

# 1 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УСТАНОВКИ

Схема ректификационной установки непрерывного действия приведена рисунке 1.1 [1].

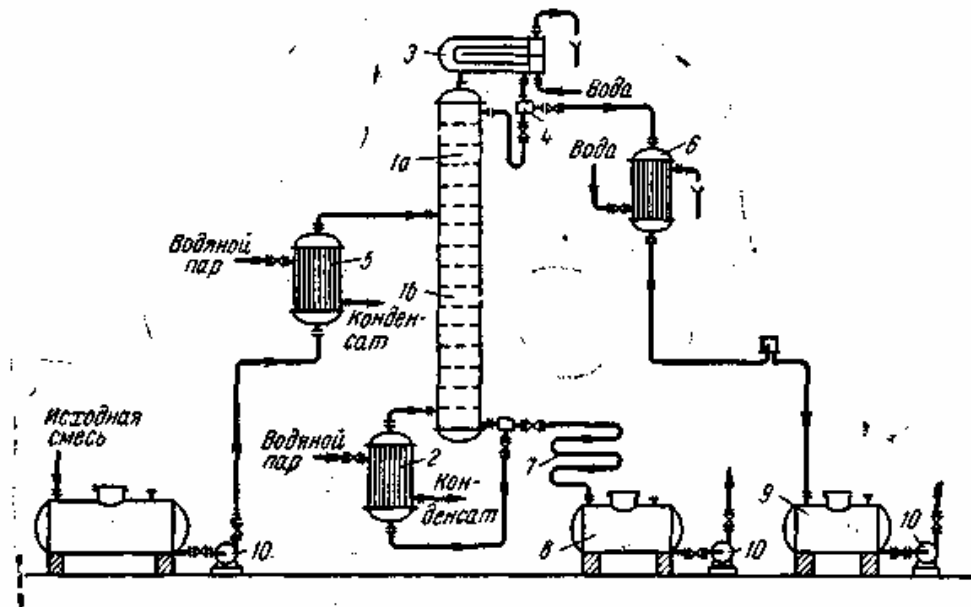


Рисунок 1.1 Схема непрерывно действующей ректификационной установки

1 – ректификационная колонна (а – концентрационная часть, б – отгонная часть); 2 – кипятильник; 3 – дефлегматор; 4 – делитель флегмы; 5 – подогреватель исходной смеси; 6 – холодильник дистиллята (или холодильник-конденсатор); 7 – холодильник остатка (или нижнего продукта); 8, 9 – сборники; 10 – насосы.

Ректификационная колонна 1 имеет цилиндрический корпус, внутри которого установлены контактные устройства в виде тарелок или насадки. Снизу вверх по колонне движутся пары, поступающие в нижнюю часть аппарата из кипятильника 2, который находится вне колонны, т. е. является выносным (как показано на рисунке), либо размещается непосредственно под колонной. С помощью кипятильника создается восходящий поток пара. Пары проходят через слой жидкости на нижней тарелке.

В нижней части (от питающей до нижней тарелки) необходимо в максимальной степени удалить из жидкости НК, то есть исчерпать жидкость для того, чтобы в кипятильник стекала жидкость, близкая по составу к чистому ВК. Соответственно эта часть колонны называется исчерпывающей или отгонной.

В дефлегматоре 3 (конденсатор-холодильник) могут быть сконденсированы либо все пары, поступающие из колонны, либо только часть их соответствующая количеству возвращаемой в колонну флегмы. В первом случае часть конденсата, остающаяся после отделения флегмы, представляет собой дистиллят (ректификат), или верхний продукт, который после охлаждения в холодильнике 6 направляется в сборник дистиллята 9. Во втором случае несконденсированные в дефлегматоре пары одновременно конденсируются и охлаждаются в холодильнике 6, который при таком варианте работы служит конденсатором-холодильником дистиллята.

Жидкость, выходящая из низа колонны (близкая по составу ВК) также делится на две части. Одна часть, как указывалось, направляется в кипятильник, а другая – остаток (нижний продукт) после охлаждения водой в холодильнике 7 направляется в сборник 8.

Эти теплообменники, в соответствии с ГОСТ 15119—79, могут быть только вертикальными и одноходовыми, с трубками диаметром  $25 \times 2$  мм. Они могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе.

На рисунке 2.2 изображен кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой, предназначенный для охлаждения (нагревания) жидких или газообразных сред без изменения их агрегатного состояния.

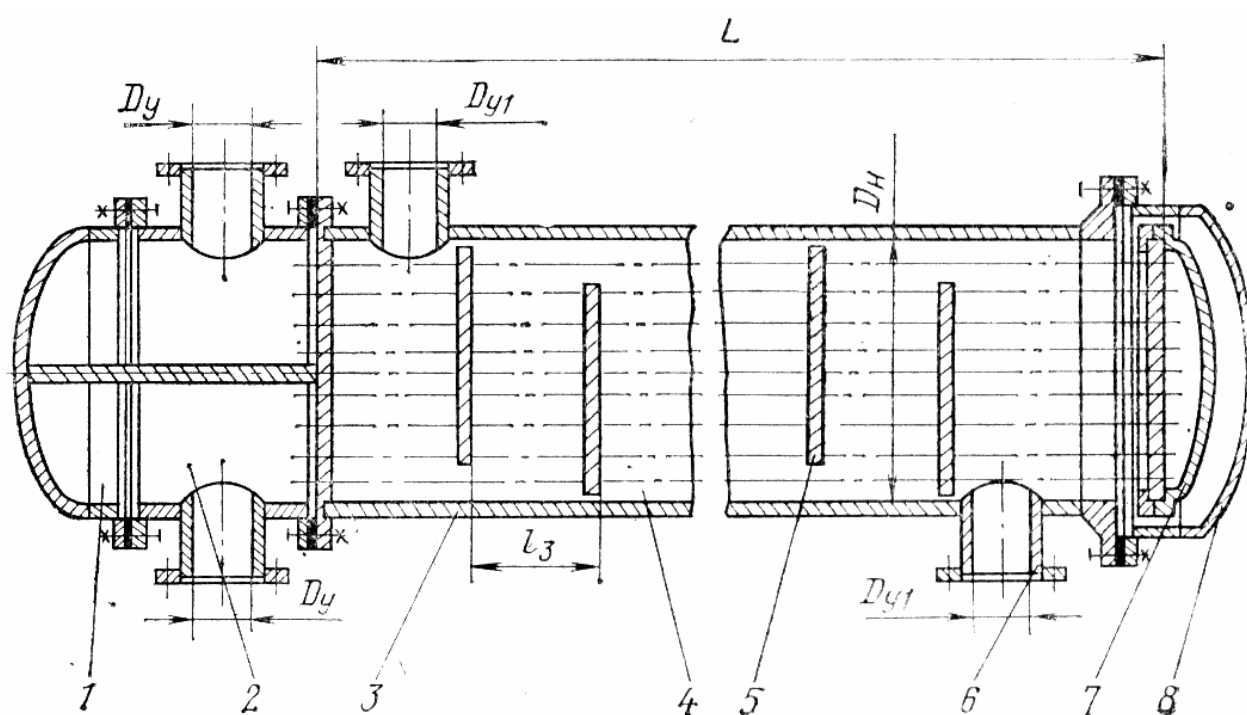


Рисунок 2.2 – Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой

- 1 – крышка распределительной камеры;
- 2 – распределительная камера;
- 3 – кожух;
- 4 – теплообменная труба;
- 5 – перегородка с сегментным вырезом;
- 6 – штуцер;
- 7 – крышка плавающей головки;
- 8 – крышка кожуха.

Не закрепленная на кожухе вторая трубная решетка вместе с внутренней крышкой, отделяющей трубное пространство от межтрубного, образуют так называемую плавающую головку. Такая конструкция исключает температурные напряжения в кожухе и трубах. Эти теплообменники, нормализованные в соответст-

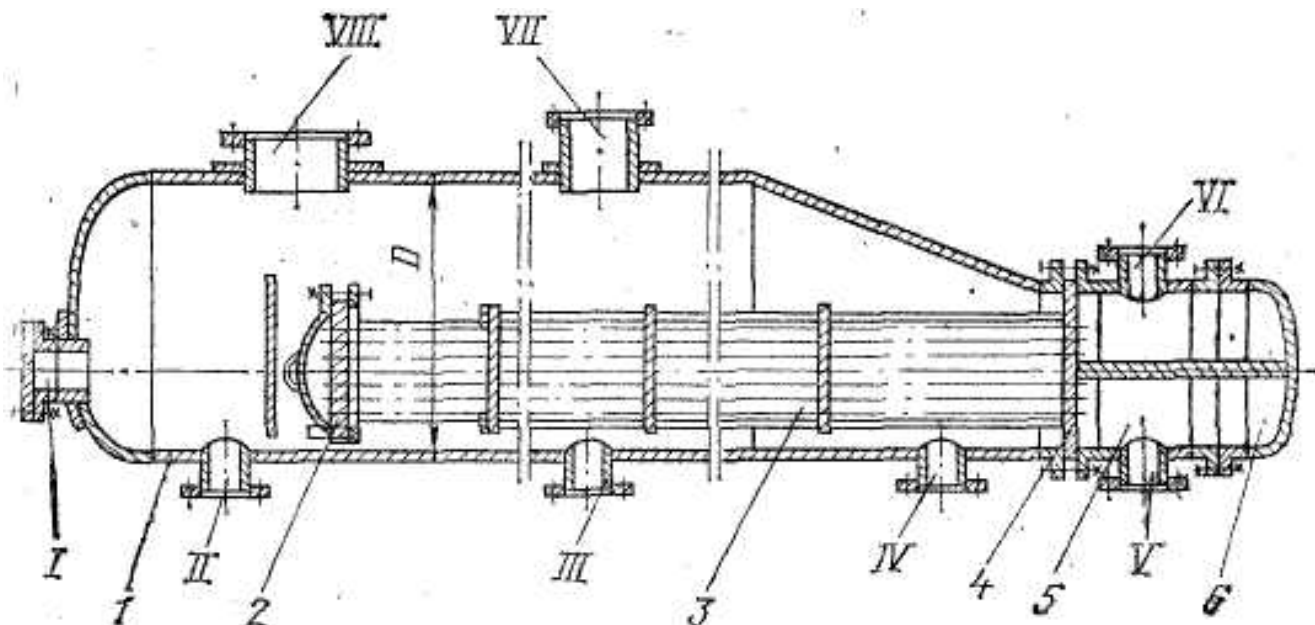


Рисунок 2.4 – Кожухотрубчатый испаритель с паровым пространством

1 – кожух; 2 – трубная решетка плавающей головки; 3 – теплообменная труба; 4 – неподвижная трубная решетка; 5 – распределительная камера; 6 – крышка распределительной камеры; I – люк для монтажа трубного пучка; II – выход остатка продукта; III – дренаж; IV – вход жидкого продукта; V – выход газа или жидкости (теплоагента); VI – вход пара или жидкости (теплоагента); VII – выход паров продукта; VIII – люк.

В этих аппаратах, расположенных всегда горизонтально, горячий теплоноситель {в качестве которого могут использоваться газы, жидкости или пар) движется по трубам. Согласно ГОСТ 14248—79, кожухотрубчатые испарители могут быть с коническим днищем диаметром от 800 до 1600 мм и с эллиптическим днищем диаметром от 2400 до 2800 мм. Последние могут иметь два или три трубных пучка. Допустимые давления в трубах составляют от 1,6 до 4,0 МПа, в кожухе — от 1,0 до 2,5 МПа при рабочих температурах от —30 до 450 °С, т. е. выше, чем для испарителей с линзовым компенсатором. Испарители с паровым пространством изготавливают лишь двухходовыми, только из труб длиной 6,0 м или 3,0 м, диаметром 20 × 2 мм или 25 × 2 мм.

Для испарения кубового остатка принимаем испаритель с паровым пространством.

## 4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

### 4.1 Особенности расчета кипятильника

В качестве кипятильников могут использоваться обычные кожухотрубчатые теплообменники, в межтрубном пространстве которых происходит конденсация паров, а в трубном – испарение [3].

Поверхность теплообмена кожухотрубчатого кипятильника

$$F = \frac{Q}{K \Delta T_{cp}}$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменника, Вт;

$K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$\Delta T_{cp}$  – средняя разность температур, К.

Тепловая нагрузка кипятильника

$$Q = Q_{нагр} + Q_{исп} + Q_{пер}$$

где  $Q_{нагр}$  – теплота, расходуемая на нагрев исходной смеси до температуры кипения, Вт;

$Q_{исп}$  – теплота, расходуемая на испарение жидкости, Вт;

$Q_{пер}$  – теплота, расходуемая на перегрев образовавшихся в результате кипения паров до необходимой температуры, Вт.

Рассчитываемый кипятильник предназначен для работы в составе ректификационной колонны в качестве испарителя. Жидкость с куба ректификационной колонны выходит в состоянии насыщения, поэтому для проектируемого испарителя верно равенство

$$Q_{нагр} = 0 \text{ Вт}$$

Следовательно, тепловая нагрузка

$$Q = Q_{исп} + Q_{пер}$$

После ориентировочного определения поверхности теплообмена и выбора теплообменника по каталогу проводят уточненный расчет поверхности теплопередачи и сравнивают с выбранной. Требуемая поверхность теплообмена не должна превышать поверхность теплообмена выбранного аппарата.

Массовый состав остатка

$$V_M(C_2H_5OH) = V_M \times X_M$$

где  $X_M$  – массовая доля этанола в остатке,  $X_M = 0,015$ .

$$V_M(C_2H_5OH) = 10500 \times 0,015 = 160 \text{ кг/ч}$$

$$V_M(H_2O) = V_M(1 - X_M) = 10500 \times (1 - 0,015) = 10340 \text{ кг/ч}$$

Для определения мольного расхода рассчитаем мольную массу компонентов

$$M(C_2H_5OH) = 12 \times 2 + 1 \times 5 + 16 + 1 = 48 \text{ кг/кмоль}$$

$$M(H_2O) = 1 \times 2 + 16 = 18 \text{ кг/кмоль}$$

Мольные расходы компонентов

$$V_L(C_2H_5OH) = \frac{V_M(C_2H_5OH)}{M(C_2H_5OH)} = \frac{160}{48} = 3,42 \text{ кмоль/ч}$$

$$V_L(H_2O) = \frac{V_M(H_2O)}{M(H_2O)} = \frac{10340}{18} = 574,58 \text{ кмоль/ч}$$

Суммарный мольный расход

$$V_L = V_L(C_2H_5OH) + V_L(H_2O) = 3,42 + 574,58 = 578 \text{ кмоль/ч}$$

Мольный состав потока

$$X_L(C_2H_5OH) = \frac{V_L(C_2H_5OH)}{V_L} = \frac{3,42}{578} = 0,0059$$

$$X_L(H_2O) = \frac{V_L(H_2O)}{V_L} = \frac{574,58}{578} = 0,9941$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Составы кубового остатка

Компонент	Расход, 1/ч		Состав, доли	
	массовый	мольный	массовый	мольный
Этанол (C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH)	160	3,42	0,0150	0,0059
Вода (H <sub>2</sub> O)	10340	574,58	0,9850	0,9941
Сумма	10500	578,00	1,0000	1,0000

Для расчетов необходимо знать точное значение ДНП компонентов от произвольной температуры.

Выполним интерполяцию табличных данных. Для этого переведем размерность табличных данных (мм. рт. ст.) в систему СИ и изменим аргумент с абсолютной температуры на относительную

$$P_{v_{\text{мм. рт. ст.}}} \times 133.33 \times 10^{-6} = P_{v_{\text{МПа}}}$$

$$\tau = (t + T_0) / T_0$$

где  $T_0 = 273 \text{ К}$  – температура абсолютного нуля.

В силу большой трудоемкости расчетов выполним их с использованием ЭВМ, в частности, программы Excel. На рисунке 4.2 приведен фрагмент листа Microsoft Excel с результатами вычислений.

t	τ	Давление, мм. рт. ст.		Давление, МПа	
		этанол	вода	этанол	вода
20	1,073	43,9	17,5	0,00585	0,00233
30	1,110	78,8	31,8	0,01050	0,00424
40	1,147	135,0	55,3	0,01800	0,00737
50	1,183	222,0	92,5	0,02959	0,01233
60	1,220	353,0	149,0	0,04705	0,01986
70	1,256	543,0	234,0	0,07238	0,03119
80	1,293	813,0	355,0	0,10837	0,04732
90	1,330	1187,0	526,0	0,15823	0,07012
100	1,366	1692,0	760,0	0,22554	0,10131
110	1,403	2360,0	1075,0	0,31459	0,14330
120	1,440	3223,0	1489,0	0,42963	0,19848
130	1,476	4320,0	2026,0	0,57586	0,27007

Рисунок 4.2 – Фрагмент листа Microsoft Excel с исходными данными

На основании этих данных построим графики зависимости  $P_v = f(\tau)$  для этанола и воды, и выполним аппроксимацию, используя сплайновую линию тренда. Графики и полученные зависимости приведены на рисунке 4.3 и 4.4.

В сводной таблице 4.3 приведены полученные функциональные зависимости для ДНП компонентов.

Таблица 4.3 – Функциональные зависимости ДНП компонентов

Наименование компонента	Функция $P_v = F(\tau)$
Этанол ( $C_2H_5OH$ )	$10,701 \tau^3 - 35,951 \tau^2 + 40,469 \tau - 15,249$
Вода ( $H_2O$ )	$5,5486 \tau^3 - 18,815 \tau^2 + 21,360 \tau - 8,1102$

Процесс определение температуры низа колонны требует применения итераций. Необходимо задаться значением температуры, определить ДНП компонентов, затем произвести вычисления по формуле (1). В случае нарушения условия выбирают новое значение температуры и повторяют расчет.

Эту часть расчетов выполним также с применением ЭВМ, в частности, программы MathCAD.

Ниже на рисунке 4.5 приводится программа для MathCAD и результаты последней итерации.

Температуру кубового остатка определяем как изотерму состояния жидкой фазы  
 $T_{\text{Ж}} := 350\text{K}$   
 Given  

$$\sum \left( \frac{X_L \cdot P_v \left( \frac{T_{\text{Ж}}}{T_0} \right)}{P_R} \right) = 1$$

$$T_{\text{Ж}} := \text{Find}(T_{\text{Ж}}) \quad T_{\text{Ж}} - T_0 = 119.667 \text{ grC}$$

$$P_v \left( \frac{T_{\text{Ж}}}{T_0} \right) = \begin{pmatrix} 0.426 \\ 0.199 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Рисунок 4.5 – Программы на MathCAD для определения температуры куба

Получаем температуру кубового остатка

$$T_{\text{Ж}} = T_R = 119,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Теплоту испарения компонентов при температуре  $t_x = 119,7 \text{ }^\circ\text{C}$  найдем интерполированием значений теплоты испарения при  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $140 \text{ }^\circ\text{C}$ . [3, табл. XXXII]

$$r_{100} := \left( \frac{812.9}{2258.4} \right) \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad r_{140} := \left( \frac{712.3}{2149.5} \right) \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$r_x = r_{100} + (t_x - 100) \frac{r_{140} - r_{100}}{140 - 100}$$

Опуская процесс вычислений, приведем результаты

$$r_x = \left( \frac{763.292}{2204.699} \right) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Тогда тепло, затрачиваемое на испарение компонентов

$$Q_{\text{исп}}(\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}) = r(\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}) G_M(\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}) = 763,3 \times 160 = 1.22 \times 10^5 \text{ кДж/ч}$$

$$Q_{\text{исп}}(\text{H}_2\text{O}) = r(\text{H}_2\text{O}) G_M(\text{H}_2\text{O}) = 2204,7 \times 10340 = 228.41 \times 10^5 \text{ кДж/ч}$$

Тепло, затрачиваемое на конденсацию всей смеси

$$Q_{\text{исп}} = Q_{\text{исп}}(\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}) + Q_{\text{исп}}(\text{H}_2\text{O}) = 1.22 \times 10^5 + 228.41 \times 10^5 = 229.63 \times 10^5 \text{ кДж/ч}$$

$$Q_{\text{исп}} = 6367 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка на перегрев компонентов

$$Q_{\text{пер}} = G_M (H_{Rk} - H_{Rn})$$

где  $H_{Rk} = c t_k$  – энтальпия перегретых паров компонента, кДж/кг;

$c$  – теплоемкость паров компонента при  $t_x$ , кДж/(кг  $\times$  К);

$t_k$  – температура перегретых паров, по условию  $t_k = t_n + 5^\circ$ ;

$H_{Rn} = c t_n$  – энтальпия паров компонента при температуре  $t_n$ , кДж/кг;

$t_n = T_{\text{II}}$  – температура образовавшихся паров.

Теплоемкости этанола и воды при температуре  $t_k = 119,8 + 5 = 124,8 \text{ }^\circ\text{C}$  выберем по справочным данным [1, прил. III]:

$$c(\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}) = 0,909 \text{ ккал}/(\text{кг} \times \text{К}) = 3,81 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$$

$$c(\text{H}_2\text{O}) = 1,020 \text{ ккал}/(\text{кг} \times \text{К}) = 4,27 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$$

Итого получаем теплоту, затрачиваемую на перегрев компонентов

$$Q_{\text{пер}}(\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}) = 160 \times (3,81 \times 124,8 - 3,81 \times 119,8) = 3 \text{ 000 кДж/ч}$$

$$Q_{\text{пер}}(\text{H}_2\text{O}) = 10340 \times (4,27 \times 124,8 - 4,27 \times 119,8) = 221 \text{ 000 кДж/ч}$$

#### 4.6 Определение средней разности температур

Поскольку в трубках происходит конденсация пара, то его температура остается неизменной ( $t_{\text{п}} = 182,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ). В межтрубном пространстве температура изменяется от  $T_{\text{ж}} = 119,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $t_{\text{к}} = 124,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Средняя разность температур считается по формуле

$$\Delta T_{\text{ср}} := \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{2.3 \cdot \log \left( \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}} \right)}$$

где  $\Delta T_{\text{max}}$  и  $\Delta T_{\text{min}}$  – большая и меньшая разность температур соответственно:

$$\Delta T_{\text{max}} = t_{\text{п}} - T_{\text{ж}} = 182,3 - 119,6 = 62,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{min}} = t_{\text{п}} - t_{\text{к}} = 182,3 - 124,8 = 57,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тогда средняя разность температур

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{62,7 - 57,5}{2.3 \log (62,7/57,5)} = 61,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

#### 4.7 Ориентировочный выбор теплообменника

Требуемая поверхность теплообмена определяется по формуле

$$F := \frac{Q}{K \cdot \Delta T_{\text{ср}}}$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи. Для предварительных расчетов принимаем [3, стр. 32]

$$K = 0,8 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{ К}}$$

Тогда ориентировочная поверхность теплообмена

$$F = \frac{6430}{0,8 \times 61,0} = 133 \text{ м}^2$$

Решение вопроса о том, какой из теплоносителей направить в трубное пространство, а какой в межтрубное, определяется давлением теплоносителей, их коррозионной активностью, способностью загрязнять поверхность теплообмена [3, стр. 32].

Анализируя справочные данные [3, табл II.4], можно сделать вывод, что с поверхностью теплообмена  $\approx 130 \text{ м}^2$  и  $n/z$ , близким к 260, есть только двухходовые испарители. Выбираем аппарат со следующими характеристиками:

$$F_0 = 130 \text{ м}^2, n = 690, z = 2, L = 3 \text{ м}, D = 800 \text{ мм}.$$

#### 4.8 Уточненный расчет испарителя

Для уточненного расчета поверхности теплопередачи необходимо определить значение коэффициента теплопередачи по формуле (без учета загрязнений)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара;

$\lambda_{ст}$  – теплопроводность материала трубок, принимаем трубки из нержавеющей стали  $\lambda = 25 \text{ Вт} / (\text{м} \times \text{К})$  [2];

$\delta_1/\lambda_1$  – тепловое сопротивление загрязнений со стороны конденсирующегося пара, принимаем как среднее значение для водяного пара и мягкой воды  $\delta_1/\lambda_1 = 0,000215 \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$  [3, стр. 152];

$\delta_2/\lambda_2$  – тепловое сопротивление загрязнений со стороны кубового остатка, принимаем  $\delta_2/\lambda_2 = 0,000600 \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$ ;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего остатка.

Значение коэффициент теплоотдачи определяют по формуле [2]

$$Nu = \frac{\alpha d_3}{\lambda}$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта;

$d_3$  – эквивалентный диаметр поверхности, для цилиндрической поверхности эквивалентный диаметр равен диаметру цилиндра;

$\lambda$  – теплопроводность среды.

**Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара.** Для случая конденсации водяного пара внутри горизонтальных труб [3, стр. 151]

Тогда коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости

$$\alpha_2 = \frac{0.0777 \times \left( \frac{5.516 \times 2009000}{943 - 5.516} \right)^{0.033} \times \left( \frac{943}{0.0549} \right)^{0.33}}{0.686^{0.75}} \times 48800^{0.7} = 6647 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}}$$

Тогда коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{9485} + \frac{0,002}{25} + 0,000215 + 0,000600 + \frac{1}{6647}} = 864 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Действительная требуемая поверхность теплопередачи

$$F = \frac{6430}{0,864 \times 61.0} = 123 \text{ м}^2$$

Запас поверхности теплообмена

$$\frac{F_0 - F}{F} = \frac{130 - 123}{123} = 0,055 = 5,5 \%$$

#### 4.9 Определение гидравлического сопротивления испарителя

Поскольку в трубках происходит конденсация пара, то определим гидравлическое сопротивление как сумму сопротивлений одного пара и одной жидкости на половине длины трубок.

Гидравлическое сопротивление трубного пространства определяется по формуле [3, стр. 33]

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left( \frac{\lambda_{\text{тр}} L z}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi_i \right) \frac{\rho_{\text{тр}} \omega_{\text{тр}}^2}{2}$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент трения для трубного пространства;

$\sum \xi_i$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений: для входной и выходной камеры  $\xi = 1,5$ ; вход в трубки и выход из них  $\xi = 1$  [3, стр. 33].

Итого  $\sum \xi_i = 2 \times 1.5 + 1 \times 2 = 5$ ;

$\rho_{\text{тр}}$  – плотность среды в трубках,  $\rho_{\text{тр}} = 887 \text{ кг/м}^3$ ;

$\omega_{\text{тр}}$  – скорость среды в трубном пространстве

Коэффициент трения

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0.25}{\log \left( \frac{0.0125}{3.7} + \left( \frac{6.81}{22464} \right)^{0.9} \right)} = 0,044$$

Гидравлическое сопротивление трубок

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left( \frac{0,044 \times 3 \times 2}{0,016} + 5 \right) \frac{5,516 \times 8,88^2}{2} = 4653 \text{ Па}$$

Полное сопротивление трубного пространства

$$\Delta P_{\text{тр}} = 215 + 4653 = 4868 \text{ Па}$$

где  $s$  – площадь поперечного сечения потока воды:

$$s = \frac{\pi (d - 2s)^2}{4} = \frac{3.14 (0.050 - 2 \times 0.002)^2}{4} = 0,0017 \text{ м}^2$$

Соответственно

$$\omega = \frac{0.0034}{0.0017} = 2,0 \text{ м/с}$$

Определим критерий Рейнольдса для среды в трубопроводе

$$Re = \frac{\omega d}{\nu}$$

где  $\nu = 0,001 \text{ с}^{-1}$  – динамический коэффициент вязкости для жидкости.

Соответственно

$$Re = \frac{2.0 \times (0.050 - 2 \times 0,002)}{0,001} = 92 < 2300$$

Режим движения ламинарный. Коэффициент трения трубы

$$\lambda = \frac{A}{Re}$$

где  $A = 64$  – коэффициент для круглого сечения потока [1, табл. XIII]. Тогда

$$\lambda = \frac{64}{92} = 0,70$$

Скоростной напор насоса [4]

$$h_{ск} = \frac{\omega^2}{2g} = 2,0^2 / (2 \times 9,81) = 0,20 \text{ м}$$

Потеря напора на трение и местные сопротивления

$$h_{тр+мс} = \frac{\lambda (L + L_{эКВ})}{d - 2s} h_{ск}$$

где  $L_{эКВ}$  – суммарная эквивалентная длина местных сопротивлений. Для проектируемого трубопровода на пути следования жидкости от насоса до точки ввода в аппарат встречаются два местных сопротивления: поворот трубопровода на  $90^\circ$ . Эквивалентная длина такого сопротивления для трубопровода круглого сечения [3]

$$L_{пов}^{90} = 1.65 d_{вн}$$

где  $d_{вн} = d - 2s = 0,250 - 2 * 0,002 = 0,246 \text{ м}$  – внутренний диаметр трубопровода. Соответственно

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном курсовом проекте был спроектирован кожухотрубчатый испаритель для испарения и последующего перегрева горячего орошения в ректификационной установке. В ходе курсового проекта были проведены технологический расчет и расчет вспомогательного оборудования (насоса для подачи кубового остатка в испаритель).

Кроме того, в ходе расчетов были определены размеры некоторых элементов аппарата, в частности, диаметр кожуха, длина и количество трубок.

Рассчитанный кожухотрубчатый испаритель удовлетворяет техническому заданию и может быть использован в производстве.

					КП ПАХТ ХТД-031 РУК 00.00.00 ПЗ	36
		N				