

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Шебзухова Татьяна Александровна

Должность: Директор Пятигорского института (филиал) Северо-Кавказского
федерального университета

Дата подписания: 19.09.2023 11:53:56

Уникальный программный ключ:

d74ce93cd40e39275c3ba2f38486412a18e190

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования**

«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт сервиса, туризма и дизайна (филиал) СКФУ в г. Пятигорске

О.А. Макличенко

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ**

по дисциплине

ТЕПЛО- И ХЛАДОТЕХНИКА

Направление подготовки 19.03.04 Технология продукции и организация
общественного питания

Направленность (профиль) Технология и организация ресторанного дела

Квалификация выпускника: бакалавр

Для заочной формы обучения

Пятигорск, 2021 г.

Содержание

Введение

Практическая работа № 1. Нагревание

Практическая работа № 2. Выпаривание

Список рекомендуемой литературы

Введение

Изучение дисциплины рекомендуется вести в следующем порядке: внимательно ознакомиться с содержанием соответствующего раздела рабочей программы и методическими указаниями, прочитать по учебнику материал, рекомендуемый в программе для изучения данной темы.

При изучении материала полезно составлять конспекты по каждой теме изучаемой дисциплины.

Для положительной аттестации по дисциплине от студента требуется знание теоретических положений дисциплин, понимание физической сущности изучаемых явлений и процессов, умение применять теоретические положения к решению практических задач и выполнению лабораторных работ.

В результате освоения компетенций ОПК-2, ОПК-3, ПК-5 студент должен знать понятие термодинамической системы, первый закон термодинамики, второй закон термодинамики, рабочие процессы холодильных машин, принципы получения искусственного холода; термодинамические процессы идеальных газов, круговые термодинамические процессы (циклы), основы термодинамики необратимых процессов; основные проблемы научно-технического развития пищевой промышленности; способы рационального использования сырьевых, энергетических и других видов ресурсов; технологии выполнения основных процессов тепло- и хладотехники; уметь применять физические законы механики, молекулярной физики, термодинамики, электричества и магнетизма для решения типовых задач; использовать знания инженерных процессов при определении теплопроводности, параметров теплоотдачи, теплопередачи, толщины термоизоляционного слоя; осуществлять контроль качества, безопасности сырья и готовой продукции с использованием нормативной документации, основных и прикладных методов исследований при холодильном хранении пищевых продуктов; владеть методиками расчета при определении показателей теплоотдачи, теплопередачи, теплового излучения; владеть навыками эксплуатации современного теплового, холодильного оборудования и приборов; навыками выбора режимов процессов тепло- и хладотехники; навыками интерпретации полученных в процессе анализа результатов и формулирования выводов и рекомендаций.

Дисциплина «Тепло- и хладотехника» входит в обязательную часть дисциплин модуля (Б1.О.22) подготовки бакалавра по направлению 19.03.04 Технология продукции и организация общественного питания, направленности (профиля) Технология и организация ресторанного дела. Ее освоение происходит в 3 семестре.

1. НАГРЕВАНИЕ

1.1. Расчет кожухотрубчатого теплообменника.

Рассчитать горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник, в трубном пространстве которого при давлении P_1 движется теплоноситель «1» со средней скоростью w_1 . Теплоноситель «1» охлаждается (нагревается) от начальной температуры t_{H1} до конечной t_{K1} . В межтрубное пространство теплообменника подается теплоноситель «2» при давлении P_2 . Температура теплоносителя «2» изменяется от начальной t_{H2} до конечной t_{K1} . Трубы в теплообменнике стальные с незначительной коррозией, расположение труб шахматное.

Геометрические размеры теплообменника:

диаметр кожуха D , мм;

диаметр труб $d \times \delta$, мм,

общее число труб n ;

длина труб L , м;

число ходов в трубном пространстве Z ;

площадь поверхности теплообмена F , m^2 .

В вариантах 1-15, 29-35 заданием предусматривается наличие поперечных перегородок в межтрубном пространстве теплообменника. Площадь проходного сечения в вырезе перегородки $S_{ПЕР}$ составляет 25% от площади сечения межтрубного пространства S_2 . В вариантах 16 - 28 контрольного задания теплообменники не имеют поперечных перегородок в межтрубном пространстве.

Требуется определить:

среднюю разность температур между теплоносителями;

среднюю температуру каждого теплоносителя;

теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах;

массовый и объемный расход теплоносителя «1»;

тепловую нагрузку аппарата;

массовый и объемный расход теплоносителя «2»;

среднюю скорость теплоносителя «2»;

значение критерия Рейнольдса и режим движения каждого теплоносителя;

расчётные коэффициенты теплоотдачи со стороны каждого теплоносителя;

расчётный коэффициент теплопередачи без учёта загрязнений стенки;

расчётный коэффициент теплопередачи с учётом загрязнений стенки;

температуру стенки со стороны каждого теплоносителя;

уточнённый коэффициент теплопередачи;

диаметры штуцеров для подачи теплоносителей (принимая допустимые скорости движения теплоносителя по трубам). Подобрать штуцера, исходя из ряда условных диаметров D_y : 20, 25, 32, 40, 50, 70, 80, 100, 125, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500 мм;

гидравлическое сопротивление трубного и межтрубного пространства для изотермического потока, а также число перегородок в межтрубном пространстве, если их наличие в теплообменнике предусмотрено заданием;

необходимую площадь поверхности теплообмена.

Задания взять из таблицы 1.1 и 1.2 по последним двум цифрам зачетной книжки.

Сделать вывод о том, достаточна ли площадь поверхности теплообменника с заданными геометрическими характеристиками для проведения процесса в определенном заданием температурном интервале.

Таблица 1.1.

	Трубное пространство теплообменника					Межтрубное
	теплоноситель «1»	P_1 , МПа	$t_{н1}$, °C	$t_{к1}$, °C	ω_1 , м/с	теплоноситель «2»
1	Аммиак (газ)	0,30	100	5	6,0	22,4%-ный раствор NaCl
2	Аммиак (газ)	0,30	90	30	8,0	Вода
3	Аммиак (газ)	0,50	20	70	13,0	Водяной конденсат
4	Азот	0,15	20	100	10,0	Водяной конденсат
5	Азот	0,15	100	20	9,0	Вода
6	Вода	0,60	20	35	0,05	Азот
7	Водяной конденсат		180	100	0,02	Воздух
8	15%-ный раствор NaCl	0,20	10	5	0,03	Воздух
9	Вода	0,60	25	40	0,01	Воздух
10	Вода	0,60	20	30	0,04	Этан
11	Воздух	0,20	300	200	10,0	Этан
12	Этан	0,40	60	250	6,0	Этилен
13	Этилен	0,20	60	5	10,0	24,7%-ный раствор CaCl ₂
14	Этилен	0,20	60	5	5,0	24,7%-ный раствор CaCl ₂
15	Этилен	0,80	100	50	4,0	Вода
16	Анилин	0,20	180	60	0,6	Вода
17	Ацетон	0,20	56	40	0,5	Вода
18	Бензол	0,20	80	60	0,4	Вода
19	Бутиловый спирт	0,15	117	40	0,9	Вода
20	Метиловый спирт	0,15	64	38	1,0	Вода
21	Октан	0,17	136	45	0,6	Вода
22	Сероуглерод	0,12	46	25	0,6	Вода
23	Толуол	0,15	110	70	0,5	Вода
24	Четыреххлористый угле- род	0,12	76	42	0,4	Вода
25	Этиловый спирт	0,15	78	38	0,5	Вода
26	Гексан	0,20	70	40	0,7	Вода
27	Анилин	0,15	180	75	0,6	Вода
28	Ацетон	0,20	50	38	0,8	Вода
29	Бензол	0,18	80	50	0,7	Вода
30	Бутиловый спирт	0,20	117	60	0,8	Вода
31	Метиловый спирт	0,16	64	40	0,8	Вода
32	Октан	0,18	130	80	0,7	Вода
33	Сероуглерод	0,20	46	28	0,7	Вода
34	Толуол	0,21	110	80	0,4	Вода
35	Этиловый спирт	0,23	78	45	0,4	Вода

