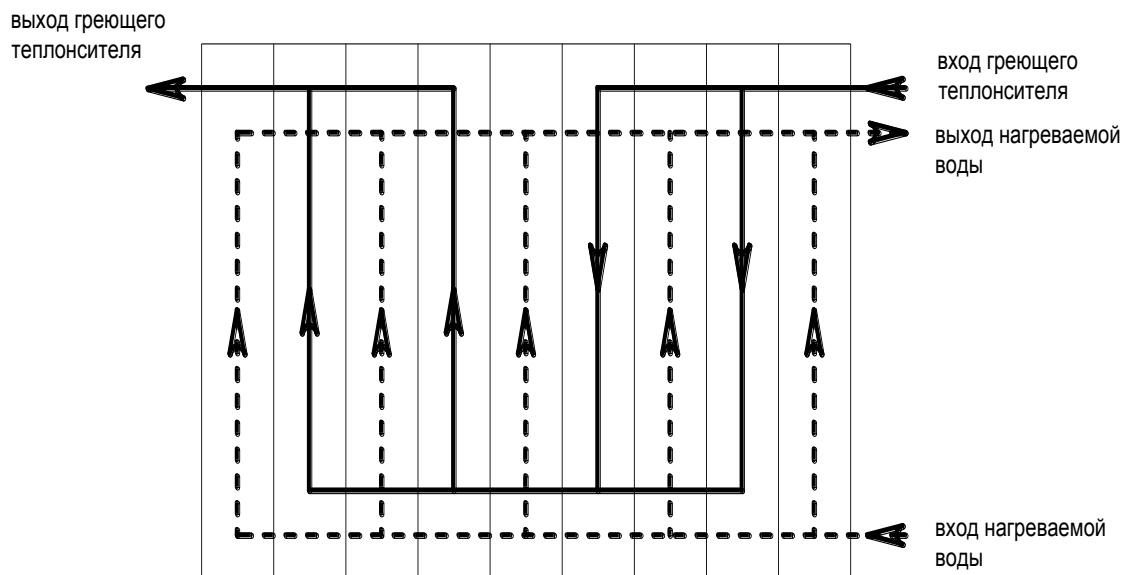


Рисунок 2.2 - Несимметричная компоновка пластинчатого подогревателя

При несимметричной компоновке получается смешанное движение потоков: в части каналов - противоток, в части - прямоток, что снижает температурный напор установки по сравнению с противоточным характером движения теплообменивающихся сред, который имеет место при симметричной компоновке, и в определенной степени уменьшает выгоду от повышения скорости воды при несимметричной компоновке.

Поэтому для исключения смешанного тока теплоносителей более эффективно установку собирать из двух или нескольких отдельных теплообменников с симметричной компоновкой, включенных последовательно по теплоносителю, у которого получается большее число ходов, и параллельно - по другому теплоносителю.

Обвязка соединительными трубопроводами должна обеспечить противоток в каждом теплообменнике, как представлено на рисунке 2.3.

