

## Исходные данные

Рассчитать конденсатор-холодильник ректификационной колонны для разделения смеси вода и бутиловый спирт при следующих исходных данных: содержание низкокипящего компонента (НКК) в парах, поступающих в конденсатор-холодильник – 95% масс; их количество 19570 кг/час. Среднее давление в аппарате 850 мм.рт.ст. Холодный теплоноситель – вода.

### 2. Технологический расчет

Технологический расчет конденсатора-холодильника включает в себя тепловой и гидравлический расчеты, в результате которых определяют необходимую поверхность теплообмена и основные размеры аппарата.

В конденсатор-холодильник поступает с верха колонны насыщенный пар, который полностью конденсируется, и затем конденсат охлаждается до требуемой температуры. Расчет подобного аппарата необходимо вести с учетом двух зон, отличных по условиям теплообмена (зоны конденсации и зоны охлаждения). График распределения температур в конденсаторе-холодильнике показан на рис. 2.1.

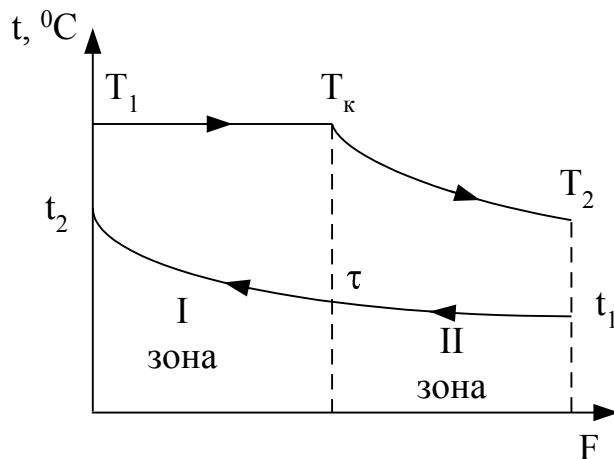


Рис 2.1. График температурного режима конденсатора-холодильника:  
 I зона – зона конденсации;  
 II зона – зона охлаждения конденсата;  
 $T_1$  и  $T_2$  - начальная и конечная температуры горячего теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $T_k$  – конечная температура конденсации смеси,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_1$  и  $t_2$  – начальная и конечная температура холодного теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\tau$  – промежуточная температура воды,  $^{\circ}\text{C}$ .

Курсовая работа				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.				
Провер.				
Реценз				
Н. Контр.				
Утверд.				
Расчет конденсатора ХОЛОДИЛЬНИКА				
		Лит.	Лист	Листов
			1	22

## 2.1 Определение температур холодного и горячего теплоносителей

Холодный теплоноситель – вода.

Начальная температура охлаждающей воды зависит в основном от ее источника и климатических условий. В летних условиях ее рекомендуется принимать в пределах  $20 \div 25^{\circ}\text{C}$ . Примем для расчета  $t_1=25^{\circ}\text{C}$ .

Очень важным является вопрос о конечной температуре воды. Чем она будет выше, тем меньше потребуется воды для охлаждения. Но это кажущаяся выгода, т.к. при более высокой конечной температуре воды происходит заметное выделение растворенных в ней солей, загрязняющих теплообменные поверхности, что приводит к увеличению их термического сопротивления. Кроме того, при более высокой температуре воды возрастают ее потери за счет испарения. Поэтому рекомендуется обеспечивать такой режим охлаждения, при котором температура воды, выходящей из аппарата, составит  $40 \div 50^{\circ}\text{C}$ . Примем для расчета  $t_2=40^{\circ}\text{C}$ .

Горячий теплоноситель – смесь воды и бутилового спирта.

При определении начальной температуры горячего теплоносителя  $T_1$  задача сводится к определению температуры на верху ректификационной колонны, из которой насыщенные пары смеси воды и бутилового спирта поступают в конденсатор-холодильник.

Эту температуру определяем по уравнению изотермы паровой фазы методом последовательных приближений (для ускорения расчета можно использовать графическую интерполяцию).

$$\sum \frac{y'_i}{k_i} = 1,$$

где  $y'_i$  – мольная доля  $i$ -компонента в смеси;

$k_i = \frac{P_i}{P}$  – константа фазового равновесия  $i$ -компонента;

$P_i$  – давление насыщенного пара  $i$ -компонента;

$P$  – давление в аппарате.

С целью некоторого упрощения расчета давление в аппарате принимается постоянным. В реальных условиях давление на входе в аппарат выше на величину гидравлических сопротивлений.

По условию состав смеси задан в % масс. Произведем перерасчет в мольные доли по уравнению

$$Y'_1 = \frac{\frac{y_1}{M_1}}{\frac{y_1}{M_1} + \frac{y_2}{M_2}}$$

где  $y_1$  и  $y_2$  – массовые доли воды и бутилового спирта в смеси;

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат				Технологическая часть	2

$M_1=18$ ;  $M_2=74$  – их молярные массы.

$$Y'_1 = \frac{\frac{0,95}{18}}{\frac{0,95}{18} + \frac{0,05}{74}} = 0,99$$

$$y'_2 = 1 - y'_1 = 1 - 0,99 = 0,01$$

Задаемся рядом температур в области температуры кипения чистой воды (НКК) при  $P = 850$  мм.рт.ст.: 90, 100, 110<sup>0</sup>С. Для этих температур давления насыщенных паров составят соответственно: для воды 526, 760, 1075 мм.рт.ст.; для бутилового спирта 255, 386, 572 мм.рт.ст. [1, с. 820]

