

# 1 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УСТАНОВКИ

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

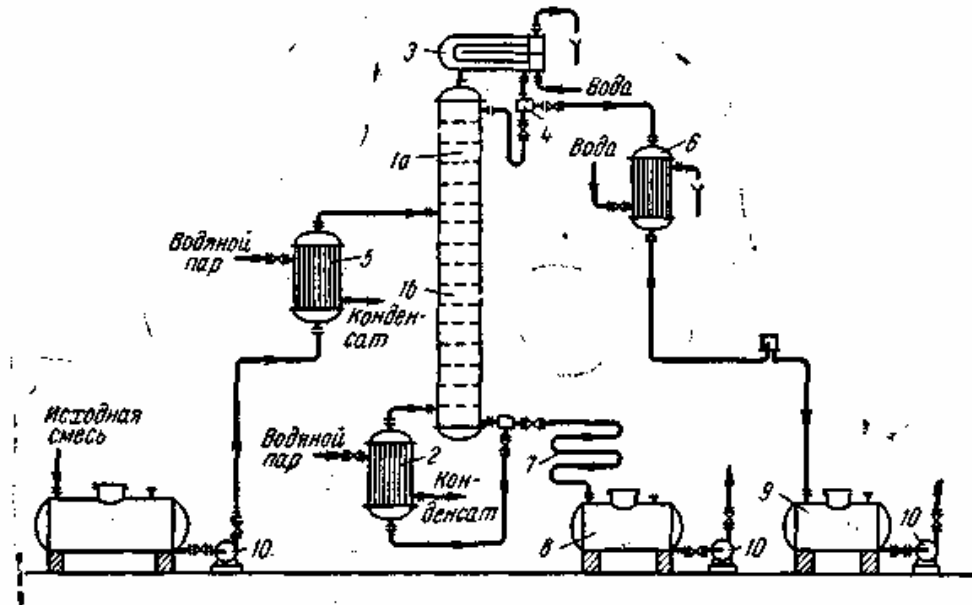


Рисунок 1.1 Схема непрерывно действующей ректификационной установки

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.