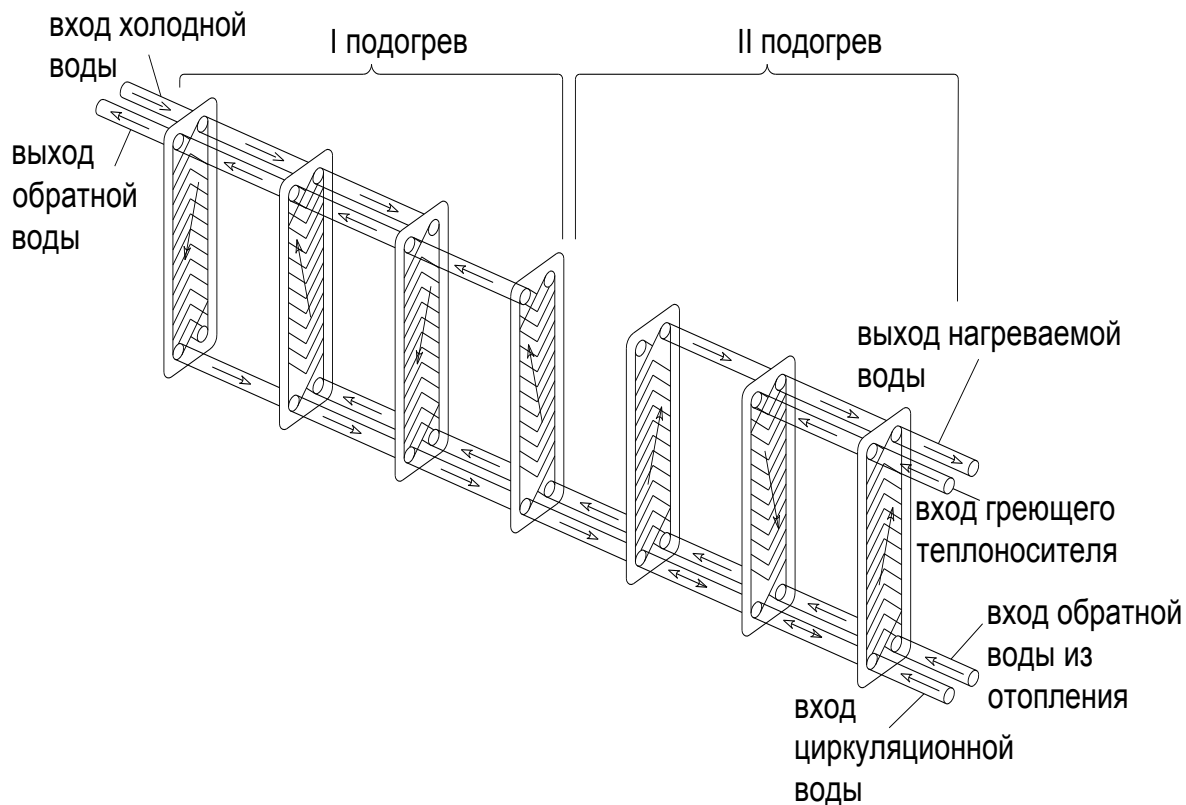


Рисунок 2.3 - Схема компоновки подогревателей I и II ступени подогрева в одну установку с противоточным движением воды

2. Фактическая оптимальная скорость воды, м/с:

- для ГТ:

$$w_{\text{опт}} = 0,4 \text{ м/с (принято).}$$

Число каналов по ГТ:

$$m_1 = \frac{M_1}{\rho_1 \cdot w_{\text{опт}} \cdot f_{01}}$$

где M_1 - расход греющего теплоносителя, кг/с; $\rho_1, \text{кг/м}^3$ - плотность ГТ; $f_{01}, \text{м}^2$ - площадь поперечного сечения одного канала.

3. Компоновка ТА симметричная, т.е. $m_1 = m_2$. Общее живое сечение каналов в пакете походу ГТ и НТ:

$$f_1 = f_2 = m_1 \cdot f_{01}, \text{м}^2$$

4. Фактические скорости ГТ и НТ, м/с:

$$w_1 = \frac{M_1}{\rho_1 \cdot f_1}; \quad w_2 = \frac{M_2}{\rho_2 \cdot f_2}$$

3. Коэффициент теплоотдачи [3], Вт/м²·°С:

- для ГТ:

$$\alpha_1 = 1,16A \cdot [23000 + 283t_{\epsilon} - 0,63(t_{\epsilon})^2] \cdot w_1^{0,73},$$

где A = 0,368, для пластины 0,3; для 0,6 - A = 0,492; для 0,5Пр - A = 0,492; для

FR-14 - A = 0,526; $t_{\epsilon} = \frac{t_1 + t_2}{2}$;

- для НТ:

$$\alpha_2 = 1,16A \cdot [23000 + 283\tau_{\epsilon} - 0,63(\tau_{\epsilon})^2] \cdot w_2^{0,73}; \quad \tau_{\epsilon} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$$

4. Коэффициент теплопередачи K, Вт/ м²·°С:

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

где δ - толщина стенки пластины, м; λ_{cm} - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/ м·°С; β - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным $\beta = 0,7 - 0,85$.

5. Площадь поверхности теплообмена, м²:

$$F_{an} = \frac{Q}{K \cdot \Theta_m}$$

6. Количество ходов в теплообменнике X [3]:

$$X_1 = \frac{F_{an} + F_1}{2m_1 \cdot F_1},$$

где из источника: $m_1 = \frac{M_1}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot f_{o1}}$ - число каналов по ГТ в одном ходе; F_1 - поверхность нагрева одной пластины, м²; f_{o1}, m^2 - площадь поперечного сечения одного канала.

Число ходов округляется до целой величины. В одноходовых теплообмен-

никах четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите.

В многоходовых теплообменниках часть штуцеров должна располагаться на подвижной плите, что вызывает некоторые сложности при эксплуатации.

Поэтому целесообразней вместо устройства многоходового теплообменника разбить его по числу ходов на отдельные теплообменники, соединенные по одному теплоносителю последовательно, а по другому - параллельно, с соблюдением противоточного движения.

В случае если соотношение ходов, определенное по формуле п. 1 оказалось $X_1/X_2 > 2$, то теплообменник собираем из двух отдельных теплообменников и более, и расход того теплоносителя, у которого получилось меньше ходов, уменьшаем в 2 раза и более.

7. Действительная поверхность нагрева теплообменника, м²:

$$F_a = (2m_1 X_1 - 1)F_1$$

8. Потери давления [3], кПа:

- для НТ:

$$\Delta P_2 = \varphi_2 \cdot B_n \cdot (33 - 0,08\tau_e) w_2^{1,75} \cdot X_2$$

- для ГТ:

$$\Delta P_1 = \varphi_1 \cdot B_n \cdot (33 - 0,08t_e) w_1^{1,75} \cdot X_1,$$

где $\varphi_1=1$ - коэффициент, учитывающий накипеобразование, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным; при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi_2 = 1,5 - 2,0$; B_n - коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается для пластины 0,3 - $B_n = 4,5$; для 0,6 - $B_n = 3,0$; для 0,5П - $B_n = 3,0$; для FR-14 - $B_n = 2,77$.

Исходные данные для проектирования ТА по методике СП 41-101-95 и модернизированной методике СП 41-101-95 приведены в таблице 2.8 для ПТА FR-14-73-1 (фирма-изготовитель «Функе-Тюмень»), а для аппаратов с пластинами 0,3 взяты из литературы.