Таблица 1.2

№	Пространство теплообменника			Геометрические размеры теплообменника					
	P_2 , МПа	t_{H2} , °C	t_{K2} , °C	D, мм	$d \times \delta$, мм	n	L, м	Z	F, м ²
1	0,20	-15	-5	500	20×2	202	3,0	2	38,0
2	0,60	7	20	600	20×2	370	2,0	2	47,0
3	0,20	110	60	600	20×2	389	2,0	1	49,0
4	0,50	150	120	400	20×2	166	4,0	2	42,0
5	0,60	20	40	400	25×2	111	3,0	1	26,0
6	0,12	80	50	325	20×2	100	1,5	1	9,5
7	0,12	20	120	400	25×2	100	4,0	2	31,0
8	0,12	70	25	273	25×2	37	1,0	1	3,0
9	0,40	150	60	600	20×2	389	2,0	1	49,0
10	0,20	90	30	273	20×2	61	2,0	1	7,5
11	0,15	50	180	400	25×2	100	4,0	2	31,0
12	0,40	300	100	600	25×2	257	4,0	1	81,0
13	0,20	-20	0	800	25×2	404	2,0	4	63,0
14	0,20	-20	-10	400	20×2	156	2,0	2	21,0
15	0,60	25	40	500	25×2	132	6,0	2	62,0
16	0,12	25	40	1200	25×2	1090	6,0	2	59
17	0,15	25	40	1200	25×2	1090	4,0	2	338
18	0,18	20	40	1000	25×2	754	6,0	2	353
19	0,18	25	35	1000	25×2	754	4,0	2	234
20	0,20	25	40	1000	25×2	754	3,0	2	175
21	0,15	20	36	800	25×2	450	6,0	2	212
22	0,22	10	25	600	25×2	244	6,0	2	114
23	0,17	25	40	600	25×2	244	3,0	2	57
24	0,15	24	35	400	25×2	100	4,0	2	31
25	0,20	24	35	400	25×2	100	2,0	2	15
26	0,20	21	35	325	25×2	52	1,5	2	6,0
27	0,18	25	35	1000	25×2	702	3,0	2	163
28	0,20	24	35	800	25×2	408	4,0	2	128
29	0,21	25	35	1200	25×2	1028	6,0	4	479
30	0,19	23	40	1200	25×2	1028	4,0	4	479
31	0,17	20	35	1000	25×2	702	6,0	4	329
32	0,20	25	40	1000	25×2	702	4,0	4	218
33	0,18	18	26	800	25×2	408	4,0	4	20
34	0,19	25	40	800	25×2	408	3,0	4	20
35	0,20	25	40	800	25×2	210	4,0	4	14

Примечание. Теплофизические свойства некоторых веществ приведены в приложении.

1.2. Пример расчета.

Рассчитать горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник (рис. 1.2.) при следующих условиях:
 теплоноситель «1» - метиловый спирт ($P_1 = 0,098$ МПа (~ 1 кгс/см²); $\omega_1 = 0,8$ м/с; $t_{H1} = 60^\circ\text{C}$; $t_{K1} = 40^\circ\text{C}$);
 теплоноситель «2» - вода ($P_2 = 0,196$ МПа (~ 2 кгс/см²);
 $t_{H2} = 25^\circ\text{C}$; $t_{K2} = 35^\circ\text{C}$).

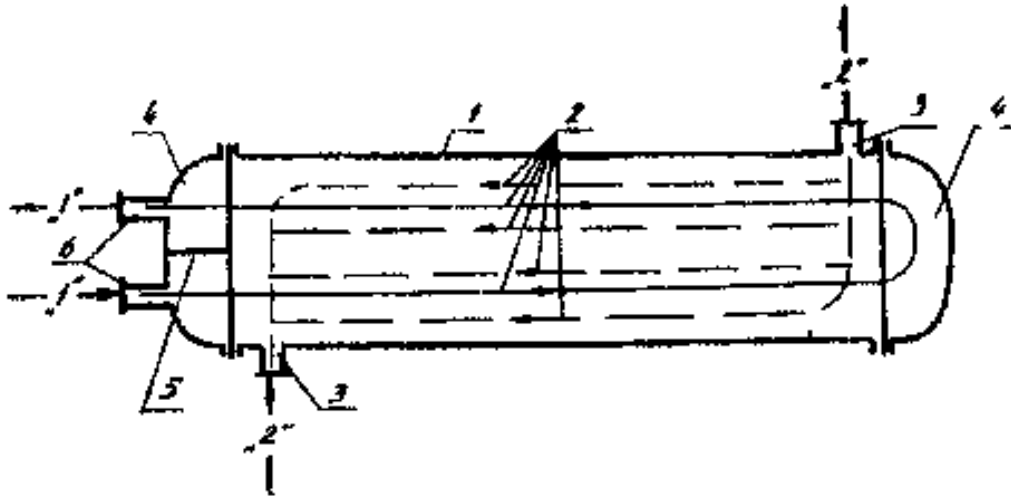


Рис.1.2. Схема двухходового горизонтального кожухотрубчатого теплообменника:
1 - корпус, 2 - трубный пучок, 3 - штуцера для теплоносителя «2», 4 - распределительная камера, 5 - перегородка, 6 - штуцера для теплоносителя «1»

Геометрические характеристики теплообменника: $D = 1200$ мм; $d \times \delta = 25 \times 2$ мм; $n = 1090$; $L = 9,0$ мм; $Z = 2$; $F = 765$ м².

В межтрубном пространстве теплообменника поперечные перегородки отсутствуют.

1. Определение средней разности температур между теплоносителями.

Температурная схема при противотоке:

$$t_{H1} = 60^\circ\text{C} \longrightarrow t_{K1} = 40^\circ\text{C}$$

$$t_{K2} = 35^\circ\text{C} \longleftarrow t_{H2} = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_B = 60 - 35 = 25^\circ\text{C}; \quad \Delta t_M = 40 - 25 = 15^\circ\text{C}$$

Для кожухотрубчатых теплообменников с четным числом ходов по трубному пространству и одним ходом в межтрубном пространстве средняя разность температур Δt_{cp} определяется по формуле [1, с. 167]

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_B + \Delta t_M + A}{\Delta t_B + \Delta t_M - A}} = \frac{22,36}{\ln \frac{25 + 15 + 22,36}{25 + 15 - 22,36}} = 17,75^\circ\text{C}$$

$$\text{где } A = \sqrt{(\delta t_1)^2 + (\delta t_2)^2} = \sqrt{(60 - 40)^2 + (35 - 25)^2} = 22,36^\circ\text{C}$$

2. Определение средней температуры теплоносителей.

В рассматриваемом случае $(t_{K2} - t_{H2}) < (t_{H1} - t_{K1})$, поэтому средняя температура теплоносителя с меньшим изменением температур, т. е. воды, определяется по соотношению

$$t_{cp2} = \frac{t_{K2} + t_{H2}}{2} = \frac{35 + 25}{2} = 30^\circ\text{C}$$

Средняя температура метилового спирта Δt_{CP1} определяется по формуле (4.82) [1, с. 167]:

$$t_{CP1} = t_{CP2} + \Delta t_{CP}$$

3. При средних температурах теплоносителей определяются их теплофизические свойства, значения которых затем заносятся в табл. 2.

4. Определение объемного и массового расхода метилового спирта .

Объемный расход метилового спирта

$$V_1 = \omega_1 \cdot S_1 = 0,8 \cdot 0,189 = 0,151 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\text{где } S_1 = \frac{n}{Z} \cdot 0,785 \cdot \frac{d_{вн}^2}{2} = \frac{1090}{2} \cdot 0,785 \cdot 0,021^2 = 0,189 \text{ м}^2.$$

Теплофизические свойства теплоносителей.