Рассчитываем  $\sum \frac{y'_i}{k_i} = \sum \frac{y'_i \cdot P}{P_i}$

$$80^0\text{C}: \frac{0,99 \cdot 850}{526} + \frac{0,01 \cdot 850}{255} = 1,63$$

$$90^0\text{C}: \frac{0,99 \cdot 850}{760} + \frac{0,01 \cdot 850}{386} = 1,13$$

$$100^0\text{C}: \frac{0,99 \cdot 850}{1075} + \frac{0,01 \cdot 850}{572} = 0,8$$

Строим график  $\sum \frac{y'_i}{k_i} - f(T)$  (Рис. 2.2)

Из построения при  $\sum \frac{y'_i}{k_i} = 1$  температура смеси на входе в конденсатор-холодильник  $T_1 = 103,5^0\text{C}$ .

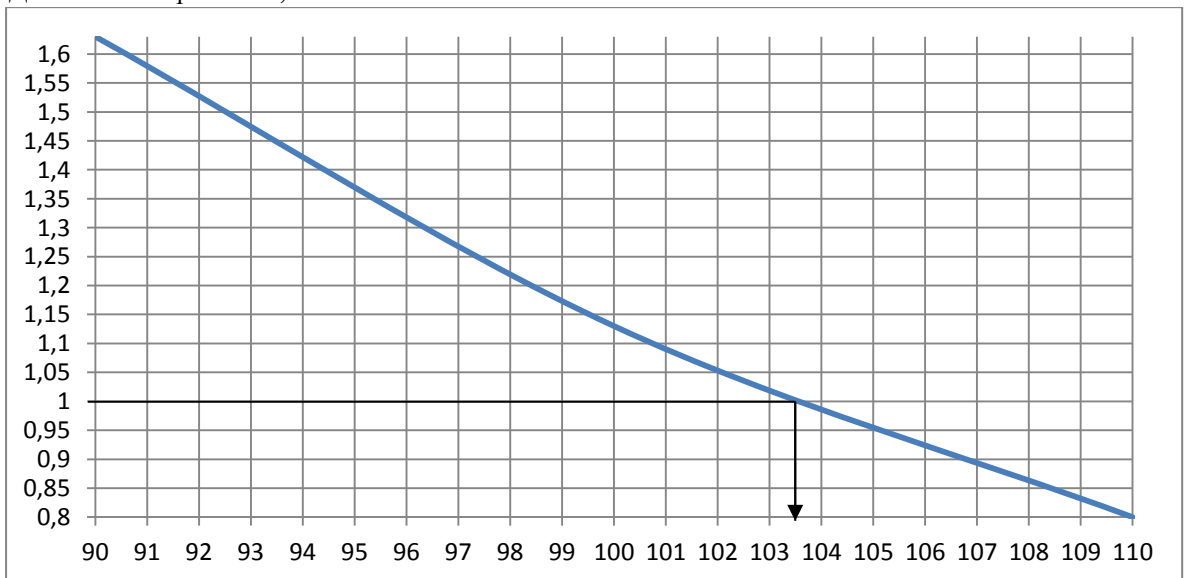


Рис. 2.2. График зависимости  $\sum \frac{y'_i}{k_i}$  от температуры

Температура  $T_k$  в конце первой зоны конденсатора-холодильника. Это температура конца однократной конденсации смеси. Она определяется по уравнению изотермы жидкой фазы также методом последовательных приближений. (При полной конденсации  $x'_i = y'_i$ ).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат
------	------	----------	---------	-----

$$\sum x'_i \cdot k_i = 1 \text{ или } \sum x'_i \cdot \frac{P_i}{P} = 1$$

Проведя аналогичные вычисления для приведенных выше температур, графической интерполяцией определим  $T_k$ , она будет равна  $103,5^{\circ}\text{C}$ .