Результаты теплового расчета приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Результаты теплового расчета ПТА

Пар а- метр	Раз- мер- ность	тип пластины							
		FP14	FP14	0,3	0,3	0,5	0,5	0,6	0,6
		методы							
		1	2	1	2	1	2	1	2
Θ_m	°C								
ω_1	м/с								
α_1	$\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$								
ω_2	м/с								
α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$								
K	$\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$								
F	м²								
Q	кВт								

Примечание: 1 – классический метод; 2 – метод по СП 41-101-95

3 РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

3.1 Теоретическая часть

В настоящее время для подогрева сетевой воды применяют теплофикационные подогревательные установки поверхностного типа, что позволяет исключить смешение теплоносителей. Качество сетевой воды, прокачиваемой через поверхность нагрева сетевых подогревателей, значительно ниже качества конденсата пара турбин, поэтому в сетевой воде, несмотря на предварительную обработку, могут присутствовать продукты коррозии, соли жесткости и другие примеси. Таким образом, обеспечение высокой плотности сетевых подогревателей является важной задачей конструирования. Греющий пар омывает трубки поверхности теплообмена снаружи, а сетевая вода циркулирует внутри трубок.

В зависимости от температурного графика теплосети подогрев воды в основных сетевых подогревателях осуществляется от 40-70 °С до 70-120 °С.

В качестве греющей среды может использоваться пар под давлением ниже барометрического, что ужесточает требования к высокой плотности сетевых подогревателей и вызывает необходимость применения воздухоотсасывающих устройств для удаления неконденсирующихся газов из парового пространства сетевых подогревателей [4].

По конструкции различают сетевые подогреватели вертикального и горизонтального типов. Например, маркировка ПСГ-5000-3,5-8-II обозначает горизонтальный сетевой подогреватель с площадью поверхности теплообмена 5000 м², расчетным избыточным давлением в паровом пространстве 3,5 кгс/см² (0,35 МПа), в водяном пространстве - 8 кгс/см² (0,8 МПа), второй модификации.

Горизонтальные сетевые подогреватели входят в состав отопительных установок крупных теплофикационных турбин изготовления АО ТМЗ и АО ЛМЗ и производятся этими же заводами.

Горизонтальные сетевые подогреватели (ПСГ) располагаются непосредственно под цилиндрами турбины. ПСГ представляет собой пароводяной, поверхностный, горизонтальный кожухотрубный теплообменный аппарат, состоящий из корпуса с приваренными к нему водяными камерами и центрального трубного пучка из прямых трубок, развальцованных с обеих сторон в трубных досках и опирающихся на промежуточные перегородки [4].

Трубный пучок расположен с эксцентриситетом относительно продольной оси корпуса, что позволяет создать в зоне, прилегающей к месту ввода пара, симметричный клиновой раздающий коллектор, охватывающий пучок, распределяющий пар по его периферии и обеспечивающий равномерный доступ пара внутрь пучка с примерно одинаковой скоростью.

Для компенсации температурных расширений трубного пучка на корпусе подогревателей со стороны поворотной водяной камеры устанавливаются линзовые компенсаторы.

Поворотная камера служит для перепуска потока сетевой воды из одного хода в другой. Передняя (входная) водяная камера служит для подвода и отвода сетевой воды. Ходы образуются перегородками в передней и поворотной водяных камерах.

Плоскости соприкосновения перегородок с трубными досками уплотняются прокладками для предотвращения перетекания воды помимо трубок пучка. Около трубных досок в паровом пространстве некоторых модификаций подогревателя предусмотрены выделенные перегородками солевые отсеки для сбора и отвода засоленного присосами сетевой воды конденсата.

Греющий пар поступает из отбора турбины в аппарат через патрубки, внутри которых смонтированы концентрические поворотные насадки-рассекатели. Количество пароподводящих патрубков выбирается таким, чтобы обеспечить равномерное распределение паровой нагрузки по длине трубного пучка. В некоторых модификациях подогревателей напротив пароподводящих патрубков в первых рядах по периферии пучка устанавливаются отглушенные стальные трубки, обеспечивающие защиту трубок поверхности теплообмена от эрозии.

Конденсат греющего пара сливается в нижнюю часть корпуса, оттуда в сборник конденсата, а затем на всос конденсатных насосов. В трубах, соединяющих корпус подогревателя с конденсатосборником, установлены специальные спрофилированные сопла (воронки), препятствующие обратному ходу среды при вскипании конденсата в конденсатосборнике из-за сброса нагрузки турбиной и снижения давления пара в отборах.

Паровоздушная смесь удаляется из подогревателя эжектором через коллектор, расположенный в воздухоохладителе, выделенном в трубном пучке первого хода сетевой воды для конденсации и охлаждения паровоздушной смеси.

Конструкция подогревателя обеспечивает герметичность, удобство ремонта, компенсацию температурных удлинений трубок, отвод неконденсирующихся газов из парового пространства и воздуха из водяных и паровых полостей, дренирование водяного и парового пространств, возможность глушения, замены и чистки трубок с водяной стороны.

Аппарат снабжен двумя седловыми опорами, одна из которых является неподвижной. Расстояние между неподвижной и подвижной опорами определяется расчетом в зависимости от длины и массы аппарата с учетом температурных удлинений.