Теплоноситель	t _{ср} , °С	ρ, кг/м ³	C, Дж/(кг·К)	μ · 10 ³ , Па·с	λ, Вт/м·К
Метиловый спирт	47,75	765	2640	0,410	0,208
Вода	30,00	996	4180	0,804	0,618
Источники информации	[1, с. 195, 520] [1, с. 544, 520] [1, с. 538, 520] [1, с. 520, 543]				

Массовый расход метилового спирта

$$G_1 = \rho_1 \cdot V_1 = 765 \cdot 0,151 = 115,7 \text{ кг/с}$$

5. Определение теплового потока в аппарате:

$$Q = c_1 \cdot G_1 \cdot (t_{н1} - t_{к1}) = 2640 \cdot 115,7 \cdot (60 - 40) = 6108265 \text{ Вт},$$

где C₁ - теплоемкость метилового спирта при температуре t_{ср1} (табл. 2).

6. Определение объемного и массового расхода воды.

Массовый расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_{к2} - t_{н2})} = \frac{6108265}{4180 \cdot (35 - 25)} = 146,1 \text{ кг/с}$$

где C₂ - теплоемкость воды при температуре t_{ср2} (табл. 2)

Объемный расход воды

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{146,1}{996} = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$$

где ρ₂ - плотность воды при температуре t_{ср2}

7. Определение средней скорости воды:

$$\omega_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{0,15}{0,596} = 0,25 \text{ м/с}$$

где S₂ = 0,785 · (D² - n · d_н²) = 0,785 · (1,2² - 1090 · 0,025²) = 0,596 м²

8. Определение значений критериев Рейнольдса и режимов течения теплоносителей.

Для метилового спирта

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{экв1} \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,8 \cdot 0,021 \cdot 765}{0,41 \cdot 10^{-3}} = 31350$$

где d_{экв1} - эквивалентный диаметр трубы; d_{экв1} = d_{вн}; μ₁ - вязкость метилового спирта при температуре t_{ср1} (табл. 2).

Для воды

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{экв2} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,25 \cdot 0,0267 \cdot 996}{0,804 \cdot 10^{-3}} = 8273,$$

где $d_{экв2}$ - эквивалентный диаметр межтрубного пространства теплообменника. При продольном обтекании труб

$$d_{экв2} = \frac{D^2 - n \cdot d_H^2}{D + n \cdot d_H} = \frac{1,2^2 - 1090 \cdot 0,025^2}{1,2 + 1090 \cdot 0,025} = 0,0267 \text{ м.}$$

Рассчитанные значения критериев Рейнольдса используются для определения режима движения теплоносителей. Для метилового спирта $Re_1 = 31350 > 10^4$, поэтому режим его течения по трубам теплообменника является устойчиво турбулентным. Режим течения воды в межтрубном пространстве теплообменника является неустойчиво турбулентным (переходным), так как $Re_1 = 8273 < 10^4$.

9. Определение расчетных коэффициентов теплоотдачи.

Метилловый спирт. Расчет критерия Нуссельта при развитом турбулентном течении в прямых трубах ($Re > 10^4$) осуществляется по формуле (4.17) [1, с. 150]:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot \varepsilon_1 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}}\right)^{0,25},$$

$$\text{где } Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{2640 \cdot 0,41 \cdot 10^{-3}}{0,208} = 5,2.$$

Определяющей температурой является средняя температура потока $\varepsilon_1 = 1$ при $\frac{L}{d} = \frac{6}{0,021} > 50$ [1, с. 151].

Ориентировочно принимается, что $\left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}}\right)^{0,25} = 1$. Тогда

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 1 \cdot 31350^{0,8} \cdot 5,2^{0,43} = 168,7;$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{экв1}} = \frac{168,7 \cdot 0,208}{0,021} = 1670,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Вода. В случаях, когда $2300 < Re < 10^4$, для расчета коэффициента теплоотдачи рекомендуется приближенное уравнение:

$$Nu_2 = 0,008 \cdot Re_2^{0,9} \cdot Pr_2^{0,43}$$

Определяющей температурой является средняя температура $t_{ср2}$.

$$Pr_2 = 5,42.$$

$$Nu_2 = 0,008 \cdot 8273^{0,9} \cdot 5,42^{0,43} = 55,54.$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{экв2}} = \frac{55,54 \cdot 0,618}{0,0267} = 1285,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

10. Расчетный коэффициент теплопередачи без учета загрязнений стенки

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1670,9} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{1285,5}} = 704,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\lambda_{cm} = 46,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ - теплопроводность стенки [1, с. 512].

11. Расчетный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \sum r_{загр} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1670,9} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4500} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{1285,5}} = 552 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\sum r_{загр} = r_{загр1} + r_{загр2} = \frac{1}{4500} + \frac{1}{5800}$ ($r_{загр1}, r_{загр2}$ - соответственно загрязнения стенки со стороны метилового спирта и воды). Значения $r_{загр}$ принимаются на основании рекомендаций, приведенных в табл. 31 [1, с. 514].

12. Определение температуры стенки со стороны метилового спирта t_{cm1} и со стороны воды t_{cm2} (рис. 7.11,а):

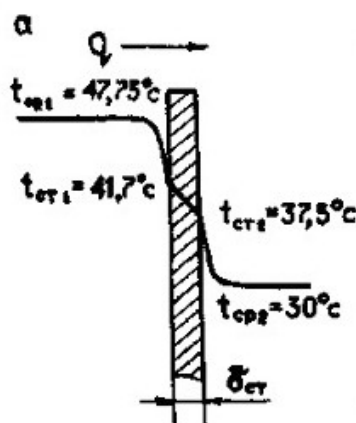


Рис.1.2. Теплопередача через плоскую стенку

$$t_{cm1} = t_{cp} - \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_1} = 47,75 - \frac{552 \cdot 17,75}{1670,9} = 41,9^\circ \text{C};$$

$$t_{cm2} = t_{cp1} + \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_2} = 30 + \frac{552 \cdot 17,75}{1285,5} = 37,6^\circ \text{C}.$$

13. Уточнение расчетного коэффициента теплопередачи.

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны метилового спирта с учетом

направления теплового потока $\left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}}\right)^{0,25}$:

$$Pr_{cm1} = \frac{c_1' \cdot \mu_1'}{\lambda_1'} = \frac{2597,8 \cdot 0,48 \cdot 10^{-3}}{0,209} = 5,94,$$

где c_1' , μ_1' , λ_1' - берутся при температуре t_{cm1} , $c_1' = 2597,8$ Дж/(кг·К) [1, с. 544], $\mu_1' = 0,48 \cdot 10^{-3}$ Па/с [1, с. 538], $\lambda_1' = 0,209$ Вт/(м·К) [1, с. 543],

$$Nu_1' = 0,021 \cdot 31350^{0,8} \cdot 5,2^{0,43} \cdot \left(\frac{5,2}{5,94}\right)^{0,25} = 163,03,$$

$$\alpha_1' = \frac{163,03 \cdot 0,209}{0,021} = 1616 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи со стороны воды α_2 не пересчитывается, так как в расчетное уравнение (4.23) температура стенки не входит.

Определение уточненного коэффициента теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{1616} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4500} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{1285,5}} = 546 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Уточнение температуры стенки:

$$t_{cm1}' = 47,75 - \frac{546 \cdot 17,75}{1616} = 41,7^\circ \text{C},$$

$$t_{cm2}' = 30 + \frac{546 \cdot 17,75}{1285,5} = 37,5^\circ \text{C}.$$

Так как $t_{cm1} \approx t_{cm1}'$ и $t_{cm2} \approx t_{cm2}'$, то пересчета K' производить не следует.

14. Расчет диаметров штуцеров для метилового спирта.

Скорость метилового спирта в штуцере принимается ориентировочно [1, с. 10],

$$\omega_{um1} = 2,0 \text{ м/с}.$$

Диаметр штуцеров для метилового спирта

$$d_1 = \sqrt{\frac{V_1}{0,785 \cdot \omega_{um1}}} = \sqrt{\frac{0,151}{0,785 \cdot 2,0}} = 0,310 \text{ м}.$$

По ОСТ 26-1404-76 выбираются штуцера с условным диаметром $D_{y1} = 300$ мм.

Уточнение скорости метилового спирта в штуцере:

$$\omega_{um1}' = \frac{V_1}{0,785 \cdot D_{y1}^2} = \frac{0,151}{0,785 \cdot 0,3^2} = 2,14 \text{ м/с}.$$

15. Расчет диаметров штуцеров для воды.