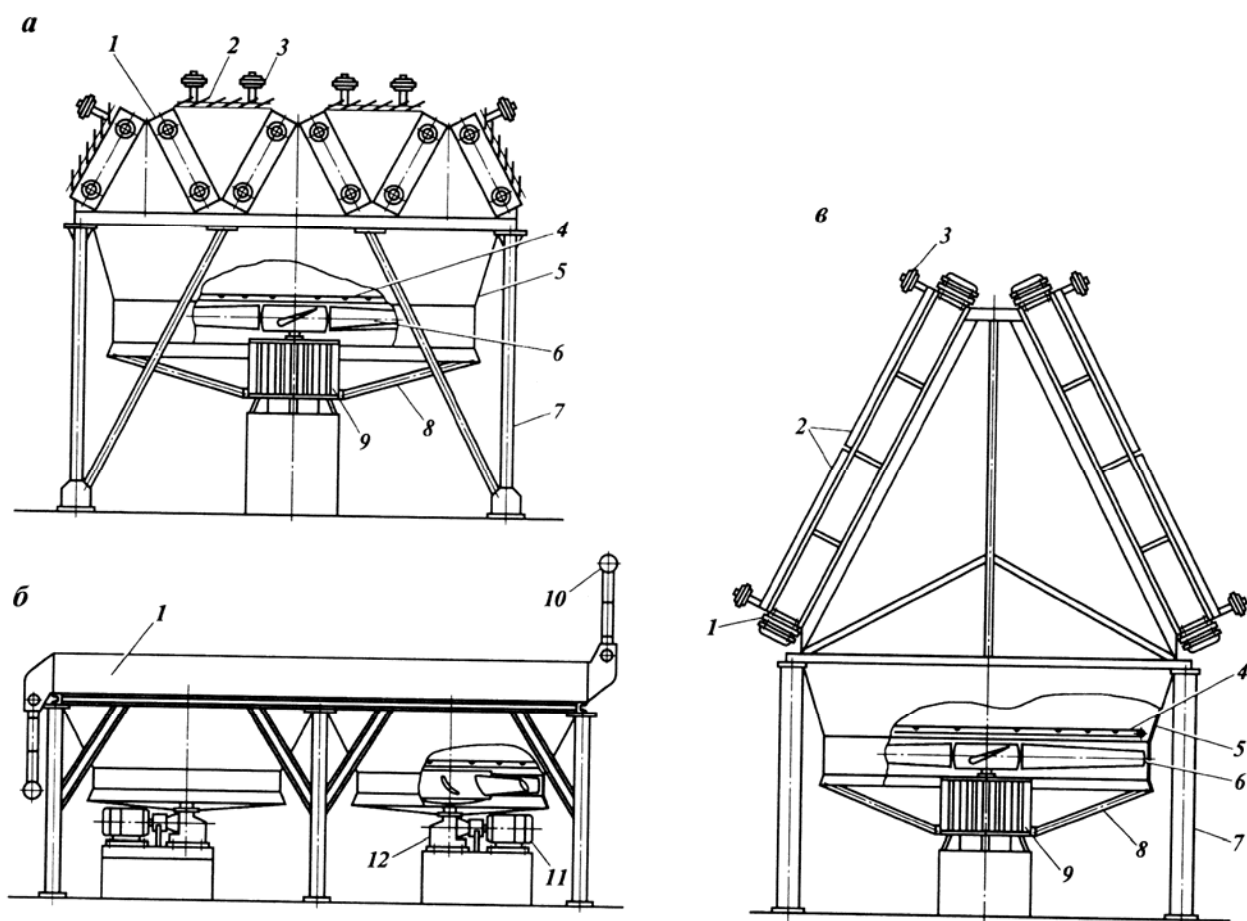


Рисунок 2.1 – Типы аппаратов воздушного охлаждения

- 1 – секция; 2 – сетка; 3 – клапан; 4, 8 – защитная решетка; 5 – раструб;  
 6 – лопасть; 7 – стойка; 9 – опорный диск; 10 – штуцер;  
 11 – электродвигатель; 12 – редуктор

Пройдя распределительную решетку 4, поток холодного воздуха движется по расширяющемуся конусному раструбу 5. В результате расширения сечения потока его скорость несколько уменьшается, и снижается давление, что влечет некоторое снижение температуры, компенсирующее ее возрастание при прохождении лопастей 6 вентилятора.

Непосредственная передача тепла от охлаждаемого компонента воздуху происходит в секциях 1, состоящих из расположенных в шахматном порядке гладких или оребренных трубок. Профилированная сетка 2 служит для создания определенного направления движения воздуха.

	N			

На рисунке 2.3 изображен кожухотрубчатый холодильник с плавающей головкой, предназначенный для охлаждения (нагрева) жидких или газообразных сред без изменения их агрегатного состояния [2].

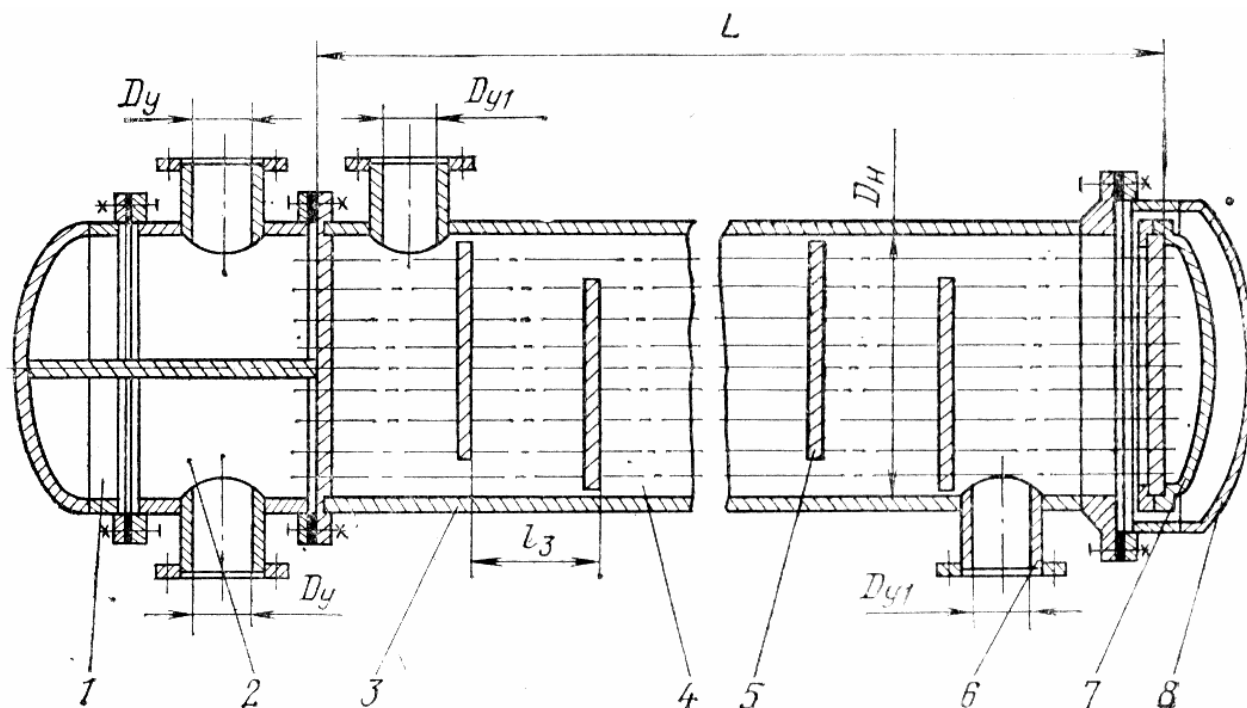


Рисунок 2.3 – Кожухотрубчатый холодильник с плавающей головкой

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 соответствии с ГОСТ 14246—79, могут быть двух- или четырехходовыми, горизонтальными, длиной 3, 6 и 9 м или вертикальными высотой 3 м.

Кожухотрубчатые конденсаторы с плавающей головкой (ГОСТ 14247—79) отличаются от аналогичных холодильников большим диаметром штуцера для подвода пара в межтрубное пространство. Допустимое давление охлаждающей среды в трубах до 1,0 МПа, в межтрубном пространстве — от 1,0 до 2,5 МПа. Эти теплообменники могут быть двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. Диаметр кожуха от 600 до 1400 мм, высота труб 6,0 м.

	N				

### 3 ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ

**Бензол** – органическое соединение  $C_6H_6$ , простейший ароматический углеводород. Представляет собой подвижную бесцветную летучую жидкость со своеобразным нерезким запахом. Температура плавления  $5,5\text{ }^\circ\text{C}$ , кипения  $80,1\text{ }^\circ\text{C}$ , плотность при  $20\text{ }^\circ\text{C}$   $879,1\text{ кг/м}^3$ . С воздухом в объёмной концентрации 1,5-8% бензол образует взрывоопасные смеси.

Форма молекулы толуола приведен на рисунке 3.2

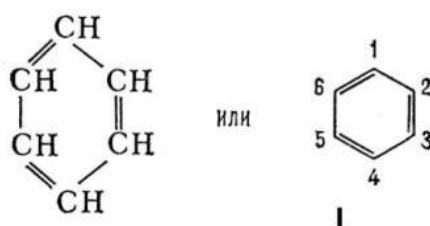


Рисунок 3.1 – Форма молекулы бензола

Бензол содержится в продуктах сухой перегонки каменного угля (коксовом газе) и небольшое количество - в коксовой смоле. Значительные количества бензола получают также каталитической циклизацией алифатических углеводородов нефти.

Бензол может вызывать острые и хронические отравления. Проникает в организм главным образом через органы дыхания, может всасываться и через неповрежденную кожу. Предельно допустимая концентрация паров бензола в воздухе рабочих помещений  $20\text{ мг/м}^3$ .

**Толуол** – бесцветная горючая жидкость, по запаху напоминающая бензол, температура плавления  $95\text{ }^\circ\text{C}$ , кипения  $t_{\text{кип}} 110,6\text{ }^\circ\text{C}$ , плотность при  $20\text{ }^\circ\text{C}$   $0,8669\text{ г/см}^3$ .

Толуол содержится в некоторых нефтях; в промышленности его выделяют главным образом из каменноугольной смолы и продуктов термической переработки нефтяных фракций. Толуол – важное химическое сырьё; для него характерны реакции электрофильного замещения в бензольном ядре и превращения метильной группы при сохранении ядра.

Толуол является токсичным компонентом.

Рассчитываемый конденсатор-холодильник предназначен для работы в составе ректификационной колонны в качестве дефлегматора и холодильника. Пары с верха ректификационной колонны выходят в состоянии насыщения, поэтому для проектируемого конденсатора-холодильника верно равенство

$$Q_{\text{охл1}} = 0 \text{ Вт}$$

Следовательно, тепловая нагрузка

$$Q = Q_{\text{конд}} + Q_{\text{охл2}}$$

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.

### 4.3 Определение расхода паров на конденсацию

Схема к расчету конденсатора-холодильника приведена на рисунке 4.1.

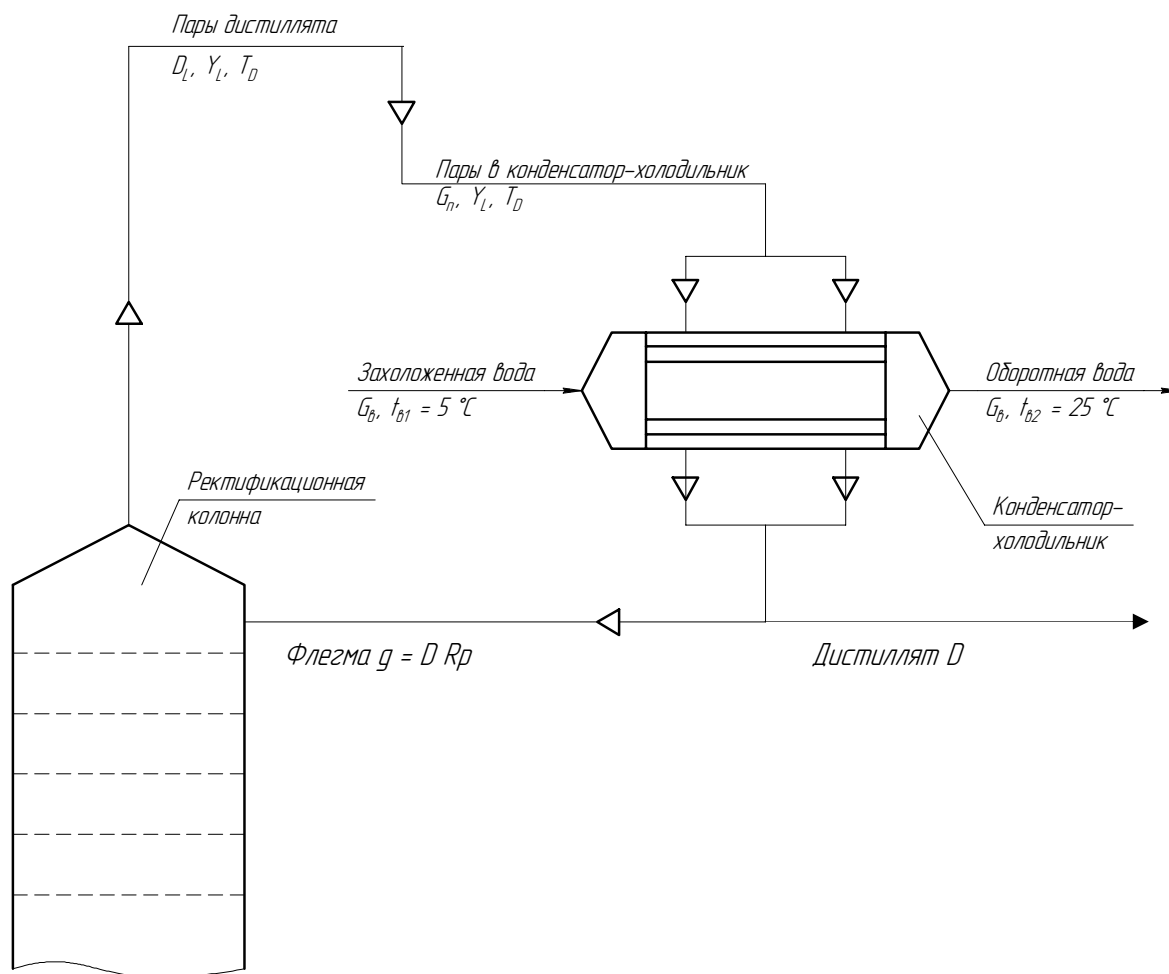


Рисунок 4.1 – Схема к расчету холодильника

	N			

$k_i = P_{v_i}/P$  – константа фазового равновесия  $i$ -го компонента;

$P_{v_i}$  – давление насыщенных паров  $i$ -го компонента.

Давление насыщенных паров (ДНП) определяем по справочным данным [1, прил. XI]. Выборка из этого приложения приведена в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Давление насыщенных паров компонентов

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление насыщенных паров, мм. рт. ст.	
	Бензол	Толуол
20	96,0	72,8
30	160,0	119,0
40	261,0	186,0
50	406,0	282,0
60	625,0	415,0
70	927,0	596,0
80	1341,0	833,0
90	1897,0	1130,0
100	2691,0	1515,0
110	3651,0	1995,0
120	4751,0	2585,0
130	6242,0	3300,0

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 температуры по Цельсию на температуру по Кельвину

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

$$T = t + T_0$$

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





#### 4.5 Определение тепловой нагрузки конденсатора-холодильника

Все расчетные формулы и зависимости взяты из [3].

Для упрощения расчетов принимаем, что все пары сконденсировались при температуре

$$t_x = \frac{T_{II} + T_{Ж}}{2} = \frac{95.7 + 94.6}{2} = 95.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Теплота, затрачиваемая на конденсацию паров

$$Q_r = \Sigma Q_{r_i} = \Sigma G_{M_i} r_i$$

где  $r_i$  – теплота испарения  $i$ -го компонента при температуре  $t_x$ .

Теплоту испарения компонентов при температуре  $t_x = 95.2 \text{ } ^\circ\text{C}$  найдем интерполированием значений теплоты испарения при  $80 \text{ } ^\circ\text{C}$  и  $100 \text{ } ^\circ\text{C}$ . [4, табл. XXXII]

$$r_{B80} = 94.3 \times 4,19 = 395 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{T80} = 90.5 \times 4,19 = 379 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{B100} = 90.5 \times 4,19 = 379 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{T100} = 88.0 \times 4,19 = 369 \text{ кДж/кг}$$

Теплоту испарения при температуре  $t_x$  определим по формуле

$$r_x = r_{80} + (t_x - 80) \frac{r_{100} - r_{80}}{100 - 80}$$

$$r_{Bx} = r_{B80} + (t_x - 80) \frac{r_{B100} - r_{B80}}{100 - 80} = 395 + (95.2 - 80) \frac{379 - 395}{100 - 80} = 383 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{Tx} = r_{T80} + (t_x - 80) \frac{r_{T100} - r_{T80}}{100 - 80} = 379 + (95.2 - 80) \frac{369 - 379}{100 - 80} = 371 \text{ кДж/кг}$$

Тогда тепло, затрачиваемое на конденсацию компонентов

$$Q_{r_B} = r_B G_B = 383 \times 32800 = 12,562 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

$$Q_{r_T} = r_T G_T = 371 \times 1730 = 0,642 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Тепло, затрачиваемое на конденсацию всей смеси

$$Q_r = Q_{r_B} + Q_{r_T} = 12,562 \times 10^6 + 0,642 \times 10^6 = 13,204 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Тепловая нагрузка на охлаждение

$$Q_{охл} := D_M \cdot (H_{DH} - H_{DK})$$

где  $H_{DH}$  – энтальпия конденсата при температуре  $t_x = 94.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ , кДж/ (кг  $\times$  К);

$H_{DK}$  – энтальпия жидкости, при температуре  $t_{DK} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$ , кДж/ (кг  $\times$  К).

$$H_{Dн} = t_{Dн} c_{Dн} = 94,6 \times 2,092 = 197,8 \text{ кДж/кг}$$

$$H_{Dк} = t_{Dк} c_{Dк} = 35 \times 1,801 = 63,0 \text{ кДж/кг}$$

Соответственно тепловая нагрузка на охлаждение

$$Q_{охл} = 34500 \times (197,8 - 63,0) = 4,651 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Полная тепловая нагрузка конденсатора-холодильника

$$Q = Q_{г} + Q_{охл} = 13,204 \times 10^6 + 4,651 \times 10^6 = 17,855 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Мощность конденсатора-холодильника

$$W = Q/3600 = 17,855 \times 10^6 / 3600 = 4959 \text{ кДж/с} = 4959 \text{ кВт}$$

#### 4.6 Определение расхода холодного теплоносителя

В качестве холодного теплоносителя принимаем захлажденную воду с начальной температурой 5 °С, температуру воды на выходе из конденсатора-холодильника принимаем 30 °С.

Расход воды без учета потерь тепла можно определить из теплового баланса теплообменника

$$Q = G_{в} (h_{в2} - h_{в1})$$

где  $G_{в}$  – расход воды, кг/с;

$h_{в2} = c_{в2} t_{в2}$  – энтальпия воды на выходе из холодильника, кДж/кг;

$h_{в1} = c_{в1} t_{в1}$  – энтальпия воды на входе в холодильник, кДж/кг;

$c_{в2}$  – теплоемкость воды при 30 °С,  $c_{в2} = 4,23 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$  [4, табл. XXXIX];

$c_{в1}$  – теплоемкость воды при 5 °С,  $c_{в1} = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$  [4, табл. XXXIX].

Подставляя, получим

$$h_{в1} = 4,18 \times 5 = 21 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{в2} = 4,23 \times 30 = 127 \text{ кДж/кг}$$

Соответственно расход воды

$$G_{в} = \frac{17,855 \times 10^6}{127 - 21} = 1,984 \times 10^5 \text{ кг/ч} = 46,79 \text{ кг/с}$$

Определим объемный расход воды

$$V_{в} = \frac{G_{в}}{\rho_{в}}$$

где  $\rho_{в} = 943 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды при  $t_{вн} = 5^{\circ} \text{С}$ ,  $\text{кг/м}^3$  [4, табл. XXXIX]

					КП ПАХТ ХТД-031 КХ 00.00.00 ПЗ	26
		N				

В конденсаторах-холодильниках пары конденсируются в межтрубном пространстве [3]. Поэтому воду направляем в трубное пространство, а пары – в межтрубное.

Средняя температура воды в трубках

$$t_{сртр} = \frac{t_{в1} + t_{в2}}{2} = \frac{5 + 30}{2} = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура жидкости в межтрубном пространстве

$$t_{срмтр} = \frac{t_{Дн} + t_{Дк}}{2} = \frac{94,2 + 35}{2} = 64,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для определения отношения числа трубок  $n$  к числу ходов  $z$  теплообменника зададимся критерием Рейнольдса  $Re_{тр} = 15000$ , что соответствует развитому турбулентному режиму движения воды в трубках ( $> 10000$ ).

Предварительно принимаем трубки

$$d \times \delta = 20 \times 2.$$

Тогда число трубок, приходящихся на один ход по трубам равно

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_{тр}}{\pi d_{вн} Re_{тр} \mu_{тр}}$$

где  $G_{тр} = G_{в} = 33,1$  кг/с – расход среды в трубном пространстве;

$d_{вн} = d - 2\delta = 20 - 2 \times 2 = 16$  мм – внутренний диаметр трубок;

$\mu_{тр}$  – вязкость воды при  $t_{сртр} = 17,5$ ,  $\mu_{тр} = 1.16 \times 10^{-3}$  Н/(с  $\times$  м<sup>2</sup>) [4, табл. V].

Соответственно

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \times 33.1}{3,14 \times 0,016 \times 15000 \times 1.16 \times 10^{-3}} = 143$$

Анализируя справочные данные [2, табл II.3], можно сделать вывод, что с поверхностью теплообмена 160...180 м<sup>2</sup> и  $n/z$ , близким к 150, есть только двухходовые холодильники. Выбираем аппарат со следующими характеристиками:

$$F_0 = 173 \text{ м}^2, n = 690, z = 2, L = 4 \text{ м}, D = 800 \text{ мм}.$$

#### 4.9 Уточненный расчет теплообменника

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

Теплоемкость воды определим интерполированием табличных данных при 10 °С и 20 °С [4, табл. XXXIX]:

$$c_{\text{в}} = \frac{4190 + 4190}{2} = 4190 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$$

Соответственно

$$\text{Pr}_{\text{в}} = \frac{4190 \times 1.16 \times 10^{-3}}{0,587} = 8,244$$

Критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,023 \times 14341^{0,8} \times 8,244^{0,4} = 113$$

Тогда коэффициент теплоотдачи для воды

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\lambda_{\text{в}} \text{Nu}_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,587 \times 113}{0,016} = 4149 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

**Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата.** Критерий Нуссельта для конденсирующегося газа может быть определен по формуле [5]

$$\text{Nu}_{\text{мтр}} = 0,023 \text{Re}_{\text{г}}^{0,9} \text{Pr}_{\text{г}}^{0,4} \text{K}_{\text{н}}^{0,25}$$

где  $\text{K}_{\text{н}}$  – критерий конденсации

$$\text{K}_{\text{н}} = \frac{r_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \Delta t}$$

$r_{\text{п}}$  – теплота конденсации всей смеси

$$r_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{г}}}{G_{\text{п}}} = \frac{13,204 \times 10^6}{34500} = 382 \text{ кДж/кг}$$

$c_{\text{п}}$  – теплоемкость смеси, принимаем среднее значение

$$c_{\text{п}} = \frac{c_{\text{Дн}} + c_{\text{Дк}}}{2} = \frac{2.092 + 1.801}{2} = 1.947 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$$

$\Delta t$  – температурный напор в пограничном слое, для первой итерации принимаем  $\Delta t = 0.1 \Delta T_{\text{ср}} = 0,1 \times 40,1 = 4,01 \text{ К}$ ;

$\text{Re}_{\text{г}}$  – критерий Рейнольдса для конденсата

$$\text{Re}_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{М}} d_{\text{н}}}{S_{\text{мтр}} \mu_{\text{Д}}}$$

где  $S_{\text{мтр}}$  – минимальное сечение потока в межтрубном пространстве, для выбранного теплообменника  $S_{\text{мтр}} = 0,069 \text{ м}^2$  [2, табл. II.3]

Значение теплопроводности и теплоемкости вычисляется аналогично тому, как было вычислено значение вязкости при 64,6 °С. Поэтому процесс расчета опустим. Рассчитанные значения теплопроводности и вязкости при средней температуре для газа:

$$\lambda_D = 0,134 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}, c_D = 1950 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$$

Соответственно, критерий Прандтля

$$\text{Pr}_r = \frac{1970 \times 3.709 \times 10^{-4}}{0,134} = 5.403$$

Критерий конденсации

$$\text{Kn} = \frac{382}{1.947 \times 4.01} = 48.9$$

Критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_D = 0,023 \times 49927^{0,8} \times 5.403^{0,4} \times 48.9^{0,25} = 274$$

Тогда коэффициент теплоотдачи для конденсата

$$\alpha_D = \frac{\lambda_D \text{Nu}_D}{d_H} = \frac{0,134 \times 273}{0,020} = 1829 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Величина удельного теплового потока

$$q = \alpha_D \Delta T_{\min} = 1829 \times 25 = 45725 \text{ Вт/м}^2$$

Тогда значение коэффициента теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/4149 + 0,002/20 + 1/1829} = 1126 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Соответственно величина температурного напора

$$\Delta t = q / K = 45725 / 1126 = 40.61 \text{ К}$$

Построим нагрузочную характеристику конденсатора  $\Delta t = f(q)$ . Для этого зададимся несколькими значениями температурного напора в пограничном слое и определим соответствующие значения  $q$ .

Результаты расчетов удельного теплового потока для различных значений  $\Delta t$  сведем в таблицу 4.3.

Действительная требуемая поверхность теплопередачи

$$F = \frac{4959 \times 10^3}{1084 \times 40,1} = 154 \text{ м}^2$$

Запас поверхности теплообмена

$$\frac{F_0 - F}{F} = \frac{173 - 154}{154} = 0,123 = 12,3 \%$$

#### 4.10 Определение гидравлического сопротивления холодильника

Гидравлическое сопротивление трубного пространства определяется по формуле [2, 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  $\xi = 1$  [2, стр. 33].

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

$\rho_{\text{тр}}$  – плотность среды в трубках при средней температуре  $t_{\text{сртр}} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  
 $\rho_{\text{тр}} = \rho_{\text{в15}} = (1000 + 998)/2 = 999 \text{ кг/м}^3$ ;

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

$$\omega_{\text{тр}} := \frac{4 \cdot G_{\text{тр}} \cdot z}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n \cdot \rho_{\text{тр}}} = \frac{4 \times 58,4 \times 2}{3,14 \times 0,0162 \times 690 \times 999} = 0,450 \text{ м/с}$$

Коэффициент трения рассчитываем по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} := \frac{0,25}{\log \left[ \frac{e}{3,7} + \left( \frac{6,81}{\text{Re}_{\text{тр}}} \right)^{0,9} \right]^2}$$

где  $e = \Delta/d_{\text{вн}}$  – относительная шероховатость труб;

$\Delta$  – высота выступов шероховатостей,  $\Delta = 0,2 \times 10^{-3} \text{ м}$  [2, стр. 33].

Подставляя, получим

$$e = 0,2 \times 10^{-3} / 16 \times 10^{-3} = 0,0125$$

Соответственно коэффициент трения

## 5 РАСЧЕТ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

### 5.1 Расчет насоса для подачи захлаженной воды

Требуется подавать  $Q = 58,4 \text{ л/с} = 0,0584 \text{ м}^3/\text{с}$  воды. Принимаем расположение установки на отметке +1 м, а расположение конденсатора-холодильника на отметке +15 м, длина трубопровода 30 м. Принимаем скорость воды в трубопроводе 2 м/с. Тогда диаметр трубопровода

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0584}{3,14 \times 2}} = 0,145 \text{ м}$$

Примем трубопровод  $d \times s = 150 \times 2 \text{ мм}$ .

Ниже приведена схема к расчету насоса.

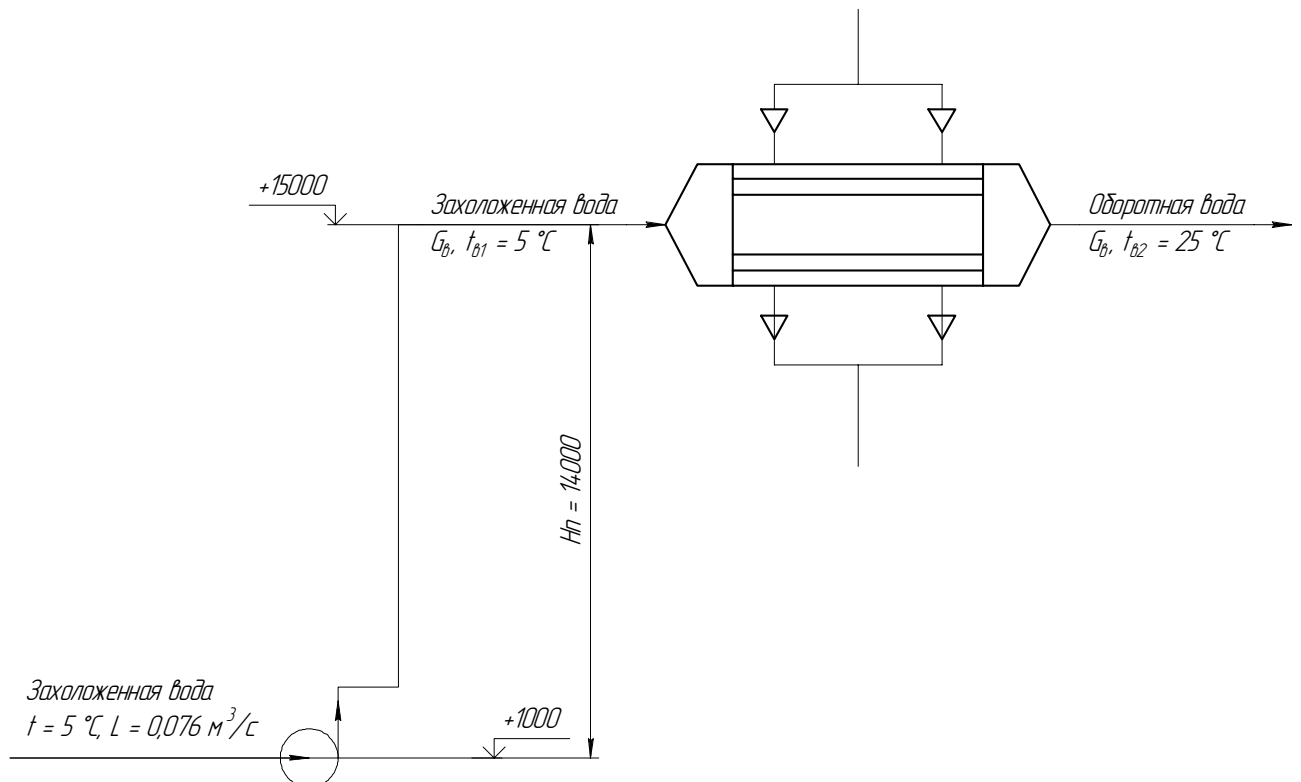


Рисунок 5.1 – Схема к расчету насоса

Скорость воды в трубопроводе

$$\omega = \frac{Q}{s}$$

где  $s$  – площадь поперечного сечения потока воды:

Тогда полная эквивалентная длина всех местных сопротивлений

$$L_{\text{экв}} = 2 L_{\text{пов}}^{90} = 2 \times 0,241 = 0,482 \text{ м}$$

Итого

$$h_{\text{тр+мс}} = \frac{0,162 \times (30 + 0,482)}{0,150 - 2 \times 0,002} \times 0,51 = 20,3 \text{ м}$$

Требуемый полный напор насосной установки:

$$H = \frac{P_{\text{изб}}}{g \rho} + H_{\text{п}} + h_{\text{тр+мс}} + h_{\text{ск}}$$

где  $P_{\text{изб}} = \Delta P_{\text{мтр}} = 2987 \text{ Па}$  – избыточное давление в межтрубном пространстве конденсатора-холодильника. Следовательно

$$H = 2987/9.81/999 + 14 + 20,3 + 0,13 = 34,5 \text{ м}$$

Мощность, потребляемую насосной установкой определяем по формуле [2]

$$N = \frac{Q \rho g H}{1000 \eta}$$

где  $\eta = 0,8$  – КПД насоса (принимаем). Соответственно

$$N = 0,0584 \times 999 \times 9,81 \times 34,5 / 1000 / 0,8 = 10950 \text{ Вт} = 32 \text{ кВт}$$



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Плановский А. Н., Рамм В. М., Соломон З. К. Процессы и аппараты химической технологии, М.: Химия, 1967. – 848 с.
2. Скобло А. И., Молоканов Ю. К., Владимиров А. И., Щелкунов В. А. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии. Учебник для вузов. – 3-е изд., переаб. и доп. – М.: ООО «Недрабизнесцентр», 2000. – 677 с. ил.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / под ред. Ю. И. Дытнерского. – М.: Химия, 1983. – 272 с.
4. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, М.: Химия, 1970. – 624 с.
5. Расчет горизонтального кожухотрубчатого теплообменника. Методические указания к практическим занятиям по дисциплинам «Процессы и аппараты химической технологии», «Процессы и аппараты пищевых производств», к курсовому и дипломному проектированию для студентов специальностей 170500, 170600, 250200 и 250400. Составители: д-р техн. наук, проф. Е. А. Чеботарев, канд. техн. наук А. И. Свидченко, Невинномысск, 2002 г. – 26 с.