Технические характеристики подогревателя сетевой воды ПСГ-5000-3,5-8:

1. Поверхность нагрева, м ²	5000
2. Давление в трубной системе, МПа	0,882
3. Давление в корпусе, МПа	0,441
4. Температура сетевой воды на выходе, °С	115
5. Температура пара (максимальная), °С	300
6. Пробное гидравлическое давление в трубной системе, МПа	1,18
7. Пробное гидравлическое давление в корпусе, МПа	0,74
8. Расход сетевой воды, м ³ /с	2,0
9. Объем трубной системы, м ³	45
10. Объем корпуса, м ³	60
11. Вес подогревателя, полностью заполненного водой, кг	91890

На рисунке 3.1 показана конструкция подогревателя ПСГ-5000-3,5-8-2 с поверхностью теплообмена 5000 м².

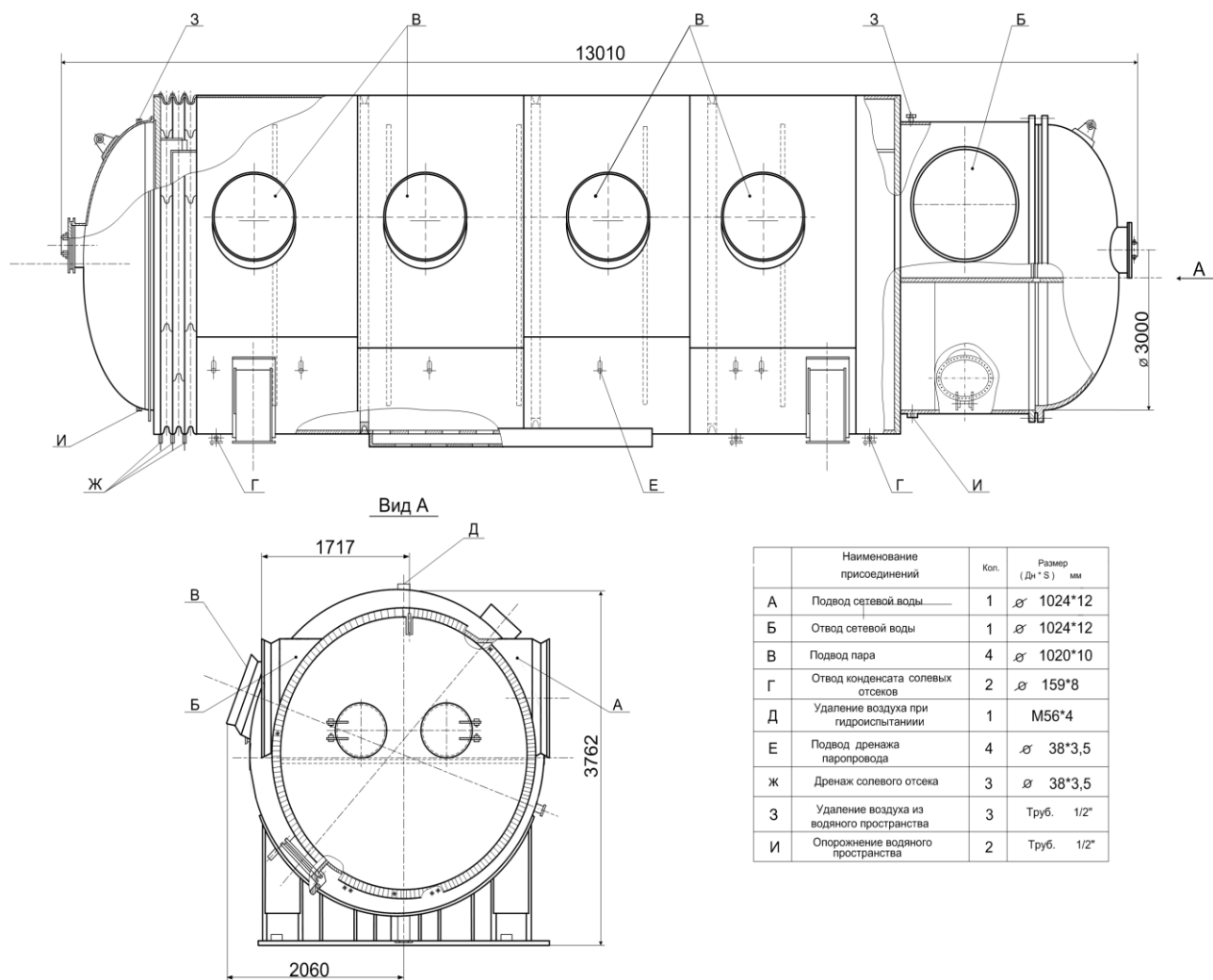


Рисунок 3.1 - Подогреватель сетевой воды ПСГ-5000-3,5-8-2
турбины Т-180/210-130-2

3.2 Методика расчета сетевых подогревателей горизонтального типа

Цель расчета – уточнение величины теплопроизводительности ПСГ и недогрева сетевой воды до температуры насыщения греющего пара при давлении пара на входе в ПСГ, а также величины коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи, эффективной поверхности теплообмена и коэффициента рекуперации. Методика разработана для ПСГ-5000-3,5-8-II, эксплуатирующихся на Тюменской ТЭЦ-2 и может быть применена для других модификаций ПСГ.

Исходные данные:

$M_B = G_B$ – расход сетевой воды, т/ч;

$W_B = (M_B \cdot C_{рв})/3,6$ - водяной эквивалент сетевой воды, Вт/ К;

$C_{рв}$ – теплоемкость сетевой воды, Дж/кг·К (таблица 3.2).

ρ_B – плотность сетевой воды, кг/м³ (таблица 3.2);

τ_1 – температура сетевой воды на входе в ПСГ, °С;

τ_2 – температура сетевой воды на выходе из ПСГ, °С;

X – число ходов воды;

d_n и $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр трубки, м;

N_d – действительное количество трубок (полное);

$N_{загл}$ – количество заглушенных трубок, шт.;

$\lambda_{ст}$ – теплопроводность стали марки 08Х18Н10Т, $\frac{Вт}{м \cdot К}$;

$P_{тф}$ – избыточное давления пара в отборе, кг/см²;

L – длинна трубок в одном ходе, м;

a – коэффициент загрязнения.

Значения исходных данных для ПСГ-5000-3,5-8-II, работающих в номинальном режиме и переменных эксплуатационных режимах с соответствующими конструктивными параметрами приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 Исходные данные для ПСГ-5000-3,5-8-II

№ п/п	Обозначение	Размерность	Значение параметров номиналь- ного ре- жима	Значение параметров эксплуатационного режима									
				Варианты заданий									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	N_o	шт	7007	7007									
2	$N_{загл}$	шт	0	15	23	0	40	50	30	75	45	57	100
3	$N_{возд}$	шт	546	546									
5	L	м	9,0	9,0									
6	d_n	м	0,025	0,025									
7	X	-	4	4									
9	M_6	т/ч	6000	3425,25	4230,8	4553,04	3365,7	4456,7	4362,4	3269,5	6876,2	4773	3369,8
10	$d_{вн}$	м	0,023	0,023									
11	τ_1	°C	105,7	55,5	52,8	52,0	51,4	52,2	50,6	63,4	49,6	47,5	48,6
12	τ_2	°C	129	84,7	86,4	86,1	78	84,6	80,5	92,3	80,3	75,2	75,9
16	$\lambda_{ст}$	$\frac{Вт}{м \cdot K}$	16,3	16,3									
17	a	-	1,0	1,0									

По формулам таблицы 3.2 определяются фактические теплофизические свойства воды на линии насыщения [1] в зависимости от $\tau_{cp} = \frac{\tau_2 + \tau_1}{2}$.

Таблица 3.2 Теплофизические свойства воды

Параметр	Зависимость	Диапазон значений
Плотность ($\rho_{\text{в}}$), кг/м ³	$1005 - 0,0025(\tau_{cp} + 37)^2$	$\tau_{cp} = 5...300^\circ\text{C}$
Динамическая вязкость ($\mu_{\text{в}}$), Па·с	$(28000 / \tau_{cp}) \cdot 10^{-6}$	$\tau_{cp} = 55...370^\circ\text{C}$
Кинематическая вязкость ($\nu_{\text{в}}$), м ² /с	$\mu_{\text{в}} / \rho_{\text{в}}$	$\tau_{cp} = 50...370^\circ\text{C}$
Теплопроводность ($\lambda_{\text{в}}$), Вт/(м·К)	$[68,73 - 0,0006(\tau_{cp} - 140)^2] \cdot 10^{-2}$	$\tau_{cp} = 15...355^\circ\text{C}$
Теплоемкость ($C_{p_{\text{в}}}$), Дж/(кг·К)	$4187 + 1,05 \cdot 10^{-7}(\tau_{cp} + 35)^4$	$\tau_{cp} = 20...300^\circ\text{C}$
Число Прандтля ($Pr_{\text{в}}$)	$200 / (\tau_{cp} + 5,5) - 0,15$	$\tau_{cp} = 27...175^\circ\text{C}$

Порядок расчета:

Количество рабочих трубок в ПСГ, шт.:

$$N_{\text{раб}} = N_{\text{д}} - N_{\text{загл}}$$

Площадь рабочей поверхности теплообмена по наружному диаметру трубок, м²:

$$F_{\text{раб}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot L \cdot N_{\text{раб}}$$

Скорость сетевой воды в трубках, м/с [1]:

$$\omega_{\text{в}} = \frac{M_{\text{в}} \cdot X}{3,6 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \right) \cdot N_{\text{раб}} \cdot \rho_{\text{в}}}$$

Средний (эталонный) для всей поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи для горизонтальных подогревателей рассчитывается по уравнению фирмы Метрополитен-Виккерс, Вт/м²·К:

$$K_0 = 1069 \sqrt{\omega_{\text{в}}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\tau_1 + \tau_2}{2} + 17,8}$$

Коэффициент теплопередачи с учетом различных поправок [1]:

$$K_0^* = \beta_{\text{ч}} \cdot \beta_{\text{в}} \cdot \beta_{\text{д}} \cdot K_0$$

где $\beta_{\text{ч}} = 0,85$, поправка на степень технической чистоты трубок;
 $\beta_{\text{в}} = 1 - 0,225 \cdot N_{\text{возд}} / N_{\text{раб}}$ – поправка на влияние эффективности работы воздухоохладителя, здесь $N_{\text{возд}}$ – количество трубок в зоне воздухоохладителя;
 $\beta_{\text{д}} = 1 - 5(d_{\text{н}} - 0,019)$ – поправка на отклонение наружного диаметра трубок.