Ориентировочно принимается скорость воды в штуцере [1, с.10] $\omega_{шт2} = 1,5$ м/с. Скорость воды в штуцере принята меньше, чем скорость метилового спирта, так как вязкость $\mu_2 > \mu_1$.

Диаметр штуцера для подачи воды

$$d_{шт2} = \sqrt{\frac{V_2}{0,785 \cdot \omega_{шт2}}} = \sqrt{\frac{0,15}{0,785 \cdot 1,5}} = 0,36 \text{ м.}$$

По ОСТ 26-1404-76 выбирается штуцер с условным диаметром $D_{y2} = 350$ мм.

Уточнение скорости воды в штуцере:

$$\omega'_{шт2} = \frac{V_2}{0,785 \cdot D_{y2}^2} = \frac{0,15}{0,785 \cdot 0,35^2} = 1,56 \text{ м/с.}$$

16. Расчет гидравлического сопротивления теплообменника (трубное пространство).

Потеря давления на преодоление трения в трубах

$$\Delta P_{тр1} = \lambda' \cdot \frac{Z \cdot L}{d_{экв1}} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \rho_1 = 0,037 \cdot \frac{2 \cdot 9 \cdot 0,8^2 \cdot 765}{0,021 \cdot 2} = 7763,7 \text{ Па.}$$

Здесь λ' - коэффициент трения. Для стальных труб с незначительной коррозией принимается шероховатость $e = 0,2$ мм, отношение $d_{экв}/e = 21/0,2=105$. Для $Re_1 = 31350$ и $d_{экв1}/e=105$ $\lambda' = 0,037$.

Для расчета потерь давления на преодоление местных сопротивлений используются данные, приведенные в табл. 3. Если скорость в штуцере $\omega'_{шт1}$ больше скорости в трубах ω_1 , потери давления для входной и выходной камер определяются по скорости в штуцерах, а потери при входе и выходе из труб и при повороте из одного хода в другой - по скорости в трубах ω_1 .

Виды местных сопротивлений в трубном пространстве теплообменника и коэффициенты сопротивлений

Виды сопротивлений в трубном пространстве теплообменника	ξ_{11}	$\sum \xi_{11}$
Входная и выходная камера	1,5	$1,5 \cdot 2$
Вход в трубы и выход из них	1,0	$1,0 \cdot 2$
Поворот между ходами на 180°	2,5	2,5

$$\Delta P_{\text{м.с1}} = \sum \xi_{11} \cdot \rho_1 (\omega'_{\text{ш1}})^2 / 2 + (\sum \xi_{12} + \sum \xi_{13}) \cdot \rho_1 (\omega_1)^2 / 2 = 1,5 \cdot 765 \cdot 2,14^2 / 2 + (1,0 \cdot 2 + 2,5) \cdot 765 \cdot 0,8^2 / 2 = 6846,3 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр1}} + \Delta P_{\text{м.с1}} = 7763,7 + 6846,3 = 14610 \text{ Па.}$$

17. Расчет гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве теплообменника.

Потеря давления на преодоление трения в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{\text{тр1}} = \lambda'' \cdot (L/d_{\text{экв}}) \cdot (\omega_1^2 / 2) \cdot \rho_2 = 0,0403 \cdot (9/0,0267) \cdot (0,25^2 / 2) \cdot 996 = 422,8 \text{ Па.}$$

Для $Re = 8273$ и $d_{\text{экв}}/e = 26,7/0,2 = 133$; $\lambda'' = 0,0403$.

Для расчета потерь давления на преодоление местных сопротивлений в межтрубном пространстве теплообменника используются данные приведенные в табл.

Виды местных сопротивлений в межтрубном пространстве теплообменника и коэффициенты сопротивлений

Виды сопротивлений в межтрубном пространстве теплообменника	ξ_2	$\sum \xi_2$
Вход в межтрубное пространство и выход из него	1,5	$1,5 \cdot 2$
Поворот на 90° в межтрубном пространстве	1,0	$1,0 \cdot 2$

Сопротивление в межтрубном пространстве

$$\Delta P_{\text{м.с2}} = \sum \xi_{21} \cdot \rho_2 (\omega'_{\text{ш2}})^2 / 2 + \sum \xi_{22} \cdot \rho_2 (\omega_2)^2 / 2 = 1,5 \cdot 2 \cdot 996 \cdot 1,56^2 / 2 + 1,0 \cdot 2 \cdot 996 \cdot 0,25^2 / 2 = 36358 + 62,3 = 3698,1 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{тр2}} + \Delta P_{\text{м.с2}} = 422,8 + 3698,1 = 4120,9 \text{ Па.}$$

18. Определение расчетной площади поверхности теплообмена

$$F_p = Q / (K' \cdot \Delta t_{\text{ср}}) = 6108265 / (546 \cdot 17,75) = 630,3 \text{ м}^2.$$

19. У предлагаемого к использованию теплообменника площадь поверхности теплообменна составляет 765 м^2 , необходимая площадь поверхности теплообмена, определенная расчетом, равна $630,3 \text{ м}^2$. Запас площади поверхности теплообмена составляет:

$$(F - F_p) \cdot 100 / F = (765 - 630,3) \cdot 100 / 765 = 14,6 \text{ \%}.$$

Такой запас площади поверхности теплообмена является достаточным, следовательно, теплообменник с $F = 765 \text{ м}^2$ может быть использован для охлаждения метилового спирта от $t_{к1} = 60 \text{ °C}$ до $t_{к2} = 40 \text{ °C}$.

1.3. Контрольные вопросы.

1. Теплообменный аппарат, для которого охлаждение является целевым процессом, а нагрев охлаждающего агента побочным, называется:

- 1) кристаллизатор; 2) холодильник; 3) конденсатор; 4) испаритель.

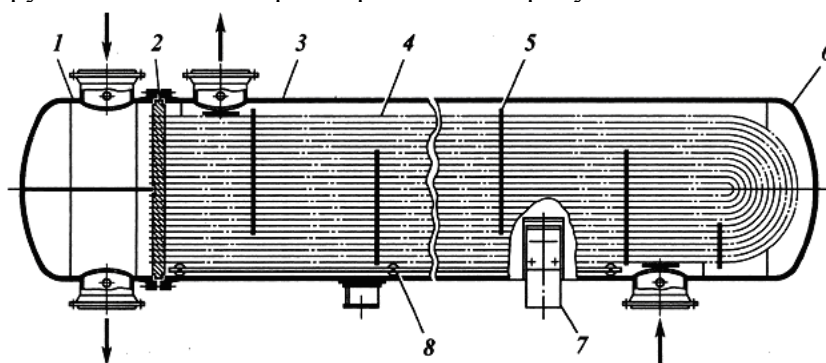
2. Аппараты, предназначенные для охлаждения соответствующих жидких потоков до температур, обеспечивающих образование кристаллов некоторых составляющих смесь веществ, называются:

- 1) кристаллизатор;
- 2) кипятильник;
- 3) аппарат смешения;
- 4) холодильник.

3. В каком аппарате нагрев одной среды является целевым процессом, тогда как охлаждение горячего потока является побочным и обуславливается необходимостью нагрева исходного холодного потока, называется:

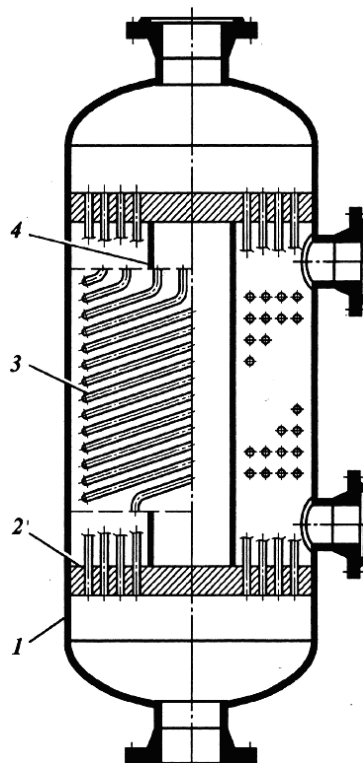
- 1) испаритель; 2) холодильник; 3) кристаллизатор; 4) нагреватель.