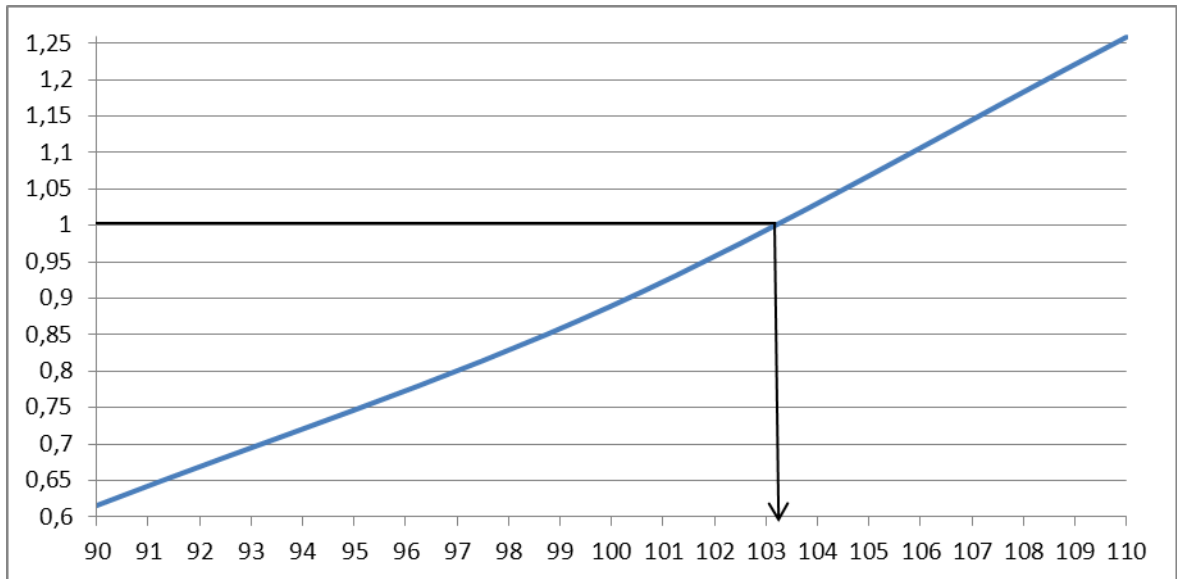


Рис. 2.3. График зависимости  $\sum x'_i \cdot \frac{P_i}{P}$  от температуры

Температура конденсата в конце второй зоны принимается на  $15 \div 20^{\circ}\text{C}$  выше температуры холодного теплоносителя на входе в аппарат.

$$\text{Принимаем } T_2 = t_1 + 15^{\circ} = 25 + 15 = 40^{\circ}\text{C}.$$

## 2.2 Тепловая нагрузка конденсатора-холодильника

Общая тепловая нагрузка конденсатора-холодильника складывается из тепловых нагрузок обеих зон.

Тепловая нагрузка первой зоны с достаточной точностью может быть определена из выражения

$$Q_1 = Y_1 \cdot r,$$

где  $Y_1 = \frac{19570}{3600} = 5,44 \text{ кг/с}$  – количество горячего теплоносителя;

$r$  – скрытая теплота конденсации исходной смеси, кДж/кг, определяется по правилу аддитивности:

$$r = r_1 \cdot x_1 + r_2 \cdot x_2,$$

где  $x_1$  и  $x_2$  – массовые доли воды и бутилового спирта в смеси;

$r_1$  и  $r_2$  – их теплоты конденсации при температуре  $T_k = 103$  кДж/кг.

$$r_1 = 2255 \text{ кДж/кг}; r_2 = 607 \text{ кДж/кг} [1, \text{ с. } 815]$$

$$r = 2255 \cdot 0,95 + 607 \cdot 0,05 = 2173 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_1 = 5,44 \cdot 2173 = 11821 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка второй зоны определяется из выражения

$$Q_2 = Y_1 \cdot C \cdot (T_k - T_2),$$

где  $C$  – удельная теплоемкость смеси,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ .

Удельная теплоемкость смеси  $C$  определяется по правилу аддитивности при средней температуре конденсата во второй зоне.

$$C = C_1 \cdot x_1 + C_2 \cdot x_2,$$

где  $C_1 = 4,23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ ;  $C_2 = 3,23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$  – удельные теплоемкости

соответственно воды и бутилового спирта [1, с. 808]

$$C = 4,23 \cdot 0,95 + 3,23 \cdot 0,05 = 4,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$$

$$Q_2 = 5,44 \cdot 4,18 \cdot (103 - 40) = 1432,6 \text{ кВт}$$

Общая тепловая нагрузка конденсатора-холодильника составляет

$$Q = Q_1 + Q_2 = 11821 + 1432,6 = 13253,7 \text{ кВт}$$

### 2.3 Расход воды в конденсаторе-холодильнике

Расход воды определяется из уравнения теплового баланса аппарата. Без учета потерь в окружающую среду (аппарат покрыт теплоизоляцией) все тепло, отданное горячим теплоносителем, будет принято холодным теплоносителем, т.е.:

$$Q_2 = Y_2 \cdot C_B \cdot (T_2 - T_1),$$

где  $Y_2$  – расход воды, кг/с;

$C_B = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$  – удельная теплоемкость воды при ее средней

температуре в аппарате [1, с. 808]

$$\text{Откуда } Y_2 = \frac{Q}{C_B \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{13253,7}{4,187 \cdot (40 - 25)} = 211 \text{ кг/с}$$

Промежуточная температура воды  $\tau$  в конце первой или в начале второй зоны (см. рис. 2.1) определяется из уравнения теплового баланса любой из зон.

Тепловой баланс первой зоны имеет вид

$$Q_1 = Y_2 \cdot C_B \cdot (t_2 - \tau)$$

Откуда

$$\tau = t_2 - \frac{Q_1}{Y_2 \cdot C_B} = 40 - \frac{11821}{211 \cdot 4,187} = 26,6^\circ \text{C}$$

					Технологическая часть	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		5

## 2.4 Выбор типа конденсатора-холодильника

Для ориентировочного выбора типа конденсатора-холодильника из уравнения теплопередачи рассчитывается поверхность теплообмена аппарата

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}},$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$ ;

$\Delta t_{cp}$  – средний температурный напор,  $^{\circ}\text{C}$ .

На основании практических данных для водяного конденсатора-холодильника ориентировочно принимаем коэффициент теплопередачи

$$K = 1500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}} \quad [2, \text{ с. } 172]$$

Средний температурный напор (средняя разность температур) определим по формуле Грасгоффа

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{63 - 15}{\ln \frac{63}{15}} = 33,5^{\circ}\text{C},$$

где  $\Delta t_6 = T_1 - t_2 = 103 - 40 = 63^{\circ}\text{C}$   
 $\Delta t_m = T_2 - t_1 = 40 - 25 = 15^{\circ}\text{C}$  } (см. рис.2.1)

Тогда поверхность теплообмена будет равна

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{13253,7}{1500 \cdot 33,5} = 263,75 \text{ м}^2$$

Руководствуясь рекомендациями по проектированию поверхностных теплообменников (см. введение), направляем холодный теплоноситель – воду в трубное пространство, а горячий – в межтрубное. Примем скорость воды в трубах  $w = 1$  м/с и определим площадь сечения одного хода по трубам, обеспечивающего принятую скорость

$$f_{\text{тр}} = \frac{Y_2}{\rho_v \cdot w} = \frac{211}{995 \cdot 1} = 0,112 \text{ м}^2$$

где  $\rho_v = 995 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды при ее средней температуре в аппарате [1, с. 804]

Так как разница температур рабочей среды и теплоносителя достаточно велика аппарат с неподвижными трубными решетками использовать не допустимо из-за температурных напряжений.

По полученному числовому значению поверхности теплообмена и площади сечения одного хода по трубам выбираем конденсатор-холодильник с плавающей головкой, горизонтальный. ГОСТ 14246-79, ГОСТ 14247-79 [3, с. 25, с. 26].

					Технологическая часть	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		6

Ниже приведена краткая техническая характеристика аппарата.

Диаметр кожуха внутренний, мм	1000
Диаметр труб наружный, мм	25
Толщина стенки трубы, мм	2
Длина трубы, мм	3 000
Число ходов по трубам	2
Площадь сечения одного хода по трубам, м <sup>2</sup>	0,12
Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве, м <sup>2</sup>	0,117
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	284

## 2.5 Уточненный расчет поверхности теплопередачи

Общая поверхность теплопередачи равна суммарной поверхности двух зон

$$F = F_1 + F_2$$

### 2.5.1 Средние температурные напоры по зонам аппарата

Горячий и холодный теплоносители движутся в аппарате перекрестным током, поэтому с достаточной точностью средний температурный напор для каждой зоны можно определить по формуле Грасгоффа для случая чистого противотока (см. рис. 2.1)

$$\Delta t_{cp1} = \frac{(103 - 26,6) - (103,5 - 40)}{\ln \frac{103 - 26,6}{103,5 - 40}} = 69,75^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{cp2} = \frac{(103 - 26,6) - (40 - 25)}{\ln \frac{103 - 26,6}{40 - 25}} = 37,7^\circ \text{C}$$

### 2.6.2 Средние температуры теплоносителей по зонам

В большинстве критериальных уравнений теплоотдачи значения теплофизических констант теплоносителя отнесены к его средней температуре, которая определяется следующим образом.

Для того теплоносителя, у которого температура изменяется в теплообменнике на меньшее число градусов, средняя температура определяется как средняя арифметическая между начальной и конечной температурами

$$t_{cp1} = 0,5 \cdot (t_{нач1} + t_{кон1})$$

					Технологическая часть	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		7

Для второго теплоносителя среднюю температуру находят из выражения

$$t_{cp2} = t_{cp1} \pm \Delta t_{cp}.$$

В рассматриваемом случае (см. рис. 2.1)

$$\text{I зона } T_{cp1} = 0,5 \cdot (T_1 + T_k) = 0,5 \cdot (103,5 + 103) = 103,25^{\circ}\text{C}$$

$$t_{cp1} = T_{cp1} - \Delta t_{cp1} = 103,25 - 69,75 = 33,5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{II зона } t_{cp2} = 0,5 \cdot (\tau + t_1) = 0,5 \cdot (26,6 + 25) = 25,8^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cp2} = t_{cp2} + \Delta t_{cp2} = 25,8 + 37,7 = 63,5^{\circ}\text{C}$$

### 2.5.3 Коэффициенты теплоотдачи $\alpha$ и теплопередачи $K$ по зонам конденсатора-холодильника

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды в первой зоне зависит от режима ее движения, определяемого критерием Рейнольдса

$$Re_{\sigma 1} = \frac{w \cdot d_B \cdot \rho_{B1}}{\mu_{B1}},$$

где  $\rho_{B1}$  и  $\mu_{B1}$  - плотность и вязкость воды при ее средней температуре в рассматриваемой зоне конденсатора-холодильника ( $37,7^{\circ}\text{C}$ )

$$\rho_{B1} = 994 \text{ кг/м}^3; \mu_{B1} = 0,731 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} [2, \text{ с. } 537];$$

$d_B = 0,021$  м – внутренний диаметр трубы;

$w$  – скорость воды в трубах.

$$w = \frac{Y_2}{\rho_{B1} \cdot f_{тр}} = \frac{211}{994 \cdot 0,12} = 1 \text{ м/с},$$

где  $f_{тр} = 0,12 \text{ м}^2$  – площадь сечения одного хода по трубам.

$$Re_{B1} = \frac{1 \cdot 0,021 \cdot 994}{0,731 \cdot 10^{-3}} = 28555$$

Режим движения турбулентный, поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны воды определяем по уравнению [4, с. 294]

$$\alpha_{B1} = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_B} \cdot Re_{B1}^{0,8} \cdot Pr_{B1}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25},$$

где  $Pr_{B1} = \frac{C_{B1} \cdot \mu_{B1}}{\lambda_{B1}}$  - критерий Прандтля;

$C_{B1}$  – удельная теплоемкость воды;

$\lambda_{B1}$  - коэффициент теплопроводности воды;

$$C_{B1} = 4180 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}; \lambda_{B1} = 0,626 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} [2, \text{ с. } 537]$$

$$Pr_{B1} = \frac{4180 \cdot 0,731 \cdot 10^{-3}}{0,626} = 4,88$$

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	Технологическая часть				



Множитель ( $Pr/Pr_{ст}$ ), учитывающий направление теплового потока, близок к единице, когда температуры жидкости и стенки не сильно отличаются друг от друга. У капельных жидкостей с возрастанием температуры величина критерия  $Pr$  уменьшается. Следовательно, для капельных жидкостей при нагревании  $Pr/Pr_{ст} > 1$ , а при охлаждении  $Pr/Pr_{ст} < 1$ . На этом основании при проектировании теплообменников в расчете коэффициентов теплоотдачи для нагреваемых жидкостей можно принимать  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} = 1$ , допуская небольшую погрешность в сторону уменьшения  $\alpha$ , т.е. в сторону запаса. Для охлаждающихся жидкостей, когда  $Pr/Pr_{ст} \geq 0,5$ , с достаточной точностью можно принимать среднее значение  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ , равное 0,93 [2, с. 152].

В рассматриваемом случае вода нагревается. Принимаем  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} = 1$ . Тогда

$$\alpha_{в1} = 0,021 \cdot \frac{\lambda_{в1}}{d_{в}} \cdot Re_{в1}^{0,8} \cdot Pr_{в1}^{0,43} = 0,021 \cdot \frac{0,626}{0,021} \cdot 28555^{0,8} \cdot 4,88^{0,43} = 4541 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующихся паров к наружной поверхности горизонтальной трубы рассчитывается по формуле [3, с. 23]

$$\alpha_1 = 0,645 \cdot \varepsilon \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot r_1 \cdot g}{\mu_1 \cdot d_H \cdot q}}$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплоотдачи вследствие утолщения пленки конденсата на трубах, расположенных ниже в пучке

$$\varepsilon = 0,7 \text{ при } n \leq 100$$

$$\varepsilon = 0,6 \text{ при } n > 100.$$

$\lambda_1; \rho_1; r_1; \mu_1$  - соответственно коэффициент теплопроводности, плотность, удельная теплота конденсации и вязкость конденсата при температуре конденсации;

$g$  - ускорение силы тяжести,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$q$  - удельный тепловой поток,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$d_H = 0,025 \text{ м}$  - наружный диаметр трубы.

$$\lambda_1 = x_{в} \cdot \lambda_{в} + x_{с} \cdot \lambda_{с} = 0,95 \cdot 0,68 + 0,05 \cdot 0,139 = 0,65 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}},$$

где  $x_{в} = 0,95$  и  $x_{с} = 0,05\%$  масс. воды и бутилового спирта в конденсате.

$$\lambda_{в} = 0,68 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}; \lambda_{с} = 0,139 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} \quad [1, \text{с. 810}]$$

$$\rho_1 = \frac{1}{\frac{x_{в}}{\rho_{в}} + \frac{x_{с}}{\rho_{с}}} = \frac{1}{\frac{0,95}{957} + \frac{0,05}{750}} = 944 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

где  $\rho_{в} = 957 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho_{с} = 750 \text{ кг}/\text{м}^3$  [2, с. 512]

$$\mu_1 = \mu_{в}^{x_{в}} \cdot \mu_{с}^{x_{с}} = (0,284 \cdot 10^{-3})^{0,99} \cdot (0,53 \cdot 10^{-3})^{0,01} = 0,306 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где  $\mu_{в} = 0,284 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;  $\mu_{с} = 0,53 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  [2, с. 516];

$x_{в}$ ;  $x_{с}$  - мольные доли воды и бутилового спирта в конденсате.

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	Технологическая часть				





$$Re_k = \frac{w_k \cdot d_n \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,032 \cdot 0,025 \cdot 982}{0,45 \cdot 10^{-3}} = 1745$$

Полученное числовое значение критерия Рейнольдса указывает на ламинарный режим движения теплоносителя и на необходимость расчета коэффициента теплоотдачи от конденсата к наружной поверхности пучка труб по уравнению [3, с. 25]:

$$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}$$

Поскольку в рассматриваемой зоне конденсат охлаждается, то последний множитель в данном уравнении может быть принят равным 0,93. Критерий Прандтля равен

$$Pr = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4180 \cdot 0,45 \cdot 10^{-3}}{0,66} = 2,85$$

Тогда

$$\alpha_2 = 0,24 \cdot 0,93 \cdot \frac{\lambda_2}{d_n} \cdot Re_k^{0,6} \cdot Pr^{0,36} = 0,223 \cdot \frac{0,66}{0,025} \cdot 1745^{0,6} \cdot 2,85^{0,36} = 756 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

Определим коэффициент теплоотдачи со стороны воды во второй зоне при средней ее температуре  $t_{ср2}$  равной  $25,8^\circ\text{C}$ .

Физические параметры воды при этой температуре [2, с. 537]:

плотность  $\rho_{в2} = 997 \text{ кг/м}^3$ ;

вязкость  $\mu_{в2} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;

теплопроводность  $\lambda_{в2} = 0,61 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$ ;

теплоемкость  $C_{в2} = 4185 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ .

$$Pr = \frac{C_{в2} \cdot \mu_{в2}}{\lambda_{в2}} = \frac{4185 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3}}{0,61} = 6,2.$$

Поскольку плотность воды в первой и второй зонах мало изменяется, то и объемный расход ее и, следовательно, скорость останутся прежними, т.е.  $w = 1 \text{ м/с}$ . Тогда

$$Re_{в2} = \frac{w \cdot d_b \cdot \rho_{в2}}{\mu_{в2}} = \frac{1 \cdot 0,021 \cdot 997}{0,9 \cdot 10^{-3}} = 19542$$

Режим движения теплоносителя турбулентный, поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны воды находим по уравнению

$$\alpha_{в2} = 0,021 \cdot \frac{\lambda_{в2}}{d_b} \cdot Re_{в2}^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot \frac{0,61}{0,021} \cdot 19542^{0,8} \cdot 6,2^{0,43} = 4670 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

Коэффициент теплопередачи во второй зоне с учетом тепловых сопротивлений стенки и загрязнений труб будет равен

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{в2}}} = \frac{1}{\frac{1}{756} + \frac{1}{2900} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{4670}} = 440 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

## 2.5.4 Поверхность конденсатора-холодильника

Для первой зоны:

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \cdot \Delta t_{cp1}} = \frac{11821}{935 \cdot 69,75} = 171 \text{ м}^2$$

Для второй зоны:

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \cdot \Delta t_{cp2}} = \frac{1432600}{440 \cdot 37,7} = 86 \text{ м}^2$$

Общая поверхность теплопередачи

$$F = F_1 + F_2 = 171 + 86 = 267 \text{ м}^2$$

В результате уточненного расчета поверхности теплопередачи принимаем по ГОСТ 14246-79, ГОСТ 14247-79 [3, с. 25, с. 26] кожухотрубчатый конденсатор-холодильник, с плавающей головкой, горизонтальный.

Диаметр кожуха – 1000 мм.

Диаметр труб наружный – 25 мм.

Длина труб – 3000 мм.

Число ходов по трубам – 2.

Поверхность теплообмена – 284 м<sup>2</sup>.

В выбранном теплообменнике запас поверхности

$$\Delta = \frac{284 - 257}{257} \cdot 100 = 10,5 \%$$

					Технологическая часть	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		13

### 3. Гидравлический расчет

Расчет гидравлических сопротивлений необходим для определения затрат энергии на перемещение жидкостей, паров или газов и подбора машин, используемых для их перемещения: насосов, компрессоров и т.д.

Гидравлические сопротивления обусловлены сопротивлением трения и местными сопротивлениями, возникающими при изменениях скорости потока по величине или направлению.

Потери давления  $\Delta P$  на преодоление сопротивления трения и местных сопротивлений в трубном пространстве определяются по формуле:

$$\Delta P = \left( \lambda \cdot \frac{L}{d_3} + \sum \xi_{\text{м.с.}} \right) \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па}$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;  
 $L$  – длина пути жидкости;  
 $d_3$  – эквивалентный диаметр;  
 $\sum \xi_{\text{м.с.}}$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений;  
 $\rho$  – плотность вещества потока, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w$  – скорость потока, м/с.

Формулы для расчета коэффициента трения  $\lambda$  зависят от режима движения жидкости и шероховатости труб. При  $Re_{\text{тр}} > 2300$  его можно определить по формуле:

$$\lambda = 0,25 \cdot \left\{ \lg \left[ \frac{e}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re_{\text{тр}}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2},$$

где  $e = \Delta / d$  – относительная шероховатость труб;  
 $\Delta$  – высота выступов шероховатостей (в расчетах можно принять  $\Delta = 0,2 \cdot 10^{-3}$  м – это стальные трубы, бывшие в эксплуатации, с незначительной коррозией).

Коэффициенты местных сопротивлений потоку, движущемуся в трубном пространстве:

$\xi_{\text{тр1}} = 1,5$  – входная или выходная камеры;

$\xi_{\text{тр2}} = 2,5$  – поворот между ходами;

$\xi_{\text{тр3}} = 1,0$  – вход в трубы или выход из них.

Местные сопротивления на входе в распределительную камеру и на выходе из нее следует рассчитывать по скорости жидкости в штуцерах.

Диаметр штуцеров определяют из уравнения расхода:

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V}{w}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Y}{\rho \cdot w}}, \text{ м}$$

где  $V$  – объемный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/с;

$Y$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;

$w$  – допустимая скорость потока, м/с;  
 $\rho$  - плотность вещества потока, кг/м<sup>3</sup>.

В случае паро-жидкостного потока плотность его определяют из выражения

$$\rho_{ст} = (1-e) \cdot \rho_{ж} + e \cdot \rho_{п}$$

где  $\rho_{ж}$  – плотность жидкой фазы, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{п}$  – плотность паровой фазы, кг/м<sup>3</sup>;

$e$  – доля отгона (массовая доля паровой фазы в смеси).

Величина допустимой скорости потока для расчета диаметра штуцеров (а также трубопроводов и других деталей и узлов химических аппаратов) принимается по опытным данным скоростей движения жидкостей и газов в промышленных условиях, приведенных в таблице 2.1

Таблица 2.1

Ориентировочные значения допустимой скорости потока

Среда и условия движения	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (до 0,01 Па·с) при перекачивании насосом	0,5 ÷ 3,0
Вязкие жидкости (свыше 0,01 Па·с) при перекачивании насосом	0,2 ÷ 1,0
Жидкости (конденсаты) при движении самотеком	0,1 ÷ 0,5
Пар насыщенный	15 ÷ 25
Пар перегретый (газы)	20 ÷ 50
Паро-жидкостный поток в пересчете на однофазный жидкостный поток	0,5 ÷ 1,0

По рассчитанным значениям диаметров штуцеров принимают нормализованные диаметры, значения которых приведены ниже

$d_{ш}$ ; мм – 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 500, 600, 800.

Для принятых значений диаметров уточняются скорости потоков в штуцерах.

Общая длина пути жидкости в трубах равна

$$L = l_{тр} \cdot Z, \text{ м,}$$

где  $l_{тр}$  – длина труб в аппарате, м;

$Z$  – число ходов по трубам.

Критерий  $Re_{тр}$  рассчитывают по внутреннему диаметру трубы, т.е.  $d_3 = d_в$

$$Re_{тр} = \frac{w_{тр} \cdot d_в \cdot \rho_{тр}}{\mu_{тр}},$$

где  $\rho_{тр}$ ;  $\mu_{тр}$  - плотность и вязкость потока при его средней температуре.

Скорость жидкости в трубах определяют из уравнения





$$b = 2 \cdot \sqrt{\frac{n}{3}},$$

где  $n$  – общее число труб в пучке теплообменника.

Число горизонтальных рядов труб в пучке теплообменника равно числу труб в диагонали шестиугольника. Таким образом, принимают  $m = \frac{b}{2} = \sqrt{\frac{n}{3}}$ .

Сопротивление входа и выхода в межтрубное пространство следует также определять по скорости потока в штуцерах, расчет диаметра которых аналогичен выше приведенному.

Тогда расчетная формула для определения потеряннного давления в межтрубном пространстве окончательно примет вид:

$$\Delta P_{\text{мтр}} = \left[ \frac{3 \cdot m \cdot (x + 1)}{\text{Re}_{\text{мтр}}^{0,2}} + \xi_{\text{мтр}2} \cdot x \right] \cdot \frac{w_{\text{мтр}}^2 \cdot \rho_{\text{мтр}}}{2} + \xi_{\text{мтр}1} \cdot \frac{w_{\text{мтрш1}}^2 \cdot \rho_{\text{мтрш1}}}{2} + \xi_{\text{мтр}1} \cdot \frac{w_{\text{мтрш2}}^2 \cdot \rho_{\text{мтрш2}}}{2},$$

где  $x$  – число сегментных перегородок.

Число сегментных перегородок зависит от длины и диаметра аппарата. Поперечные перегородки в межтрубном пространстве часто размещают на таком расстоянии друг от друга, чтобы живое сечение продольного потока в сегментном вырезе перегородки было равно живому сечению поперечного потока у края перегородки. В стандартизованных теплообменниках это расстояние принимают половине внутреннего диаметра кожуха  $D_{\text{в}}$ . Тогда число сегментных перегородок будет равно

$$x = \left( \frac{l_{\text{тр}}}{0,5 \cdot D_{\text{в}}} - 1 \right),$$

где  $l_{\text{тр}}$  – длина трубы.

### 3.1 Гидравлический расчет выбранного кожухотрубчатого конденсатора-холодильника

Технические характеристики конденсатора-холодильника:

Диаметр кожуха внутренний  $D_{\text{в}} = 1000$  мм

Диаметр труб наружный  $d_{\text{н}} = 25$  мм

Диаметр труб внутренний  $d_{\text{в}} = 21$  мм

Длина трубы  $l_{\text{тр}} = 3000$  мм

Число ходов по трубам  $Z = 2$

Общее число труб  $n = 718$

Площадь сечения одного хода по трубам  $f_{\text{тр}} = 0,12$  м<sup>2</sup>

Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве  $f_{\text{мтр}} = 0,117$  м<sup>2</sup>

### 3.1.1 Расчет диаметра штуцеров

В трубное пространство в рассматриваемом случае подается вода в количестве  $Y_2 = 211$  кг/с.

Учитывая незначительное изменение плотности воды с изменением температуры, примем ее значение при средней температуре воды в аппарате  $\rho_B = 995$  кг/м<sup>3</sup>. В этом случае диаметры входного и выходного штуцеров трубного пространства будут равными.

Ориентировочное значение скорости воды в штуцерах согласно таблице 2.1 примем равным 3 м/с. Тогда

$$d_{\text{шт}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Y_2}{\rho_B \cdot w_B}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{211}{995 \cdot 3}} = 0,300 \text{ м}$$

Принимаем стандартизованное значение  $d_{\text{шт}} = 300$  мм.

В межтрубное пространство поступает смесь воды и бутилового спирта в количестве 5,44 кг/с в виде насыщенных паров при температуре 103<sup>0</sup>С и давлении 850 мм.рт.ст.

Плотность поступающей смеси на основании уравнения Менделеева-Клайперона может быть рассчитана по формуле

$$\rho = \frac{P \cdot M}{R \cdot T}, \text{ кг/м}^3$$

где  $P$  – давление, Па;

$T$  – температура, <sup>0</sup>К;

$R = 8310 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot ^\circ \text{К}}$  – универсальная газовая постоянная;

$M$  – средняя молярная масса смеси, кг/моль;

$$M = M_1 \cdot y'_1 + M_2 \cdot y'_2.$$

В рассматриваемом случае  $M_1 = 18$ ;  $M_2 = 74$  – молярные массы соответственно воды и бутилового спирта.

$y'_1 = 0,99$ ;  $y'_2 = 0,01$  – их молярные доли в смеси.

$$M = 18 \cdot 0,99 + 74 \cdot 0,01 = 19$$

Тогда плотность поступающей в аппарат смеси будет равна

$$\rho_{\text{мтрш1}} = \frac{850 \cdot 133,4 \cdot 19}{8310 \cdot 376} = 0,7 \text{ кг/м}^3$$

Ориентировочное значение скорости насыщенного пара во входном штуцере согласно таблице 2.1 примем равным 25 м/с. Тогда

$$d_{\text{мтрш1}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{5,44}{0,7 \cdot 25}} = 0,63 \text{ м}$$

Принимаем  $d_{\text{мтрш1}} = 600$  мм.

Уточненное значение скорости во входном штуцере составит

$$w_{\text{мтрш1}} = \frac{5,44}{0,785 \cdot 0,6^2 \cdot 0,7} = 27,5 \text{ м/с}$$

Из межтрубного пространства выходит конденсат смеси при температуре 40<sup>0</sup>С в количестве 5,44 кг/с. Плотность его при этой температуре

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат					Технологическая часть



$$\text{Тогда } w_{\text{мтр}} = \frac{Y_{\text{мтр}}}{f_{\text{мтр}} \cdot \rho_{\text{мтр}}} = \frac{5,44}{0,117 \cdot 0,7} = 66 \text{ м/с}$$

$$\text{Re}_{\text{мтр}} = \frac{Y_{\text{мтр}} \cdot d_{\text{н}}}{f_{\text{мтр}} \cdot \mu_{\text{мтр}}} = \frac{5,44 \cdot 0,025}{0,117 \cdot 0,284 \cdot 10^{-3}} = 4092.$$

Число рядов труб, омываемых теплоносителем в межтрубном пространстве:

$$m = \sqrt{n/3} = \sqrt{718/3} = 15$$

Число сегментных перегородок равно:

$$x = \left( \frac{l_{\text{тр}}}{0,5 \cdot D_{\text{в}}} - 1 \right) = \left( \frac{3}{0,5 \cdot 1} - 1 \right) = 5$$

Для расчета примем  $x = 5$ .

Теперь мы имеем все данные, необходимые для расчета потеряннного давления в межтрубном пространстве по уравнению, приведенному выше:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{мтр}} = & \left[ \frac{3 \cdot 15 \cdot (5+1)}{4092^{0,2}} + 1,5 \cdot 5 \right] \cdot \frac{66^2 \cdot 0,7}{2} + 1,5 \cdot \frac{27,5^2 \cdot 0,7}{2} + \\ & + 1,5 \cdot \frac{1,09^2 \cdot 990}{2} = 90720 \text{ Па} \end{aligned}$$

## Заключение

В результате расчета поверхности теплопередачи приняли по ГОСТ 14246-79, ГОСТ 14247-79 кожухотрубчатый конденсатор-холодильник, с плавающей головкой, горизонтальный.

Диаметр кожуха – 1000 мм.

Диаметр труб наружный – 25 мм.

Длина труб – 3000 мм.

Число ходов по трубам – 2.

Поверхность теплообмена – 284 м<sup>2</sup>.

В выбранном теплообменнике запас поверхности

$$\Delta = \frac{284 - 257}{257} \cdot 100 = 10,5 \%$$

Гидравлический расчет конденсатора-холодильника показал, что сопротивление трубного пространства составило 66025 Па, межтрубного 90720 Па.

Диаметры входного и выходного штуцеров холодного теплоносителя одинаковы и равны 300 мм. Диаметр входного штуцера горячего теплоносителя равен 600 мм, а выходного 80 мм.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	Заключение	21

## Литература

1. Плановский А.Н., Рамм В.М., Каган С.З. Процессы и аппараты химической технологии. М. Химия. 1968, 847 с.
2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л. Химия. 1987, 576 с.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию. Под редакцией Ю.И. Дытнерского. М. Химия. 1983, 272 с.
4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии ч. I. М. Химия. 1995, 400 с.
5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М. Физматгиз. 1963, 708 с.

					<i>Литература</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат</i>		22

## Содержание

Введение.....	
1. Литературный обзор.....	
1.1 Устройство теплообменных аппаратов.....	
1.2 Кожухотрубчатые теплообменники.....	
1.3 Технологическая схема процесса.....	
1.4 Конструкция теплообменника с плавающей головкой .....	
Исходные данные .....	
2. Технологический расчет.....	
2.1 Определение температур холодного и горячего теплоносителей	
2.2 Тепловая нагрузка конденсатора-холодильника.....	
2.3 Расход воды в конденсаторе-холодильнике .....	
2.4 Выбор типа конденсатора-холодильника .....	
2.5 Уточненный расчет поверхности теплопередачи .....	
2.5.1 Средние температурные напоры по зонам аппарата.....	
2.5.2 Средние температуры теплоносителей по зонам.....	
2.5.3 Коэффициенты теплоотдачи $\alpha$ и теплоотдачи $K$ по зонам	
конденсатора-холодильника.....	
2.5.4 Поверхность конденсатора-холодильника .....	
3. Гидравлический расчет .....	
3.1 Гидравлический расчет выбранного кожухотрубчатого	
конденсатора-холодильника.....	
3.1.1 Расчет диаметра штуцеров .....	
3.1.2 Гидравлическое сопротивление трубного пространства .....	
3.1.3 Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства....	
Заключение.....	
Литература.....	