Далее рассчитывается коэффициент теплопередачи K^* с учетом теплопроводности материала трубок $\lambda_{\text{ст}}$, если она отличается от величины теплопроводности латуни Л68 (104,7 Вт/(м*К)) [1]:

$$K^* = \frac{1}{\frac{1}{K_0^*} + \left(\frac{d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}}{2\lambda} \right) - 0,71633 \cdot 10^{-5}},$$

где $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала трубок, Вт/(м*К); $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, м; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубок, м.

На следующем этапе вводится влияние загрязнения трубок [1]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{K^*} + R_{\text{загр}}} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{K^*} + \frac{1}{a} - 1}} = a \cdot K^*$$

где $R_{\text{загр}}$ – термическое сопротивление слоя загрязнений. $R_{\text{загр}}$ может определяться непосредственно, если известны толщина (δ) и коэффициент теплопроводности загрязнений $R_{\text{загр}} = \frac{\delta}{\lambda_{\text{загр}}}$;

Недогрев сетевой воды находится по зависимости [1], °С:

$$\delta t = \frac{\tau_2 - \tau_1}{2,72 \frac{3,6 \cdot K \cdot F_{\delta \dot{a} \dot{a}}}{M_{\dot{a}} \cdot C_{\delta \dot{a}}} - 1}$$

Температура насыщения пара, °С: $t_{\text{н}} = \tau_2 + \delta t$

Число Рейнольдса сетевой воды: $Re_{\text{в}} = \frac{\omega_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в}}}$

где $\nu_{\text{в}}$ – кинематическая вязкость, м²/с определялась по формуле таблицы 3.2.

Для того чтобы перейти к дифференцированному методу расчета характеристик подогревателей, коэффициент теплоотдачи со стороны сетевой воды для базового варианта можно рассчитывать по известной зависимости [1, 2], $Bm / m^2 \cdot K$:

$$\alpha_g = 0,023 Re_g^{0,8} Pr_g^{0,4} \frac{\lambda_g}{d_{гн}}$$

где Pr_g - число Прандтля воды (таблица 3.2); λ_g - коэффициент теплопроводности воды, $Bm / m \cdot K$ (таблица 3.2).

Коэффициент теплоотдачи со стороны пара может быть найден по разнице между полным термическим сопротивлением и термическими сопротивлениями воды и стенки трубок поверхности теплообмена; $Bm / m^2 \cdot K$ [1, 2]:

$$\alpha_n = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_g} - \frac{d_n - d_g}{2\lambda_{cm}}}$$

где K – коэффициент теплопередачи базового варианта аппарата.

Далее, если это необходимо, полученные значения коэффициентов теплоотдачи по водяной и паровой сторонам могут быть изменены для учета влияния различных факторов либо путем модификации самих зависимостей, либо путем введения соответствующих поправок.

Величину коэффициента теплопередачи модифицированного аппарата можно затем получить по известной зависимости для плоской стенки, что является допустимым, так как отношение наружного и внутреннего диаметров трубок не превышает величины $(d_n/d_{гн}) = 1,8$ [1, 2]:

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{d_n - d_{гн}}{2 \cdot \lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_n}}$$

Среднелогарифмическая разность температур при конденсации пара определялась зависимостью [1, 3, 4], $^{\circ}C$:

$$\Theta_m = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\ln \frac{t_n - \tau_1}{t_n - \tau_2}}$$

где t_n - температура насыщения водяного пара, °C, которая определяется по давлению пара в аппарате с помощью таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара.

Фактический коэффициент теплопередачи определялся по уравнению [5]:

$$K_{\phi} = \frac{w_{\epsilon} \cdot f_{\epsilon} \cdot N_{\text{раб}} \cdot C_{p\epsilon} (\tau_2 - \tau_1) \cdot \rho_{\epsilon}}{X \cdot F_{\text{раб}} \cdot \Theta_m}$$

где $C_{p\epsilon}$ и ρ_{ϵ} рассчитываются по формулам таблицы 3.2; $f_{\epsilon} = (\pi d_{\text{вн}}^2)/4$, м² – площадь поперечного сечения одной трубки.

Погрешность расчета :

$$\delta_k = \frac{K_m - K_{\phi}}{K_m} \cdot 100;$$

Теплофикационная нагрузка (теплопроизводительность) ПСГ, Вт.

$$Q = \frac{M_{\epsilon} \cdot C_{p\epsilon} (\tau_2 - \tau_1)}{3,6}$$

Площадь поверхности теплообмена, м² :

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Theta_m}$$

Погрешность расчета:

$$\delta_F = \frac{F_{\text{раб}} - F}{F_{\text{раб}}} \cdot 100;$$

Проверка достоверности расчетов уравнения теплового баланса:

$$M_{\epsilon} \cdot C_{p\epsilon} \cdot (\tau_2 - \tau_1) = K \cdot F \cdot \Theta_m$$

Коэффициент рекуперации: $R = 1 - \frac{\Theta_m}{t_1 - \tau_1}$

Гидравлическое сопротивление трубного пучка определяется потерями на трение при течении воды в трубках. Сопротивление водяных камер включает в себя потери напора на местные сопротивления. В общем случае гидравлическое сопротивление сетевого подогревателя вычисляется по формуле; кПа [1, 6, 7]:

$$H = \left(\xi \frac{X \cdot L}{d_{\text{вн}}} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho_{\epsilon} \omega_{\epsilon}^2}{2} \cdot 10^{-3}$$

где H – гидродинамическое сопротивление сетевого подогревателя, кПа; ξ – коэффициент трения; $\xi \left(\frac{X \cdot L}{d_{вн}} \right) = \xi_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения; $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений. Потерями на ускорение неизотермического потока пренебрегаем.

Первое слагаемое в приведенном выражении соответствует гидравлическому сопротивлению трубок пучка, а второе – гидравлическому сопротивлению водяных камер аппарата.

Коэффициент трения рассчитывается обычно по следующей зависимости, справедливой в диапазоне изменения чисел Рейнольдса (Re) от 10^4 до $5 \cdot 10^6$, характерном для режимов работы подогревателя сетевой воды [1, 6, 7]:

$$\xi = (1,821 \cdot \lg Re_{\epsilon} - 1,64)^{-2}$$

где $Re_{\epsilon} = \frac{\omega_{\epsilon} \cdot d_{вн}}{\nu_{\epsilon}}$; ν_{ϵ} – кинематическая вязкость сетевой воды, m^2/c (таблицы 3.2).

Коэффициенты местных сопротивлений зависят исключительно от конструкции подогревателя и его элементов. Для прямотрубных аппаратов:

$$\sum \xi = 3 + 2,5 \cdot (X - 1)$$

Другая известная зависимость – упрощенная формула С.Ф. Копьева – используется для расчета гидродинамического сопротивления подогревателей и представляет собой формулу, в которой коэффициент трения $\xi = 0,03$ для стальных трубок и $\xi = 0,02$ – для латунных трубок.

Применительно к четырехходовым ПСГ (трубки стальные) формула (2.22) приобретает вид, кПа [1, 6, 7]:

$$H_{ст} = 0,003 \left(0,04 \frac{L}{d_{вн}} + 3,5 \right) \frac{\rho_{\epsilon} \cdot \omega_{\epsilon}^2}{2}$$

Гидравлическое сопротивление рассчитать по формулам (2.22) и (2.25). Определить погрешность расчета.

Для расчета ПСГ-5000-3,5-8-II, эксплуатирующихся на Тюменской ТЭЦ-2, необходимо использовать исходные данные номинального и эксплуатационного режимов ПСГ.

Режимы эксплуатации представлены в таблице 3.1. Экспериментальная схема представлена на рисунке 3.1.

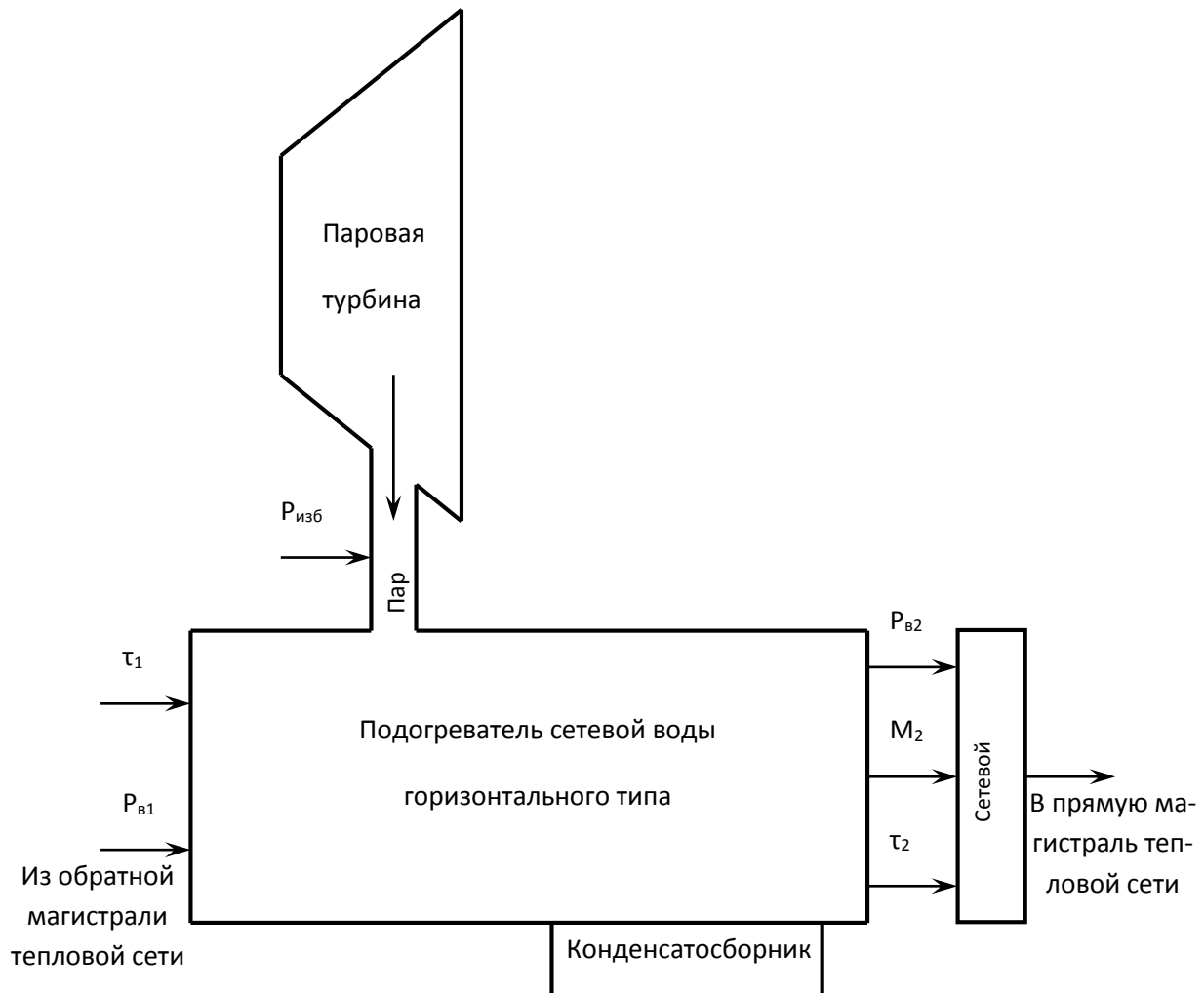


Рисунок 3.1 – Схема измерения параметров воды и пара

3.3 Результаты расчета эксплуатационного режима работы псг-5000-3,5-8-II

Результаты расчета эксплуатационного режима внести в таблицу. В таблице 3.3, в виде примера, приведены результаты расчета ПСГ-5000-3,5-8-II, работающих в номинальном режиме.

Таблица 3.3-Результаты расчета номинального режима работы
ПСТ-5000-3,5-8-II

Параметры	Расчетные значения	Параметры	Расчетные значения
τ_{cp}	117,35	K_m	3754
ρ_B	945,44	$\Delta\tau$	23,3
w_B	2,423	Θ_m	8,863
K_o^*	4712	K_ϕ	3756
K^*	3753	δ_K	0,053
C_{PB}	4243,6	$Q \cdot 10^{-6}$	162,73
δt	1,812	F	4888
$v_B \cdot 10^7$	2,523	δ_F	1,25
λ_B	0,684	t_H	130,81
P_{GB}	1,478	R	0,647
Re_B	220853	H_{CT}	159,51
α_B	15078	δ_K	0,05
α_n	7208		

3.4 Контрольные вопросы к защите работы

1. Как рассчитывается коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку ПСТ: по классической формуле; по формуле «Метрополитен – Вилкерс»; по формуле УГТУ-УПИ, г.Екатеринбург, по новой формуле?
2. Для чего используется уравнение теплового баланса и как оно выглядит применительно к ПСТ?
3. В каких случаях при расчете трубчатой поверхности теплообмена применима формула коэффициента теплопередачи через плоскую стенку?
4. Напишите формулу для определения среднелогарифмического напора теплоносителей, применительно к ПСТ.
5. Из каких основных элементов состоит ПСТ?

6. Назначение ПСГ, схемы работы в период «зима-лето», пределы температур сетевой воды в прямой и обратной магистрали тепловой сети.
7. Напишите формулы гидравлического расчета ПСГ.
8. Какой параметр является основным для определения технического состояния ПСГ в условиях эксплуатации на ТЭЦ. Напишите формулу.
9. Можно ли рассчитать коэффициент теплопередачи без критериев теплового подобия, какие Вы знаете?
10. Какие режимы движения теплоносителей в ПСГ. Какой характерный критерий?

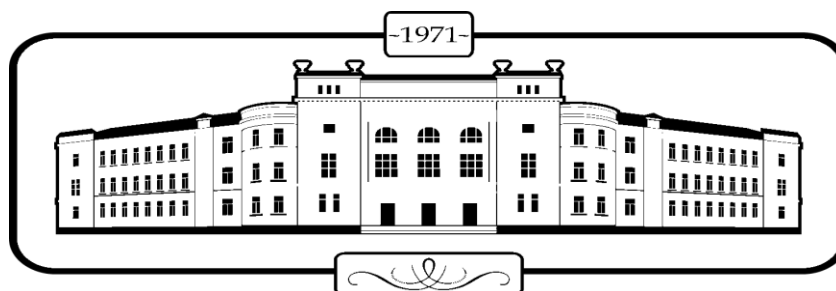
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплообменные аппараты ТЭС: учебное пособие для вузов/ Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин.- 2-е изд., перераб..- М.: МЭИ, 2002.- 260 с.: ил.
2. Теплотехника: учебник/ под ред. В. Н. Луканина.- 6-е изд., стер..- Москва: Высшая школа, 2008.- 671 с.: ил.
3. Чекардовский М.Н. Разработка методов определения эффективности работы теплообменных аппаратов в системе теплоснабжения/ М.Н. Чекардовский, С.М. Чекардовский, К.Н. Илюхин, В.Е. Ушаков. – Тюмень: Изд-во ТГСХА, 2009. - 145с.
4. Аронсон К.Э. Теплообменники энергетических установок/ Аронсон К.Э., Блинков С.Н., Брезгин В.И и др. Екатеринбург: изд-во «Сократ», 2002. - 968с.
5. Берман С.С. Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок. М.; Л.; Госэнергоиздат, 1998. - 240с.
6. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам/ Бажан П.И., Каневец Г.М., Селиверстов В.М. - М.: Машиностроение, 1989. - 366 с.
7. Калафати Д.Д. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена/ Калафати Д.Д., Попалов В.В. -М.: Энергоатомиздат, 1986. - 120с.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

“ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ”



Кафедра «Инженерные системы и сооружения»

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Выполнил:

Проверил: д.т.н. Чекардовский М.Н.

Тюмень, 20__ г

Чекардовский М.Н., Илюхин К.В., Чекардовский С.М.

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

методические указания к курсовой работе

В авторской редакции