4. Конструкция какого аппарата приведена на рисунке:



- 1) кожухотрубчатые теплообменные аппараты с плавающей головкой;
- 2) вертикальный кожухотрубчатый испаритель;
- 3) рибойлер;
- 4) кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубками.

5. Конструкция какого аппарата показана на рисунке:



- 1) кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубками;
 - 2) теплообменный аппарат с двойными трубками;
 - 3) теплообменный аппарат с витыми трубками;
 - 4) спиральный теплообменник.
5. Теплообменный аппарат, поверхность которого образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью, называется:
- 1) спиральный теплообменник;
 - 2) пластинчатый теплообменник;
 - 3) теплообменный аппарат с витыми трубками;
 - 4) кристаллизатор типа «труба в трубе».
6. По какому признаку теплообменные аппараты смешения делятся на:
- аппараты со специальными распыливающими и распределительными устройствами;
 - каскадные, снабженные специальными полками или перегородками (способствующими смешению);
 - насадочные, в которых контакт происходит в основном на поверхности насадки:
 - 1) в зависимости от внутреннего устройства;
 - 2) в зависимости от способа смешения потоков;
 - 3) в зависимости от агрегатного состояния смешиваемых потоков.

2. Выпаривание.

2.1. Пример расчета выпарной установки.

Задание. Рассчитать двухкорпусную выпарную установку для концентрирования раствора по следующим данным:

1. Количество раствора, поступающего на выпаривание G_H , кг/час
2. Начальная концентрация раствора X_H , %
3. Конечная концентрация раствора X_K , %
4. Давление греющего 1-й корпус пара P_1 , атм.
5. Абсолютное давление в барометрическом конденсаторе $P_{\text{конд}}$, атм.
6. Схема установки – прямоток
7. Раствор поступает на выпаривание подогретым до температуры кипения.

Для решения поставленной задачи необходимо, прежде всего составить технологическую схему установки, рис. 5.8.

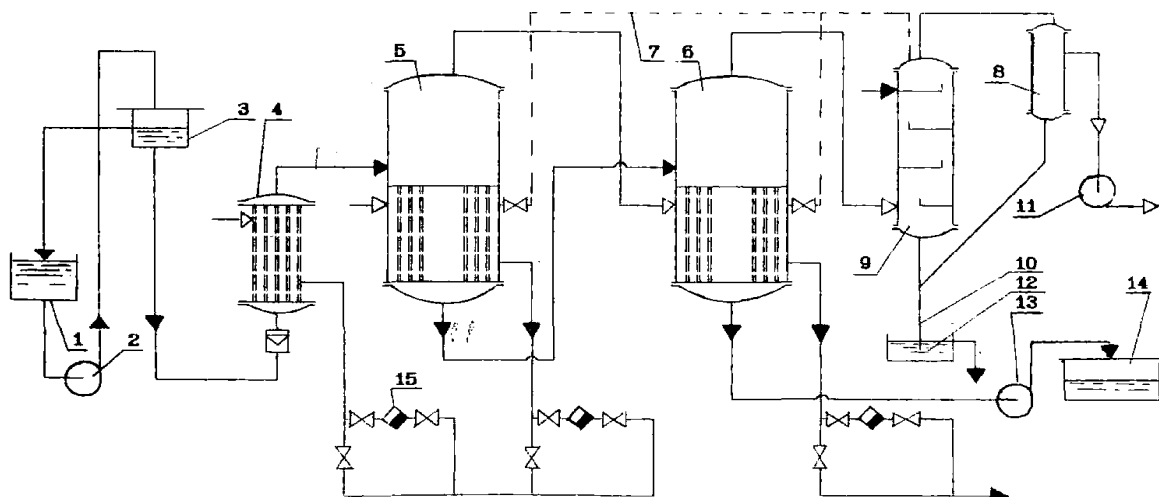


Рис. 2.1. Расчетная схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки

- | | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| 1. Емкость исходного раствора | 7. Линия отсоса воздуха | 12. Гидрозатвор |
| 2. Насос | 8. Ловушка | 13. Насос |
| 3. Напорный бак | 9. Барометрический конденсатор | 14. Сборник выпаренного раствора |
| 4. Подогреватель исходного раствора | 10. Барометрическая труба | 15. Кондсатоотводчик |
| 5, 6. Корпуса установки | 11. Вакуум-насос | |

Расчет прямоточной двухкорпусной выпарной установки будем выполнять методом последовательных приближений, исходя из предположения, что отсутствует самоиспарение раствора, и нет перепуска конденсата из корпуса в корпус.

Расчет.

1. Определение количества воды, выпариваемой всей установкой:

$$W = G_H(1 - X_H/X_K), \text{ кг/час}$$

где G_H – количество исходного раствора, кг/час; X_H – начальная концентрация раствора, вес %; X_K – конечная концентрация раствора, вес %.

2. Количество воды, выпариваемое по корпусам, предварительно принимаем равным:

$$W_1 = W_2 = W/2, \text{ кг/час.}$$

3. Расчет концентраций раствора по корпусам:

– в 1 корпусе

$$X_{к1} = (G_n \cdot X_n) / (G_n - W_1), \% \text{ вес.};$$

– во 2 корпусе

$$X_{к2} = (G_n \cdot X_n) / (G_n - W_1 - W_2), \% \text{ вес.}$$

4. Распределение перепада давлений по корпусам. Разность между давлением греющего пара в первом корпусе (из котельной) и давлением пара в барометрическом конденсаторе:

$$\Delta P = P_1 - P_{\text{конд.}}$$

Предварительно принимаем давления по корпусам, исходя из равных перепадов давлений для каждого корпуса. Перепад давления для каждого корпуса:

$$\Delta P_n = (P_1 - P_{\text{конд}}) / 2, \text{ ат.}$$

Тогда давления вторичных паров по корпусам будут соответственно:

– в 1-ом корпусе

$$P_{\text{вт1}} = P_1 - \Delta P_n, \text{ ат.};$$

– во-2-ом корпусе

$$P_{\text{вт2}} = P_{\text{вт1}} - \Delta P_n = P_{\text{конд}}, \text{ ат.}$$

5. Общая разность температур для всей установки:

$$\Delta t_{\text{общ}} = T_1 - T_{\text{конд}}$$

где T_1 – температура греющего пара в 1-ом корпусе, °С; $T_{\text{конд}}$ – температура в конденсаторе, °С.

Температуры паров определяются, исходя из соответствующих давлений по таблицам насыщенных водяных паров.

6. Расчет температурных потерь по корпусам.

Потери общей разности температур определим как сумму потерь от гидростатического эффекта, депрессионных физико-химических потерь и гидравлических потерь в трубопроводах.

а) Потери от гидростатического эффекта.

Предварительно выбираем (или задает преподаватель) по каталогу высоту кипяtilьных труб выпарного аппарата $h_{\text{тр}}$, диаметр труб $d_{\text{тр}}$, материал труб.

Потери от гидростатического эффекта возникают в связи с тем, что давление, а, следовательно, температура кипения на разных уровнях раствора в трубах различна. Потери от гидростатического эффекта могут быть определены как

$$\Delta \Gamma = t_{\text{квс}} - t_{\text{кв}},$$

где $t_{\text{квс}}$ – температура кипения воды (растворителя) при давлении $P_{\text{вт}} + \Delta P_{\text{г}} = P_{\text{с}}$, °С; $t_{\text{кв}}$ – температура кипения воды (растворителя) при давлении $P_{\text{вт}}$, °С; $P_{\text{вт}}$ – давление вторичного пара над раствором, ат.; $\Delta P_{\text{г}}$ – гидростатическое давление раствора у середины греющих труб, ат.; $P_{\text{с}}$ – давление раствора у середины греющих труб, ат.

Определим

$$\Delta P_r = h \cdot \rho / 10000, \text{ ат}$$

где $h = h_{\text{изб}} + (h_{\text{тр}}/2)$ – расстояние от верхнего уровня раствора до середины греющих труб; $h_{\text{изб}}$ – расстояние от верхнего уровня раствора до трубной доски; $h_{\text{тр}}$ – высота греющих труб; ρ – плотность раствора, кг/м³.

Плотности растворов ρ_1, ρ_2 могут быть найдены из соответствующих справочных данных по конечным концентрациям раствора по корпусам.

Гидростатическое давление растворов у середины греющих труб соответственно будет равно:

– в 1-ом корпусе

$$\Delta P_{r1} = h \cdot \rho_1 / 10000, \text{ ат};$$

– во 2-ом корпусе

$$\Delta P_{r2} = h \cdot \rho_2 / 10000, \text{ ат.}$$

Зная давления паров $P_{\text{вт}}$ по корпусам из п. 4 можно определить давления растворов у середины греющих труб:

– в 1-ом корпусе

$$P_{c1} = P_{\text{вт}1} + \Delta P_{r1}, \text{ ат};$$

– во 2-ом корпусе

$$P_{c2} = P_{\text{вт}2} + \Delta P_{r2}, \text{ ат.}$$

Тогда потери общей разности температур от гидростатического эффекта;

– в 1-ом корпусе

$$\Delta \Gamma_1 = t_{\text{квс}1} - t_{\text{кв}1}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

– во 2-ом корпусе

$$\Delta \Gamma_2 = t_{\text{квс}2} - t_{\text{кв}2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Примечание: Действительная гидростатическая депрессия составляет, обычно, около 20 % от полученной по расчету, т. к. жидкость находится в аппарате не в статическом состоянии, а в движении, обусловленном конвективными токами парожидкостной эмульсии, направленными вверх и вместо жидкости в трубах находится парожидкостная эмульсия.

Общие потери за счет гидростатического эффекта:

$$\Sigma \Delta \Gamma = \Delta \Gamma_1 + \Delta \Gamma_2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

б) Потери от физико-химической депрессии.

Депрессионные потери общей разности температур по корпусам определяются предварительно из справочной литературы ([3; 6; 7] табл. 4 приложение 2) как разность температуры кипения раствора данной концентрации (по конечным концентрациям в каждом корпусе) и температуры кипения чистого растворителя (воды) при атмосферном давлении. Далее делается перерасчет температурной депрессии на соответствующие давления по корпусам ($P_{\text{вт}1}, P_{\text{вт}2}$), в частности, по правилу Бабо.

Эмпирический закон Бабо гласит: «Относительное понижение упругости пара $(p - p_1)/p_1$ или p/p_1 над разбавленным раствором данной концентрации есть величина постоянная, не зависящая от температуры кипения раствора», т. е.

$$\frac{p - p_1}{p} = \left(\frac{p}{p_1} \right)_t = k = \text{const},$$

где p_1 – упругость пара раствора; p – упругость пара чистого растворителя.

Пользуясь правилом Бабо можно вычислить температуру кипения раствора, данной концентрации при произвольном давлении, если таковая известна для какого-либо давления.

Пример пересчета по правилу Бабо:

Водный раствор данной концентрации кипит при давлении 1 ат. и температуре 115 °С. Определить температуру его кипения при давлении 0,5 ат.

Из таблиц насыщенного водяного пара находим, что вода (растворитель) при температуре 115 °С имеет давление 1,724 ат., на основании чего

$$\left(\frac{p}{p_1} \right)_{115^\circ \text{C}} = \left(\frac{1}{1,724} \right)_{115^\circ \text{C}} = 0,58.$$

При давлении над раствором 0,5 ат.:

$$\left(\frac{p_1}{p} \right) = \left(\frac{0,5}{p} \right) = 0,58$$

Откуда

$$p = \left(\frac{0,5}{0,58} \right) = 0,864,$$

чему соответствует по таблицам насыщенного водяного пара температура кипения $t_k = 95^\circ \text{C}$.

Таким образом, данный раствор при $p = 0,5$ ат. кипит при температуре 95°С, а вода при том же давлении имеет температуру кипения 80,9 °С, следовательно температурная депрессия равна

$$\Delta g = 95 - 80,9 = 14,1^\circ \text{C}.$$

Для концентрированных растворов, кипящих под разрежением, к величине температурной депрессии, рассчитанной по правилу Бабо следует вводить поправку, предложенную В.Н. Стабниковым, величина которой зависит от отношения p_1/p и давления p_1 . Поправка прибавляется к величине депрессии, полученной по правилу Бабо, если теплота растворения положительна и вычитается, если эта теплота отрицательна.

Судя по данным Стабникова, погрешность при применении правила Бабо в среднем равна 1–3 °С.

Общие потери от физико-химической депрессии:

$$\sum \Delta g = \Delta g_1 + \Delta g_2, ^\circ \text{C}.$$

в) В выпарных установках гидравлические потери при прохождении пара из парового пространства предыдущего корпуса в греющую камеру последующего составляют 1–1,5 °С.

Общие гидравлические потери:

$$\Sigma \Delta_{ГД} = \Delta_{ГД1} + \Delta_{ГД2}, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

7. Полезная разность температур для всей установки:

$$\Delta t_{\text{полез}} = \Delta t_{\text{общ}} - (\Sigma \Delta_{Г} + \Sigma \Delta_{г} + \Sigma \Delta_{ГД}), \text{ } ^\circ\text{С}.$$

8. Распределение полезной разности температур производим исходя из условия равных поверхностей нагрева, по соотношению:

$$\Delta t_{\text{полез},n} = \Delta t \cdot [(Q_n/k_n)/\Sigma(Q_n/k_n)], \text{ } ^\circ\text{С}$$

где $\Delta t_{\text{полез},n}$ – полезная разность температур из корпуса; k_n – коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору для корпуса n ; Q_n – количество тепла, передаваемого через греющую поверхность корпуса n .

Предварительно принимаем Q_n равным для всех корпусов: $Q_1 = Q_2$, и задаемся соотношением: $K_1/K_2 = 1/0,7$ (предварительно взято из практических данных).

Тогда:

$$\Delta t_{1\text{полез}} = \Delta t_{\text{полез}} [(Q_1/K_1)/(Q_1/K_1 + Q_1/(0,7K_1))];$$

$$\Delta t_{2\text{полез}} = \Delta t_{\text{полез}} \cdot [(Q_1/(0,7K_1))/(Q_1/K_1 + Q_1/(0,7K_1))].$$

9. Таким образом, для каждого корпуса мы имеем значения всех перепадов температур, что дает возможность уточнить температуры паров и растворов.

Температура кипения раствора у середины греющих труб в 1-ом корпусе:

$$t_{\text{кк1}} = T_1 - \Delta t_{1\text{полез}}, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Температура кипения раствора у верхнего уровня в 1-ом корпусе:

$$t_{\text{к1}} = t_{\text{кк1}} - \Delta \Gamma_1, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Температура вторичного пара в 1-ом корпусе:

$$t_{\text{вт1}} = t_{\text{к1}} - \Delta g_1, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Температура греющего пара во 2-ом корпусе:

$$T_2 = t_{\text{вт1}} - \Delta_{ГД1}, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Температура кипения раствора у середины греющих труб во 2-ом корпусе:

$$t_{\text{кк2}} = T_2 - \Delta t_{2\text{полез}}, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Температура кипения раствора у верхнего уровня во 2-ом корпусе:

$$t_{\text{к2}} = t_{\text{кк2}} - \Delta \Gamma_2, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Температура вторичного пара во 2-ом корпусе:

$$t_{\text{вт2}} = t_{\text{к2}} - \Delta g_2, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

По этим уточненным температурам паров находим в таблицах насыщенных водяных паров М.П. Вукаловича соответственно давления и энтальпии паров и конденсата, а по концентрациям растворов (конечным) определяем их теплоемкости ([3; 6; 7], табл. 4, приложение 2). Полученные значения сводим в табл.

Дальнейшие расчеты производим, используя уточненные значения параметров растворов и паров из этой таблицы.

Параметры растворов и паров по корпусам

№№ П/П		1кор- пус	2кор- пус
1	Концентрация раствора, X_k весовые %		
2	Температура греющего пара, T , °C		
3	Полезная разность температур, $\Delta t_{\text{полез}}$, °C		
4	Температура кипения раствора у середины греющих труб, $t_{\text{кс}}$, °C		
5	Гидростатические потери, ΔG , °C		
6	Температура кипения раствора у верхнего уровня, t_k , °C		
7	Депрессионные потери Δ_g , °C		
8	Температура вторичного пара, $t_{\text{вт}}$, °C		
9	Гидравлические потери, ΔG_d , °C		
10	Давление греющего пара, P , ат.		
11	Теплосодержание греющего пара, λ , Дж/кг или ккал/кг		
12	Теплосодержание конденсата, θ , Дж/кг или ккал/кг		
13	Давление вторичного пара, $P_{\text{вт}}$, ат		
14	Теплосодержание вторичного пара, i , Дж/кг или ккал/кг		
15	Теплоемкость раствора, C_k , Дж/(кг·град) или ккал/(кг·град)		

10. Расход пара во 2-ом корпусе:

$$D_2 = m \cdot [W_2 \cdot (i_2 - C_{\text{н}2} \cdot t_{\text{н}2}) / (\lambda_2 - \theta_2) + G_{\text{к}2} \cdot (C_{\text{к}2} \cdot t_{\text{к}2} - C_{\text{н}2} \cdot t_{\text{н}2}) / (\lambda_2 - \theta_2)], \text{ кг/час}.$$

где m – коэффициент, учитывающий потери тепла аппаратом в окружающую среду. Обычно $m = 1,03$, т. е. принимают потери тепла в окружающую среду равными 3 % общего расхода; $C_{\text{н}2}$ – теплоемкость раствора, поступающего во 2-ой корпус, Дж/(кг·град) или ккал/(кг·град); $C_{\text{к}2}$ – теплоемкость раствора во 2-ом корпусе, Дж/(кг·град) или ккал/(кг·град); $t_{\text{н}2}$ – температура раствора, поступающего во 2-ой корпус, принимаемая равной температуре кипения раствора у середины греющих труб в 1 корпусе, °C; $t_{\text{к}2}$ – температура раствора, вытекающего из 2 корпуса, принимаемая равной температуре кипения раствора у середины греющих труб во 2-ом корпусе, °C; λ_2 – теплосодержание пара, греющего 2 корпус, Дж/кг или ккал/кг; i_2 – теплосодержание вторичного пара во 2 корпусе, Дж/кг или ккал/кг; θ_2 – теплосодержание конденсата в греющей камере 2 корпуса, Дж/кг или ккал/кг; $G_{\text{к}2}$ – количество раствора, вытекающего из 2 корпуса, кг/час.

Количество раствора, вытекающего из 2 корпуса:

$$G_{\text{к}2} = G_{\text{н}1} - W.$$

Количество воды, выпаренной в 1-ом корпусе:

$$W_1 = D_2.$$

Расход пара в 1 корпусе:

$$D_1 = 1,03 \cdot [W_1 \cdot (i_1 - C_{\text{н}1} \cdot t_{\text{н}1}) / (\lambda_1 - \theta_1) + G_{\text{к}1} \cdot (C_{\text{к}1} \cdot t_{\text{к}1} - C_{\text{н}1} \cdot t_{\text{н}1}) / (\lambda_1 - \theta_1)], \text{ кг/час} \quad (5.40),$$

(обозначения аналогичны обозначениям параметров во 2 корпусе) где количества раствора, вытекающего из 1 корпуса:

$$G_{к1} = G_{н1} - W_1.$$

11. Количество тепла, передаваемого через поверхность нагрева:

– во 2-ом корпусе

$$Q_2 = D_2 \cdot (\lambda_2 - \theta_2) / 3600, \text{ Вт или ккал/час};$$

– в 1-ом корпусе

$$Q_1 = D_1 \cdot (\lambda_1 - \theta_1) / 3600, \text{ Вт или ккал/час}.$$

12. Расчет коэффициентов теплоотдачи по корпусам.

Чтобы определить коэффициент теплоотдачи в каждом корпусе необходимо предварительно найти α_1 – коэффициент теплоотдачи от конденсирующего пара к стенке; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору.

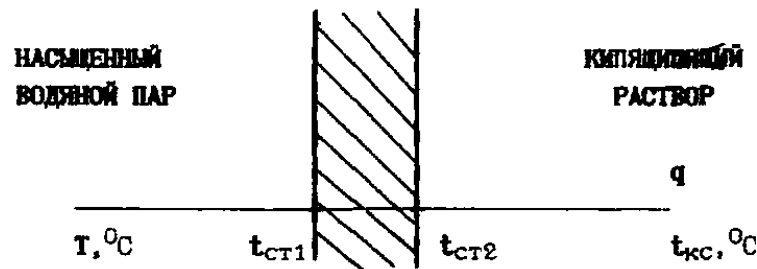


Рис. 2.2. T – температура греющего пара, $^\circ\text{C}$; $t_{кс}$ – температура кипения раствора у середины греющих труб, $^\circ\text{C}$; $t_{ст1}$ – температура стенки со стороны пара, $^\circ\text{C}$; $t_{ст2}$ – температура стенки со стороны кипящего раствора, $^\circ\text{C}$; q – удельный тепловой поток, ккал/(м·час) или Вт/м.

Расчет основывается на том, что при установившемся тепловом режиме удельное количество тепла, передаваемого в единицу времени в процессе конденсации пара, в процессе кипения жидкости – есть величина постоянная и равная количеству тепла, передаваемого от одного теплоносителя к другому, т. е.:

$$q_{кон} = q_{кип} = q$$

или

$$\alpha_1 \cdot \Delta t' = \alpha_2 \cdot \Delta t'' = k \cdot \Delta t_{полез}.$$

а) Для определения коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации на вертикальных трубах рекомендуется формула Нуссельта:

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot A(r/H \cdot \Delta t')^{0,25}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$$

или

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot B(r/H \cdot \Delta t')^{0,25}, \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град)}$$

где r – теплота конденсации, берется при температуре конденсации, Дж/кг или ккал/кг; H – высота кипятильных труб, м; $\Delta t' = t_{кон} - t_{ст1}$ – разность температур, $^\circ\text{C}$; значения A и B для воды в зависимости от температуры пленки конденсата приведены в табл. 3 прил. 2.

Температура пленки определяется следующим образом:

$$t_{пл} = (t_{ст1} + t_{конд})/2.$$

Температура конденсации $t_{конд} = t_{пара}$ (см. в табл. 1 прил. 2) для соответствующего корпуса в зависимости от давления греющего пара.

Температурой стенки $t_{ст1}$, которая неизвестна, предварительно задаемся так, чтобы величина $\Delta t \approx 2-10$ °С.

б) Определяем удельный тепловой поток при конденсации;

$$q_{кон} = \alpha_1 \cdot \Delta t'.$$

в) Определяем коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к кипящему раствору по уравнению Кичигина-Тобилевича;

$$\alpha_2 = 1,82 \cdot [(\lambda_t \cdot (\gamma')^{0,2} \cdot (\gamma'')^{0,06} / (r^{0,6} \cdot (\gamma_c)^{0,66} \cdot C^{0,3} \cdot \sigma^{0,5} \cdot \nu^{0,3}))] \cdot q^{0,6} = A_m \cdot q^{0,6},$$

где λ_t – коэффициент теплопроводности раствора при температуре кипения, Вт/(м·град) или кал/м·час·град; γ' – удельный вес раствора при температуре кипения, н/м³ или кгс/м³; γ'' – удельный вес пара при давлении в паровом пространстве, н/м³ или кгс/м³; r – теплота парообразования воды при температуре кипения, Дж/кг или ккал/кг; γ_c – удельный вес сухого насыщенного пара при 1 ат, н/м³ или кгс/м³; C – удельная теплоемкость раствора при $t_{кип}$, Дж/(кг·град) или ккал/(кг·с·град); σ – поверхностное натяжение раствора при $t_{кип}$, Дж/м² или кгс/м; ν – коэффициент кинематической вязкости раствора при $t_{кип}$, м²/с или м²/час.

Примечание:

1. В системе СИ вместо удельных весов следует принимать плотности.

2. Для данного сахарного раствора величина коэффициента A_m может быть определена из рис. 1 прил. 2 по конечной концентрации и температуре кипения раствора в каждом корпусе соответственно.

г) Определяем коэффициент теплопередачи, предварительно принимая для всех корпусов среднюю толщину слоя накипи равной 0,0005 м, коэффициент теплопроводности накипи:

$$\lambda_{нак\ t} = 2,32 \text{ Вт/(м·град) или } \lambda_{нак\ t} = 2 \text{ ккал/(м·град);}$$

$$K = 1/[1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{т\ ст} + \delta_{нак}/\lambda_{т\ нак} + 1/\alpha_2].$$

д) Определив, таким образом K, α_1, α_2 и зная $\Delta t_{полез}$ в каждом корпусе соответственно из предварительных расчетов, проверяем принятое значение $\Delta t'$ по уравнению (5.11):

$$\Delta t' = T - t_{ст1} = K \cdot \Delta t_{полез} / \alpha_1.$$

Если расчетное значение отличается от принятого, то расчет повторяют до совпадения этих величин.

Время, затрачиваемое на расчет, может быть значительно сокращено, если построить нагрузочную характеристику $q - \Delta t_{полез}$ задавшись двумя, тремя значениями $\Delta t'$.

Результаты расчета и его последовательность сведены в табл. По результатам таблицы строим нагрузочные характеристики для каждого корпуса.

№№ п/п	1 корпус			2 корпус		
	$\Delta t_{cn}'=2$ $\Delta t_{cn}'=$	$\Delta t_{cn}''=5$ $\Delta t_{cn}''=$	$\Delta t_{cn}'''=7$ $\Delta t_{cn}'''=$	$\Delta t_{cn}'=2$ $\Delta t_{cn}'=$	$\Delta t_{cn}''=5$ $\Delta t_{cn}''=$	$\Delta t_{cn}'''=7$ $\Delta t_{cn}'''=$

1	$\alpha_1 = 1,15 \cdot B(r/H \cdot \Delta t)^{0,25}$						
2	$q_{\text{кон}} = \alpha_1 \cdot \Delta t'$						
3	$\alpha_2 = A_m \cdot q^{0,6}$						
4	$K = 1/[1/\alpha_1 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{т ст}} + \delta_{\text{нак}}/\lambda_{\text{т нак}} + 1/\alpha_2]$						
5	$\Delta t_{\text{полез}} = q/K$						

По графику (рис. 2.3.), соответственно по корпусам для расчетного истинного значения полезной разности температур в корпусе определяем истинное значение удельной тепловой нагрузки $q_{\text{ист}}$.

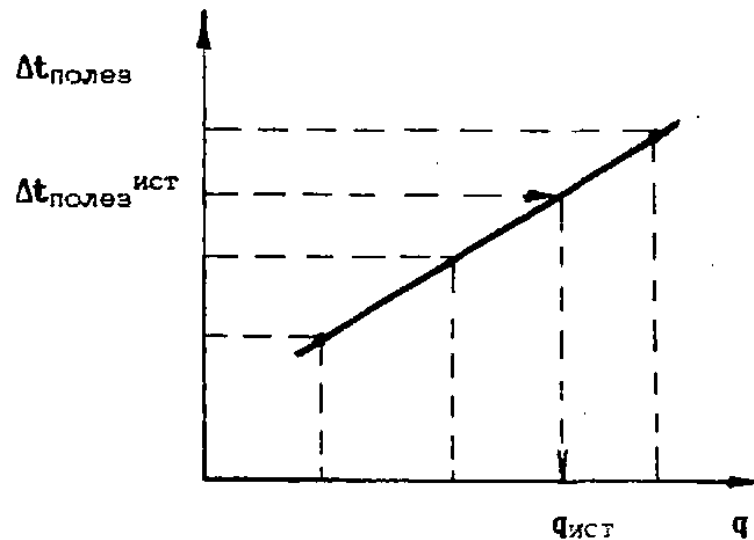


Рис. 2.3.

Следовательно, практическое значение $K = q_{\text{ист}}/\Delta t_{\text{полез}}$ для соответствующего корпуса.

13. Ориентировочная поверхность нагрева:

– в 1-ом корпусе

$$F_1 = Q_1/(K_1 \cdot \Delta t_{1 \text{ полез}});$$

– во 2-ом корпусе

$$F_2 = Q_2/(K_2 \cdot \Delta t_{2 \text{ полез}}).$$

14. Количество воды, выпариваемое всей установкой после пересчета, учитывая, что $D_2 = W_1$:

$$W_{\text{персч.}} = W_1 + W_2 = D_2 + W_2.$$

Полученное значение, как правило, отличается от величины рассчитанной в п. 1, поэтому необходимо провести перерасчет количеств воды, выпариваемых по корпусам, исходя из найденных при расчете соотношений: $W_1 = D_2$.

Количество воды, выпариваемой по корпусам после пересчета:

– в 1 корпусе

$$W_{1 \text{ персч}} = W \cdot (D_2/W_{\text{персч}});$$

– во 2 корпусе

$$W_{2 \text{ персч}} = W \cdot (W_2/W_{\text{персч}}).$$

Результаты расчетов первого приближения сводим в табл. Для получения более точного значения поверхностей нагрева по корпусам производят расчет во втором приближении и т. д. аналогично расчету первого приближения.

При этом, найденные в первом приближении величины считают предварительными для расчета во втором приближении и т. д. для обоих корпусов поверхности нагрева принимают равными средней из полученных при последнем приближении величине.

№№ п/п	Наименование параметров	Кор- пуса	Результаты расчетов			
			Предвари- тельные величины	Первое приближ- ение	Второе прибли- же-ние	Третье прибли- жение
1	Количество выпариваемой воды, кг/час	1				
		2				
2	Концентрация растворов, % вес.	1				
		2				
3	Давление вто- ричного пара, ат	1				
		2				
4	Полезная разность температур, °С	1				
		2				
5	Тепловая нагруз- ка аппарата, Q, Вт или ккал/час	1	Q			
		2	Q			
6	Коэффициент теплопередачи	1	K			
		2	0,7K			
7	Поверхность нагрева, м ²	1				
		2				
		Средняя				

2.2. Контрольные вопросы

1. Физическая сущность процесса выпаривания?
2. Что такое температурная депрессия и методы ее определения?
3. Для чего в выпарной аппарат встраивается греющая камера?
4. Какими параметрами отличается первичный греющий пар от вторичного пара?
5. Чем отличается полезная разность температур от общей разности?
6. Какие существуют способы экономии греющего пара?
7. В чем состоит оптимизация выбора числа корпусов выпарной установки?
8. Из каких статей складывается тепловой баланс выпарной установки?
9. Перечислите достоинства и недостатки компоновочных решений выпарных установок (прямоток, противоток)?
10. Каков порядок расчета выпарных установок?

Список рекомендуемой литературы

Основная литература

1. Тепло- и хладотехника : учебное пособие / С. В. Бутова, В. В. Воронцов, М. Н. Шахова [и др.]. — Воронеж: Воронежский Государственный Аграрный Университет им. Императора Петра Первого, 2016. — 248 с.
2. Цветков, О. Б. Теоретические основы тепло- и хладотехники. Основы термодинамики и тепломассопереноса : учебно-методическое пособие / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев. — Санкт-Петербург : Университет ИТМО, Институт холода и биотехнологий, 2015. — 54 с.

Дополнительная литература

1. Тепломассообмен в установках кондиционирования воздуха: методические указания : [16+] / сост. П.Т. Крамаренко, С.С. Козлов, И.П. Грималовская ; Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет и др. — Нижний Новгород : Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (ННГАСУ), 2013. — 39 с.
2. Буянов, О. Н. Тепло- и хладоснабжение предприятий пищевой промышленности: учебное пособие / О. Н. Буянов. — Кемерово: Кемеровский технологический институт пищевой промышленности, 2006. — 282 с. — ISBN 5-89289-412-6. — Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт].
3. Кораблев, В. А. Лабораторный практикум по курсу теория тепло- и массообмена: учебное пособие / В. А. Кораблев, Д. А. Минкин, А. В. Шарков. — Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2016. — 37 с. — ISBN 2227-8397. — Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт]