

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
Высшего профессионального образования  
Красноярский государственный аграрный университет

## **ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

Учебное пособие к проведению практических занятий для бакалавров по  
направлению 260 100. 62. «Продукты питания из растительного сырья»

Красноярск 2012

## Рецензент

Твердохлебов В.П. - доктор химических наук, профессор, зав. каф. «Химии и технологии природных энергоносителей и углеродородных материалов» института нефти и газа Сибирского федерального университета.

Воронин В.М. – к.т.н., доцент. зав. каф. «Промышленной экологии процессов и аппаратов химических производств» Сибирского государственного технологического университета.

Составители: Л.И. Ченцова, В.Н. Тепляшин, В.Н. Невзоров

Ченцова, Л.И.

Процессы и аппараты пищевых производств: учебн. пособие / Л.И. Ченцова, В.Н. Тепляшин, В.Н. Невзоров. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2012. – 111 с.

В учебном пособии излагаются общие методические основы расчетов по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств».

Пособие предназначено для проведения практических занятий и выполнения индивидуальных заданий по расчету и выбору насосов, вентиляторов и теплообменной аппаратуры (холодильников, кипятильников, конденсаторов, подогревателей). Приведены примеры расчетов, таблицы и графики, перечень рекомендуемой литературы. В приложениях к каждому разделу приведены справочные таблицы.

## Оглавление

Введение.....	4
Глава 1 Расчёт насосов и вентиляторов.....	6
1.1 Индивидуальные задания к расчёту насосов.....	10
1.2 Примеры расчёта насосов.....	11
1.3 Индивидуальные задания к расчёту вентиляторов.....	18
1.4 Примеры расчёта вентиляторов.....	22
Глава 2 Расчёт теплообменников.....	35
2.1 Методика расчета теплообменников.....	35
2.2 Индивидуальные задания к расчёту холодильников, кипятильников.....	43
2.3 Примеры расчёта холодильника и кипятильника.....	45
2.4 Индивидуальные задания к расчёту конденсаторов, подогревателей.....	62
2.5 Примеры расчёта конденсатора и подогревателя.....	64
Заключение.....	78
Библиографический список.....	79
Приложение А. Теплофизические свойства пищевых продуктов.....	80
Приложение Б Основные характеристики насосов.....	97
Приложение В Основные характеристики теплообменников.....	105
Приложение Г Соотношение между единицами измерения.....	109

## Введение

В соответствии с учебным планом в программу подготовки инженеров по направлению 260100.62. «Продукты питания из растительного сырья» включена общепрофессиональная дисциплина «Процессы и аппараты пищевых производств», изучаемая в 5 - 6 семестрах.

Курс «Процессы и аппараты пищевых производств» является теоретической основой пищевых производств, позволяющей распознать и рассчитать процесс, определить оптимальные параметры, разработать аппаратуру для его проведения. В нем изучаются закономерности масштабного перехода от лабораторных процессов и аппаратов к промышленным установкам. Знание этих процессов необходимо для проектирования и создания, современных технологий пищевой промышленности.

Данная наука опирается на прочный фундамент химии, физики, математики, ряда инженерных дисциплин - механики, теплотехники, электротехники и других смежных областей знаний, которые являются базой курса.

Изложение всех разделов построено по одной и той же схеме - вначале излагаются теоретические положения, затем приводится типовая схема расчета (определение материальных и энергетических потоков, а также кинетический расчет с целью определения основного размера аппарата).

В процессе изучения курса студенты приобретают навыки по оформлению технической документации, выбору оборудования, знакомятся с действующими нормативными документами или стандартами, справочной литературой.

Студент, приступая к решению задачи, должен кратко записать ее условие, затем начертить схему устройства, обозначить все размеры и величины, отметить стрелками направления движения потоков и разобраться в условиях работы установки. Далее необходимо проверить однородность единиц, написать условное расчетное уравнение и наметить пути решения,

разбив задачу на ряд частных вопросов. Подставив в расчетное уравнение числовые значения, необходимо проверить правильность подстановки и только тогда приступать к арифметическим вычислениям.

Изложение должно быть четким и систематическим, запись – аккуратной.

Выработка навыков ведения расчета является одной из главных задач курса. Допустимая погрешность для инженерных расчетов составляет 5 %.

Студенты выполняют две расчетные работы и защищают лабораторные работы, получают зачет. Изучение курса завершается выполнением и защитой курсового проекта и экзаменом.

## Глава 1 Расчет насосов и вентиляторов

*Насосы.* Наиболее широкое применение в пищевой промышленности получили лопастные (центробежные, вихревые) и объемные (поршневые, плунжерные, шестеренчатые, винтовые и др.) насосы (рис. 1.1). Основными задачами при расчете насосов являются определение необходимого напора и мощности двигателя при заданном расходе жидкости, выбор насоса производится по каталогам или ГОСТ с учетом свойств перемещаемой жидкости.

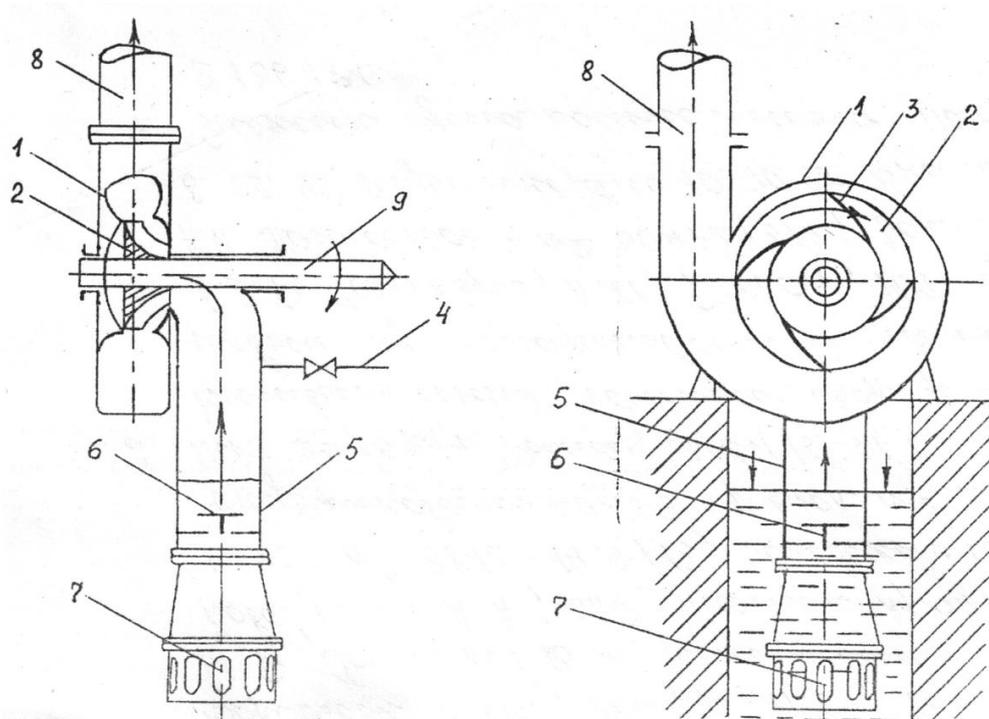


Рисунок 1.1 - Схема центробежного насоса:

1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки; 4 – линия для залива насоса перед пуском; 5 – всасывающий патрубок; 6 – обратный клапан; 7 – фильтр; 8 – нагнетательный трубопровод; 9 - вал

Полезная мощность, затрачиваемая на перемещение жидкости:

$$N_n = \frac{\rho g H Q}{1000} \quad (1.1)$$

Напор определяется по формуле

$$H = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho g} + H_{\Gamma} + h_n, \quad (1.2)$$

где  $p_1$  - давление в аппарате, из которого перекачивается жидкость;  $p_2$  - давление в аппарате, в который подается жидкость;  $H_{\Gamma}$  - геометрическая высота подъема жидкости;  $h_n$  - потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях.

Мощность, которую должен развивать электродвигатель насоса на выходном валу при установившемся режиме работы:

$$N = \frac{N_n}{\eta_H \eta_{\Pi}}, \quad (1.3)$$

где  $\eta_H$ ,  $\eta_{\Pi}$  – коэффициент полезного действия (КПД) соответственно насоса и передачи от электропривода к насосу.

Коэффициент полезного действия насоса  $\eta_H$

$$\eta_H = \eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_M, \quad (1.4)$$

где  $\eta_0$  — объемный КПД, учитывающий перетекание жидкости из зоны большого давления в зону малого давления (для современных крупных центробежных насосов  $\eta_0 = 0,96 \dots 0,98$ , для малых и средних насосов  $\eta_0 = 0,85 \dots 0,95$ );  $\eta_{\Gamma}$  — гидравлический к. п. д., учитывающий гидравлическое трение и вихреобразование (для современных насосов  $\eta_{\Gamma} = 0,85 \dots 0,96$ );  $\eta_M$  — общий механический КПД, учитывающий механическое трение в подшипниках и уплотнениях вала, и гидравлическое трение нерабочих поверхностей колес  $\eta_M = 0,92 \dots 0,96$ .

КПД передачи зависит от способа передачи усилия. В центробежных и осевых насосах вал электродвигателя непосредственно соединяется с валом

насоса; в этих случаях  $\eta_H \approx 1$ . В поршневых насосах чаще всего используют зубчатую передачу; при этом  $\eta_{II} = 0,93 \dots 0,98$ .

Зная  $Q$ ,  $H$ ,  $N$ , выбираем по таблицам или по каталогам насос с учетом свойств перемещаемой жидкости, причем выбранный насос должен иметь производительность, напор и номинальную мощность электродвигателя, ближайшее большее по отношению к рассчитанным.

*Вентиляторы.* Вентиляторами называют компрессорные машины, применяемые для перемещения больших количеств различных газов при избыточном давлении не более 15000 Па (рис. 1.2). По конструкции вентиляторы делятся на центробежные и осевые.

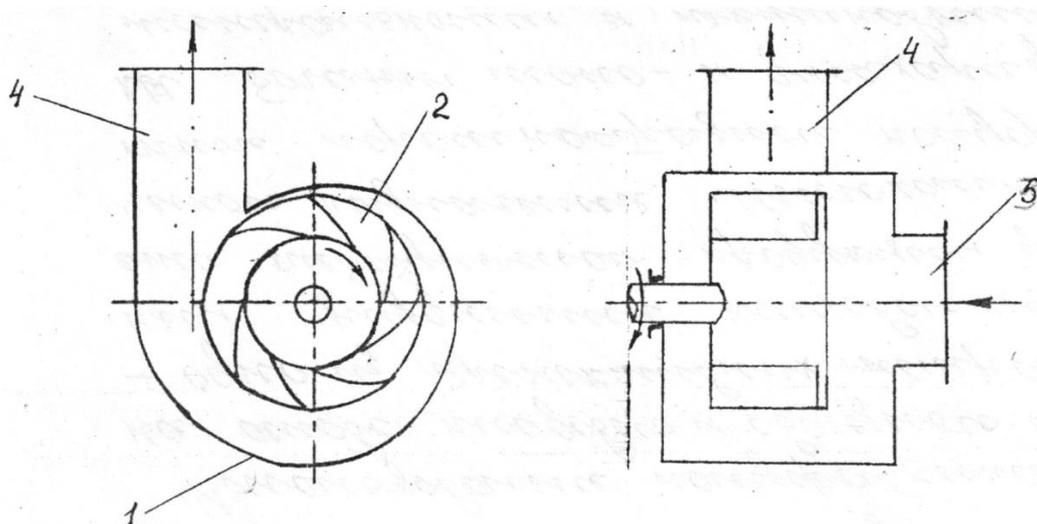


Рисунок 1.2 - Схема вентилятора низкого давления:

1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – всасывающий патрубок; 4 – нагнетательный патрубок

По развиваемому давлению вентиляторы подразделяются на три группы: низкого давления — до 1000 Па, среднего — от 1000 до 3000 Па и высокого — от 3000 до 15000 Па. Центробежные вентиляторы применяются для подачи газа при среднем и высоком давлениях, реже — при низких давлениях; осевые вентиляторы обычно служат для перемещения больших масс газа при низких давлениях.

Напор, развиваемый вентилятором, определяется суммой статического и динамического напоров:

$$H = h_{ст} + h_{дин} = \left( \frac{p_{ст.н}}{\rho_b g} + \frac{w_H^2}{2g} \right) + \left( \frac{p_{ст.в}}{\rho_b g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} \right) \quad (1.5)$$

или

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho_B g} + h_{п.вс} + h_{п.н} + \frac{w^2}{2g}, \quad (1.6)$$

где  $p_{ст.н}$  и  $p_{ст.вс}$  — статические давления непосредственно после вентилятора и до него;  $w_H$ ,  $w_{вс}$  — скорости воздуха в нагнетательном и всасывающем трубопроводах;  $\rho_B$  — плотность воздуха;  $p_2$  — давление в пространстве, куда вентилятор подает воздух;  $p_1$  — давление в пространстве, из которого вентилятор забирает воздух;  $h_{п.вс}$  и  $h_{п.н}$  — потери напора во всасывающей и нагнетательных линиях;  $w$  — скорость воздуха на выходе из сети.

Если вентилятор подает газ, отличающийся от окружающего воздуха по плотности, то к правой части уравнения добавляется величина

$$\Delta h_{под} = (\rho_G - \rho_B) z g, \quad (1.7)$$

где  $\rho_G$  — плотность газа, подаваемого вентилятором;  $z$  - разность высот точек всасывания и нагнетания.

Коэффициент полезного действия центробежных вентиляторов обычно составляют  $\eta_B = 0,6 \dots 0,9$ , осевых вентиляторов  $\eta_B = 0,7 \dots 0,9$ . При непосредственном соединении валов вентилятора и двигателя  $\eta_{п} = 1$ , при клиноременной передаче  $\eta_{п} = 0,92$ .

## 1.1 Индивидуальные задания к расчету насосов

### Задание 1.1

Подобрать насос для перекачивания жидкости (табл. 1.1) при температуре из открытой емкости в аппарат, работающий под избыточным давлением. Расход жидкости. Геометрическая высота подъема жидкости. Длина трубопровода на линии всасывания, нагнетания. Трубы стальные с незначительной коррозией. Теплообменник 2 – х годовой,  $n = 240$ ,  $l = 3$  м, диаметр труб 25x2. На трубопроводе установлены: диафрагма с модулем  $m = 0,5$ ; три вентиля; три отвода под углом  $90^\circ$ ,  $(Ro/d) = 2$ .

Таблица 1.1 - Исходные данные для расчета

Параметры	Смесь: 20% яблочный сок	Смесь: 10% этанол вода	Смесь: 15% этанол вода	Молоко	Смесь 10% вода уксусная кислота	Смесь 20% виноградный сок	Смесь: 20% яблочный сок	Смесь 90% вода уксусная кислота	Цельное молоко	Смесь 20% виноградный сок
Расход $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	60	80	85	90	100	95	90	86	85	80
Температура $t_n$ , °C	20	18	20	16	18	20	16	18	20	18
Температура $t_k$ , °C	70	70	80	85	100	90	67	98	70	85
Высота подъема $H_r$ , м	5	10	6	5	8	10	8	12	7	8
Длина трубопровода $p$ , м	20	15	30	22	28	30	18	28	30	16

### Задание 1.2

Подобрать и рассчитать центробежный насос для перемещения жидкости (табл. 1.2) из емкости  $E_1$  в ректификационную колонну ( $Kp$ ) через подогреватель ( $II$ ) кожухотрубчатый. Исходная смесь состава  $X=20\%$  масс. Этанол перекачивается по трубопроводу выполненному из нержавеющей стали, с незначительной коррозией. На трубопроводе установлена диафрагма (модуль принять меньше диаметра трубопровода 0,9) 2 крана, 5 отводов под углом  $90^\circ$

( $R_0 / d = 2$ ). Длину трубопровода принять (15...20 м). Высота подъема жидкости  $H_r=10$  м. В подогревателе смесь нагревается от  $t_n=20^0$  до  $t_k = t_{кин}$ . Давление в колоне атмосферное. Расход жидкости. Теплообменник: число труб  $n = 205$ , 2 – х ходовой, диаметр труб 25x2, длина труб  $l = 4$  м.

Таблица 1.2 - Исходные данные для расчета

Жидкость	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ ат}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	$h, \text{ м}$	$L, \text{ м}$
50 % уксусная кислота - вода	25	105	1,5	5	8	15
20 % вода - этанол	20	70	1,8	1,2	5	20
30 % вода - этанол	25	85	2	1,2	10	20
30 % уксусная кислота - вода	25	105	1,2	4,0	5	20
Уксусная кислота	20	102	1,5	4,0	8	20
20 % этанол - вода	20	80	1	2,5	10	15
20% уксусная кислота - вода	20	104	1,5	3,5	10	20
35 % ацетон - вода	20	60	1,5	2,5	15	10
70 % уксусная кислота - вода	25	101	1,7	3,5	10	15
30 % метанол - этанол	20	60	1,5	5	10	20
20 % метанол - этанол	20	70	2	3,5	10	10
40 % этанол - вода	18	90	1	2,5	10	10
30 % этанол - вода	20	80	1,8	40	5	15

## 1.2 Примеры расчета насосов

### Пример 1.1

Объем  $V=0,0125$  м<sup>3</sup>/с раствора –30% этанол - вода подается из резервуара с давлением 1 ат. в колону ректификации абсолютное давление в которой 1,8 ат. Точка подачи раствора в колону расположена на  $h$  (м) – 10 м выше уровня раствора в резервуаре. Длина трубопровода от резервуара до колонны  $L_{общ}$  - 30 м. На этом участке имеется нормальная диафрагма, с модулем 0,9, две задвижки, один вентиль и 12 плавных поворотов на 90° при относительном радиусе поворота  $R_0/d=4$ . В кожухотрубчатом теплообменнике раствор подогревается от 15 до 90 °С. Теплообменный аппарат имеет общее число труб  $n=205$ , их

длина 4 м и диаметр 25x2 мм, число ходов  $z=2$ . Требуется рассчитать диаметр трубопровода, и подобрать насос (рис. 1.3).

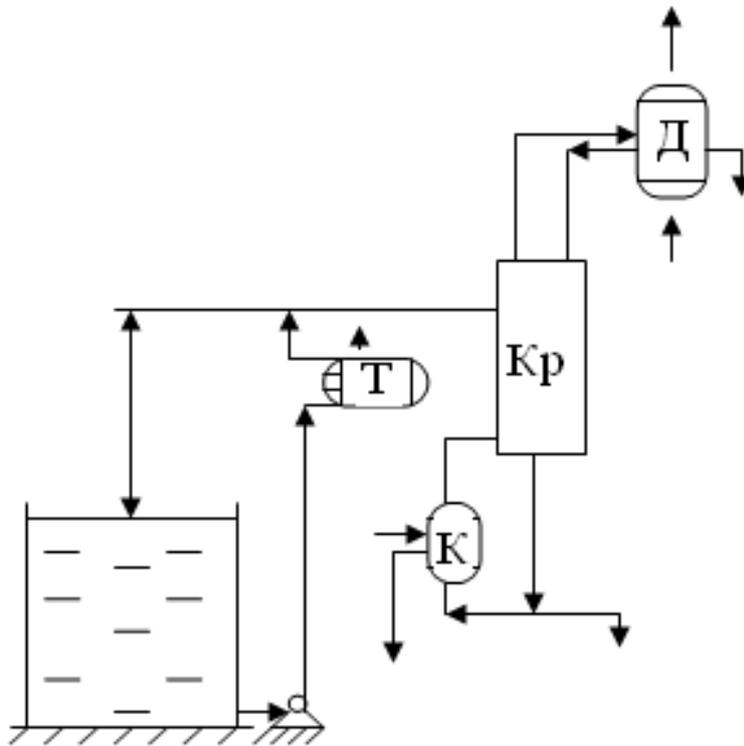


Рисунок 1.3 – Схема установки: Р - резервуар; Н – насос центробежный; Т – теплообменник; К – кипятильник; Кр – колонна ректификации; Д – дефлегматор

### *Технологические расчеты*

Определение диаметра трубопровода:

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{V}{0,785 \times w}}, \quad (1.8)$$

где  $V$  – объемный расход:

$$V = \frac{G}{\rho}, \quad (m^3 / c) \quad (1.9)$$

$$t_{см} = \frac{15+90}{2} = 52,5^{\circ}$$

Подбираем плотность веществ по таблице 4 в задачнике [4] близкой к полученной температуре или приложение А, таблицы А1 - А13.

$$\rho_{бенз.при 50^{\circ}} = \frac{856+836}{2} = 846 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{толуол при 50^{\circ}} = \frac{847+828}{2} = 837,5 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{см} = 846 \times 0,3 + 837,5 \times (1 - 0,3) = 253,8 + 586,25 = 840,05 \text{ кг/м}^3$$

По таблице 1.1. в [4] выбираем скорость жидкости в напорных трубопроводах  $\omega = 1,5 \text{ м/с}$ .

$$d = \sqrt{\frac{0,0125}{0,785 \times 1,5}} = 0,103 \text{ м} = 103 \text{ мм}$$

Выбираем стандартный диаметр трубопровода 108 мм толщина стенки 4 мм.

$$d_{см} = 108 - 2 \times 4 = 100 \text{ мм}$$

Поскольку диаметр близок к стандартному, то скорость оставляем выбранную  $\omega = 1,5 \text{ м/с}$ .

Определение гидравлического сопротивления трубопровода:

Определяем режим течения воды.

$$R_e = \frac{\omega \rho d}{\mu_{сеч}}, \quad (1.10)$$

$$\lg \mu_{сеч} = x_1 \lg \mu_1 + x_2 \lg \mu_2, \quad (1.11)$$

где  $\mu_1, \mu_2$  - вязкость чистых веществ, взятых при средней температуре.

По таблице 9 в [4] или приложение А1 - А13 подбираем динамический коэффициент вязкости жидких веществ в зависимости от температуры.

$$\mu_{бенз} = 0,436 \text{ мПа} = 0,436 \times 10^{-3} \text{ Па}$$

$$\mu_{толуол} = 0,42 \text{ мПа} = 0,42 \times 10^{-3} \text{ Па}$$

$$\lg \mu_{см} = 0,3 \lg 0,436 \times 10^{-3} + 0,7 \lg 0,42 \times 10^{-3} = -1,008 + (-2,364) = -3,372 \text{ Па}$$

$$\mu_{см} = 42,46 \times 10^{-5} \text{ Па}$$

$$R_e = \frac{1,5 \times 840,05 \times 0,1}{42,46 \times 10^{-5}} = 296768$$

Режим течения - турбулентный.

Гидравлическое сопротивление трубопровода определяется по формуле.

$$h = \left( 1 + \lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_{мс} \right) \times \frac{w^2}{2g}, \quad (1.12)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;

$$\lambda = \left( R_e, \frac{d_{mp}}{e} \right) \quad (1.13)$$

где:  $e$  – величина шероховатости,  $e=0,2$  мм;  $d_{mp}$  - диаметр трубопровода, мм,

$$\frac{d_{mp}}{e} = \frac{100}{0,2} = 500.$$

По рисунку Б1 определяем  $\lambda$  – коэффициент трения

$$\lambda = 0,0235.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в трубопроводе  $\sum \xi_{mc}$  длиной  $L$

$$\sum \xi_{mc} = \xi_1 n_1 + \xi_2 n_2 + \xi_3 n_3, \quad (1.14)$$

где:  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления по таблице Б5 в приложении;  $n$  - число местных сопротивлений.

Модуль диафрагмы,  $m = 0,9$ .

$$\xi_{\text{диафр.}} = 0,13$$

$$\xi_{\text{задв.}} = 0,5$$

$$\xi_{\text{пов.мс}} = A \times B,$$

где:  $A$  – зависит от угла поворота при  $90^\circ$   $A = 1$ ;  $B$  – зависит от отношения  $R_0/d$ , если  $R_0/d = 4$ , то  $B = 0,11$ .

$$\xi_{\text{пов.мс}} = 1 \times 0,11 = 0,11$$

Вентиль нормальный при  $d_{cn} = 100\text{мм}$ ,  $\xi_{\text{вент}} = 4,1$

$$\sum \xi_{mc} = 0,13 + 2 \times 0,5 + 1 \times 4,1 + 12 \times 0,11 = 6,6$$

$$h = (1 + 0,0235 \frac{300}{0,1} + 6,6) \times \frac{1,5^2}{2 \times 9,81} = 8,1\text{м}$$

Определение гидравлического сопротивления теплообменника.

Скорость жидкости в теплообменнике определяется по формуле.

$$W_{mp} = \frac{V}{0,785 \times d_g^2 \times n/2}, \text{ м/с} \quad (1.15)$$

где:  $V$  – объемный расход жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $n$  – общее число труб;  $z$ -число ходов;  
 $d_g$  – внутренний диаметр трубки –  $0,021$  м.

$$n = \frac{n_{\text{труб}}}{z}$$

$$n = \frac{205}{2} = 102,5$$

$$W_{mp} = \frac{0,0125}{0,785 \times 0,021^2 \times 102,5} = \frac{0,0125}{0,0177} = 0,71\text{м/с}$$

Критерий Рейнольдса в теплообменнике:

$$R_e = \frac{w_T \rho d_B}{\mu},$$

$$R_e = 0,71 \times 840,05 \times 0,021 / 42,46 \times 10^{-5} = 294987$$

$$\frac{d}{e} = \frac{21}{0,2} = 105 \quad x = 0,0375.$$

Гидравлическое сопротивление теплообменника определяется по формуле:

$$\Delta\rho = \lambda \frac{nL}{d} \times \frac{w^2 \rho}{2} + \sum \xi \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (1.16)$$

где:  $L$  – длина теплообменника;  $d$  – диаметр трубочек;  $w$  – скорость в трубах теплообменника;

$$\Delta\rho = 0,0375 \times \frac{102,5 \times 4}{0,021} \times \frac{0,71^2 \times 840,05}{2} + 5 \times \frac{0,71^2 \times 840,05}{2} = 732,14 \times 211,73 + 5 \times 211,73 = 1560747 \text{ Па}$$

$$h = \frac{1560747}{\rho g} = \frac{1560747}{840,05 \times 9,8} = 18,94 \text{ м}$$

Определение мощности и выбор насоса.

$$H_n = h_{geom} + \frac{P_1 - P_0}{\rho g} + h_{тр} + h_{теплооб.} \quad (1.17)$$

$$P = 1 \text{ атм} = 9,8 \times 10^4 \text{ Па} \approx 10^5 \text{ Па}$$

$$P_{abs.} = 1,8 \text{ атм} = 1,8 \times 10^5 \text{ Па}$$

$$H_n = 10 + \frac{(1,8 \times 10^5 - 0,98 \times 10^5)}{840,05 \times 9,81} + 13,06 + 18,94 = 10 - 2,43 + 8,1 + 18,94 = 34,61 \text{ м}$$

По таблице Б1 приложение Б подбираем  $\eta_n$  и рассчитываем мощность насоса.

$$N = \frac{V_{\rho\delta} H_H}{1000 \times \eta}, \text{ кВт}$$

$$N = \frac{0,0125 \times 840,05 \times 9,81 \times 34,61}{1000 \times 0,5} \approx 9,2 \text{ кВт} \quad (1.18)$$

По таблице Б1 устанавливаем, что по заданным производительности и напору следует выбрать центробежный насос марки X 45/54, для которого при оптимальных условиях работы производительность  $Q=1,2 \times 10^{-2}$ , напор  $H=42$  м, КПД насоса  $\eta_H=0,5$ . Насос снабжен двигателем АО2-52-2 номинальной мощности 22 кВт  $\eta_H=0,89$ , частота вращения вала  $n=48,3$  об/с.

### 1.3 Индивидуальные задания к расчету вентиляторов

Газ с температурой  $t_0$  выходит из реактора, работающего под разрежением  $\Delta p$  по отношению к атмосферному давлению, проходит очистку от пыли в циклоне и затем поступает в адсорбер с неподвижным слоем моносферических частиц адсорбента.

Расход газа  $G$ , кг/с. Перед адсорбером газ охлаждается в кожухотрубчатом теплообменнике до температуры  $t_1$ , имеющем следующие характеристики: диаметр кожуха  $D_k$ , длина труб  $l$ , диаметр штуцеров  $d_{шт}$ , диаметр труб  $d_{тр} = 25 \times 2$  мм. Диаметр адсорбера  $D$ , высота слоя адсорбента  $H$ , диаметр частиц адсорбента  $d$ .

Гидравлическая сеть имеет нормальную диафрагму с модулем  $m$ ,  $n$  задвижек,  $n_1$  плавных поворотов на  $90^\circ$  ( $Ro/d_{тр} = 4$ ). Общая длина трубопровода  $L$ . На выходе из сети давление атмосферное. Подобрать оптимальный диаметр стального трубопровода и вентилятор, обеспечивающий заданный расход газа. Диаметр трубопровода выбирается для участка гидравлической сети наибольшей длины  $l_1$  от реактора до теплообменника. Газ может подаваться в

трубное пространство одноходового теплообменника или в межтрубное пространство без перегородок (рисунок 1.4).

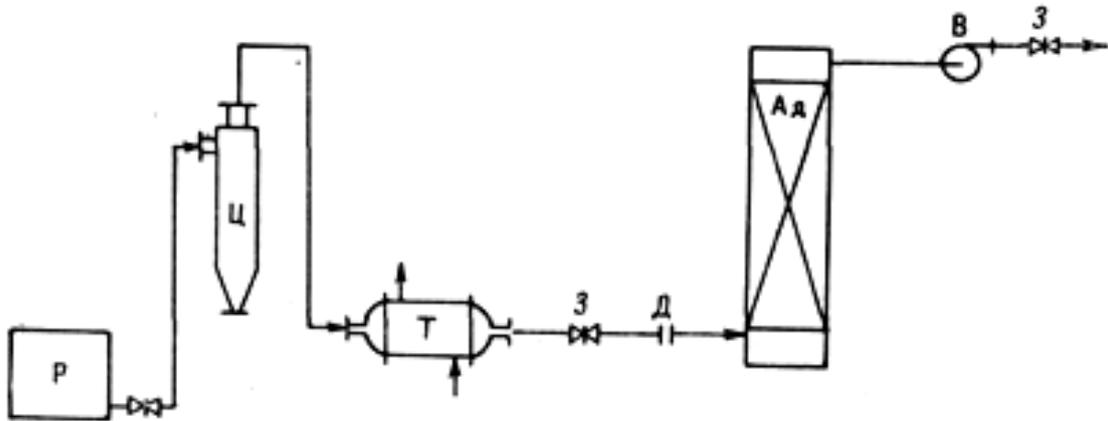


Рисунок 1.4 - Схема установки: Р – реактор; Ц – циклон; Т – теплообменник; Ад – адсорбер; В – вентилятор; З – задвижки; Д – диафрагма

Таблица 1.3 - Исходные данные к заданию

Очищаемый газ	$G$ , кг/с	$D$ , м	$H$ , м	$t_0$ , °C	$t_1$ , °C	$L$ , м	$L$ , м	$D$ , мм	$m$	$n_1$	$n_2$	$\Delta P$ , Па	$D_k$ , мм	$L$ , м	$d_{us}$ , мм
воздух	0,5	1,5	2	100	25	200	120	3	0,4	2	16	500	400	6	147
воздух	0,5	1,8	4	120	30	300	240	5	0,5	2	10	200	400	6	147
воздух	0,5	1,2	3	150	40	350	280	3	0,6	4	15	300	400	6	147
воздух	1,2	2,5	4	150	20	250	180	3	0,4	4	14	300	600	6	207
воздух	1,5	2,8	5	180	30	200	160	5	0,5	3	15	350	600	6	207
воздух	1	2,2	3	200	35	300	180	3	0,6	2	16	500	600	9	207
воздух	1,8	2,5	5	160	30	250	150	3	0,3	3	8	150	800	6	259
воздух	1,5	2	6	180	40	200	120	4	0,4	4	10	200	800	6	259
воздух	2	2,5	3	200	35	250	180	5	0,5	3	14	300	800	9	259
ацетилен	1,2	2	6	180	40	400	280	5	0,4	4	10	400	600	9	207
ацетилен	2	3	4	140	25	350	220	6	0,5	5	18	200	800	6	259
диоксид углерода	0,8	1,6	4,5	180	30	400	250	4	0,4	3	18	400	400	9	147
диоксид углерода	0,8	1,4	2,5	200	35	350	220	6	0,3	5	12	500	400	9	147
диоксид углерода	1	2	3	120	25	300	200	4	0,6	6	10	250	600	6	207
диоксид углерода	1,8	2,2	5	220	25	300	250	6	0,6	2	16	400	800	9	259

### Задание 1.3

В абсорбере непрерывного действия производится очистка газа от примесей при атмосферном давлении.

Расход газа  $V_c$  (при нормальных условиях), его начальная температура  $t_0$ . В циклоне газ предварительно обеспыливается и затем охлаждается в теплообменнике до температуры  $t_1$ , после абсорбера газ поступает в газохранилище, где поддерживается избыточное давление  $\Delta p$ .

Колонный насадочный абсорбер имеет диаметр  $D$  и высоту слоя насадки  $H$ . площадь орошения насадки  $\Gamma$ ,  $\text{м}^3/(\text{м}^2\text{с})$ . Наибольший по протяженности участок гидравлической сети от абсорбера до газохранилища имеет длину  $L_1$ . Длина участка от теплообменника до абсорбера  $L_2$  и от начала трубопровода до теплообменника  $L_3$ . На трубопроводе имеются: нормальная диафрагма с модулем  $m$ ,  $n_1$  задвижек и  $n_2$  плавных поворотов на  $90^\circ$  с  $R_0/d=4$ . Теплообменник кожухотрубчатый с трубами  $25 \times 2$  мм и длиной  $l$ ; диаметр кожуха  $D_k$  и внутренний диаметр штуцеров  $d_{шт}$ .

Рассчитать значение оптимального диаметра трубопровода (по участку наибольшей длины) и подобрать вентилятор, обеспечивающий данный расход газа. Перепад давления при прохождении газом орошаемой насадки  $\Delta p_{op}$  приближенно можно рассчитать через перепад давления  $\Delta p_{сух}$  на сухой насадке:  $\Delta p_{op} = \Delta p_{сух} \cdot 1,2$ , рисунок 1.5.

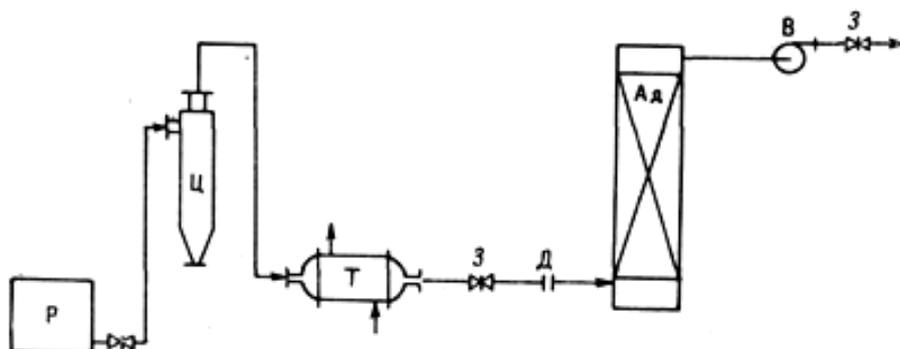


Рисунок 1.4 - Схема установки: Р – реактор; Ц – циклон; Т – теплообменник; Ад – адсорбер; В – вентилятор; З – задвижки; Д - диафрагма

Таблица 1.4 - Исходные данные к заданию 1.3

Очищаемый газ	$V$ , м <sup>3</sup> /с	$t_1$ , °С	$t_0$ , °С	$D$ , м	$H$ , м	$G$ , м <sup>3</sup> (м <sup>2</sup> с)	$L_1$ , м	$L_2$ , м	$m$	$n_1$	$n_2$	Тип на- садки	Теплообменн ик		
													$D_K$ , мм	$L$ м	$di$ , число труб
Воздух	0,8	25	220	1,2	4	0,005	120	80	0,3	4	15	кольца	600	9	147
												Рашига			
Этилен	0,6	30	180	1	5	0,004	150	60	0,5	6	14	кольца	600	6	147
												Рашига			
Этилен	0,6	25	200	и	4	0,005	200	20	0,6	4	16	кольца	400	6	147
												Рашига			
Кисло род	0,5	18	120	1	2	0,003	150	50	0,4	2	10	кольца	400	6	147
												Рашига			
Диоксид углерода	0,5	20	150	0,8	3	0,004	220	30	0,3	3	12	кольца	400	9	147
												Рашига			
Этилен	0,6	25	200	1,2	4	0,005	200	20	0,6	4	16	кольца	400	6	147
												Рашига			
Диоксид углерода	1	35	180	1,5	3	0,003	180	60	0,5	3	20	кольца	600	9	259
												Рашига			
Воздух	1	30	120	U	4	0,004	250	50	0,3	4	14	кольца	500	9	207
												Рашига			
Воздух	1Д	30	140	1,8	5	0,006	220	30	0,6	5	16	кольца	600	6	207
												Рашига			
Диоксид углерода	1,2	25	180	1,5	4	0,004	200	25	0,5	3	18	Гравий	600	6	207
												Круглый			
Этилен	1,4	20	180	1,8	2,	0,005	150	40	0,3	2	8	Гравий	800	9	259
												Круглы			
Этилен	1,6	25	140	2	3	0,004	100	80	0,4	4	10	Гравий	800	9	259
												Круглый			
Диоксид углерода	1,8	30	200	1,8	4	0,004	100	80	0,4	4	И	Гравий	800	6	259
												Гравий			
Воздух	2	35	240	2	5	0,005	150	60	0,5	5	12	Гравий	800	9	259
												Гравий			
Воздух	2	25	180	2,2	6	0,004	200	50	0,3	4	14	Гравий	800	6	259
												Гравий			

## 1.4. Примеры расчета вентиляторов

### Пример 1.2

Газ с температурой  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$  выходит из реактора, работающего под разрежением  $400\text{ Па}$  по отношению к атмосферному давлению, проходит очистку от пыли в циклоне и затем поступает в адсорбер с неподвижным слоем моносферических частиц адсорбента, рисунок 1.2. Расход газа  $1,2\text{ кг/с}$ . Перед адсорбером газ охлаждается в кожухотрубчатом теплообменнике до  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , имеющем следующие характеристики: диаметр кожуха  $600\text{ мм}$ , длина труб  $9\text{ м}$ , диаметр штуцеров  $207\text{ мм}$ , диаметр труб  $d_{\text{тр}} = 25 \times 2\text{ мм}$ . Диаметр адсорбера  $2\text{ м}$ , высота слоя адсорбента  $6\text{ м}$ . Гидравлическая сеть имеет нормальную диафрагму с модулем  $0,4$ , 4 задвижки, 10 плавных поворотов на  $90^{\circ}$  ( $R_0/d_{\text{тр}} = 4$ ). Общая длина трубопровода  $400\text{ м}$ . На выходе из сети давление атмосферное.

Подобрать оптимальный диаметр стального трубопровода и вентилятор, обеспечивающий заданный расход газа. Диаметр трубопровода выбирается для участка гидравлической сети наибольшей длины  $280\text{ м}$  от реактора до теплообменника. Газ может подаваться в трубное пространство одноходового теплообменника или в межтрубное пространство без перегородок.

#### *Технологический расчёт*

Определение значения плотности и гидравлической вязкости

$$p = \frac{273P}{TP_0} \cdot \frac{M}{22.4}, \quad (1.19)$$

где:  $P_0$  – атмосферное давление, Па;  $T$  - температура, К;  $T = 273 + t^{\circ}$ ;  $M$  – молярная масса газа.

$$p_{180} = \frac{273 \cdot (10^5 - 400)}{453 \cdot 10^5} \cdot \frac{26}{22.4} = 0.697 (\text{кг} / \text{м}^3);$$

$$p_{40} = \frac{273 \cdot (10^5 - 400)}{313 \cdot 10^5} \cdot \frac{26}{22.4} = 1.012 (\text{кг} / \text{м}^3);$$

$$p_{cp} = \frac{p_{180} + p_{40}}{2} = \frac{0.697 + 1.012}{2} = 0.855 (\text{кг} / \text{м}^3);$$

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + C}{T + C} \left( \frac{T}{273} \right)^{3/2}, \quad (1.20)$$

где:  $\mu_0$  – вязкость газа при  $0^\circ \text{C}$  таблица А17;  $C$  – постоянная, 198.

$$\mu_{180} = 9.35 \cdot 10^{-6} \frac{273 + 198}{453 + 198} \left( \frac{453}{273} \right)^{3/2} = 1.4 \cdot 10^{-5} (\text{Па} \cdot \text{с});$$

$$\mu_{40} = 9.35 \cdot 10^{-6} \frac{273 + 198}{313 + 198} \left( \frac{313}{273} \right)^{3/2} = 1.06 \cdot 10^{-5} (\text{Па} \cdot \text{с});$$

$$\mu_{cp} = \frac{\mu_{180} + \mu_{40}}{2} = \frac{1.4 \cdot 10^{-5} + 1.06 \cdot 10^{-5}}{2} = 1.23 \cdot 10^{-5} (\text{Па} \cdot \text{с}).$$

Вязкость газа можно найти по монограмме, рисунок IV [4].

Определение диаметра трубопровода для участка гидравлической сети от реактора до теплообменника исходя из уравнения массового расхода

$$G = w \cdot 0.785 \cdot d^2 \cdot \rho, \text{кг}^2 / \text{с}; \quad (1.21)$$

$$d = \sqrt{\frac{G}{w \cdot 0.785 \cdot \rho}}; \quad (1.22)$$

где:  $Q$  - объёмный расход, м<sup>3</sup>/с;  $G$  - массовый расход, кг/с;  $p$  - плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  - средняя скорость потока, принимаем 15 м/с;  $d$  - диаметр трубопровода, м.

$$d = \sqrt{\frac{1.2}{15 \cdot 0.785 \cdot 0.697}} = 0.382(\text{м}).$$

Определение стандартного размера трубопровода. Принимаем стандартный диаметр трубопровода по таблице В3, равный 426 x 11 и уточняем скорость

$$w = \frac{G}{0.785 \cdot p \cdot d^2}; \quad (1.24)$$

$$w = \frac{1.2}{0.785 \cdot 0.697 \cdot 0.404^2} = 13.5 \text{ (м/с)}.$$

Определение гидравлического сопротивления трубопровода для участка гидравлической сети от реактора до теплообменника

$$\Delta P = (1 + \lambda \frac{L}{d} + \xi) \frac{w^2 p}{2}; \quad (1.25)$$

где:  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $\lambda$  – коэффициент трения  $\lambda=f(Re; d/e)$  – по рисунку в приложении Б1;  $e$  – шероховатость, мм, принимаем 0,2;  $d$  – диаметр трубопровода, м;  $Re$  – критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w p d}{\mu};$$

где  $w$  – скорость, м\с.

$$R_e = \frac{13.5 \cdot 0.697 \cdot 0.404}{1.4 \cdot 10^{-5}} = 2.7 \cdot 10^5 \text{ - режим турбулентный;}$$

$$d/e = 404/0.2 = 2020;$$

$$\lambda = 0.025;$$

$$\Delta P_1 = (1 + 0.025 \frac{280}{0.404} + 10 \cdot 1 \cdot 0.14) \frac{13.5^2 \cdot 0.697}{2} = 1896 \text{ (Па);}$$

для участка гидравлической сети от теплообменника до конца

$$w = \frac{1.2}{0.785 \cdot 1.012 \cdot 0.404^2} = 9;$$

$$R_e = \frac{9 \cdot 1.012 \cdot 0.404}{1.06 \cdot 10^{-5}} = 3.5 \cdot 10^5 \text{ - режим турбулентный;}$$

$$d/e = 404/0,2 = 2020;$$

$$\lambda = 0,024;$$

$$\Delta P_2 = (1 + 0.024 \frac{120}{0.404} + 4 \cdot 0.5 + 8.25) \frac{9^2 \cdot 1.012}{2} = 753 \text{ (Па).}$$

Определение гидравлического сопротивления аппаратов:

- теплообменника

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2},$$

где:  $\lambda$  – коэффициент трения  $\lambda=f(\text{Re}; d/e)$ , рисунок из приложения Б1;  $e$  – шероховатость 0,2 мм;  $d$  – диаметр трубопровода, м;  $l$  – длина трубопровода, м;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – скорость потока, м/с.

Находим скорость потока исходя из уравнения расхода

$$w = \frac{1.2}{0.785 \cdot 0.021^2 \cdot 257 \cdot 0.855} = 15,7(\text{м/с});$$

$$R_e = \frac{15,7 \cdot 0.855 \cdot 0.6}{1.23 \cdot 10^{-5}} = 2.09 \cdot 10^5;$$

$$d/e = 21/0.2 = 105;$$

$$\lambda = 0,037;$$

$$\Delta P = 0.037 \frac{9}{0.021} \cdot \frac{0.885 \cdot 15,7^2}{2} = 1729,6(\text{Па});$$

- циклона

$$600 \leq \frac{\Delta P_{\text{цикл}}}{\rho} \leq 800;$$

$$\Delta P_{\text{цикл}} = 700 \cdot \rho;$$

$$\Delta P_{\text{цикл}} = 700 \cdot 0,697 = 488(\text{Па});$$

- адсорбера, сопротивление сухой насадки, Па.

$$\Delta P = \lambda \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho w_e^2}{2}, \quad (1.26)$$

Скорость газа в адсорбере.

$$w_z = \frac{w}{V_{св}};$$

Эквивалентный диаметр насадки.

$$d = \frac{4V_{св}}{\delta};$$

где:  $V_{св}$  – свободный объем насадки,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;  $\delta$  – удельная поверхность насадки,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ .

$$\lambda = \frac{16}{\text{Re}^{0.2}},$$

где:  $H$  – высота слоя насадки, м;  $w$  – скорость газа в свободном сечении, м/с;  $V_{св}$  – свободный объем,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , таблица XVII [4].

Скорость газа в адсорбере (без насадки)

$$w = \frac{1.2}{0.785 \cdot 2^2 \cdot 1.012} = 0.38(\text{м/с});$$

Приведенная скорость газа (с насадкой)

$$w_z = \frac{0.38}{0.74} = 0.5(\text{м/с});$$

$$d_s = \frac{4 \cdot 0.74}{204} = 0.0145(\text{м});$$

Критерий Рейнольдса для газа.

$$R_e = \frac{0.38 \cdot 1.012 \cdot 4}{204 \cdot 1.06 \cdot 10^{-5}} = 711;$$

Коэффициент трения при ламинарном режиме.

$$\lambda = \frac{16}{711^{0.2}} = 4.3;$$

Потерянный напор в сухой насадке.

$$\Delta P = 4.3 \cdot \frac{6}{0.0145} \cdot \frac{1.012 \cdot 0.5^2}{2} = 225(\text{Па});$$

Потерянный напор в орошаемой насадке.

$$1,2 * \Delta P = 1,2 * 255 = 270(\text{Па})$$

определение потерь во всей цепи, Па

$$\Delta P_{\text{сум}} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_T + \Delta P_y + \Delta P_a ;$$

$$\Delta P_{\text{сум}} = 1896 + 753 + 1729 + 488 + 270 = 5136 \text{Па} .$$

По таблице Б2 выбираем газодуховку ТВ – 100 – 1.12 имеющую следующие характеристики  $Q = 1.67 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $pgh = 12000 \text{ Па}$ ,  $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ ,  $\eta = 0.61$ , мощностью

$$N = \frac{1.4 \cdot 5136}{1000 \cdot 0.61} = 11.8(\text{кВт}) .$$

### Пример 1.3

В адсорбере непрерывного действия производится очистка воздуха от примесей при атмосферном давлении расход газа при нормальных условиях (н.у.) 1,2 м<sup>3</sup>/с при температуре 140° С; В циклоне газ предварительно обеспыливается и охлаждается в теплообменнике до температуры 30°С. После адсорбера газ поступает в газохранилище при разности давлений 1300 Па. Колонной насадочный адсорбер имеет диаметр 1,8 м, высоту слоя насадки 5 м. Наибольший по протяженности участок гидравлической сети от адсорбера до газохранилища имеет длину L1 220 м. Длина участка от теплообменника до адсорбера L2 30 м. От трубопровода до теплообменника L3 60 м. На трубопроводе имеется диафрагма с модулем  $m = 0,6$ , числом задвижек,  $n = 5$  и плавных поворотов под углом 90° в количестве 16. Отношение  $Ro/d=4$ . Теплообменник кожухотрубчатый с трубами 25×2мм и длиной  $l = 6$  м. Диаметр штуцера  $d = 207$  мм. В адсорбере имеется насадка из колец Рашига размерами 35×35×4 мм.

#### *Технологические расчеты*

Определение плотности и вязкости смеси при заданных температурах

$$\rho_t = \rho_0 \frac{T_0 P}{T P_0} = \frac{M}{22,4} \times \frac{273 P}{T P_0}, \quad (1.27)$$

где:  $\rho_0 = M/22,4$  кг/м<sup>3</sup> - плотность газа при н.у.;  $M=29$  кг/кмоль – мольная масса воздуха;  $T$  – температура, К.

$$\rho_{85} = \frac{29}{22,4} \times \frac{273 \times 1,013 \times 10^5}{358 \times 1,013 \times 10^5} = 0,98 \text{ кг/м}^3$$

Динамический коэффициент вязкости:

$$\mu_t = \mu_0 \frac{273+C}{T+C} \left( \frac{T}{273} \right)^{3/2}; \quad (1.28)$$

где:  $\mu_0=17,3 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический коэффициент вязкости при 0 °С;  $C$  – постоянная Сатерленда.

$$\mu_{85} = 17,3 \frac{273+124}{358+124} \left( \frac{358}{273} \right)^{3/2} = 20,99 \times 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{С}.$$

Выбор диаметра трубопровода.

Для напорных трубопроводов примем скорость равной 12 м/с.

Диаметр трубопровода определяется из формулы:

$$Q = w \times 0,785 \times d^2 m\rho, \text{ м}^3 / \text{с}; \quad (1.29)$$

где  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр трубы, м.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{Q}{0,785 \times w}} = \sqrt{\frac{1,2}{0,785 \times 12}} = 0,356 \text{ м}.$$

Стандартный диаметр примем равным 377 х 10 мм [табл. В3].

Фактическая скорость газа в трубе:

$$w = \frac{Q}{0,785 \times d_{\text{вн}}^2} = \frac{1,2}{0,785 \times 0,357^2} = 12 \text{ м/с}.$$

Определение гидравлического сопротивления трубопровода

$$\Delta P_{\text{гп}} = \left( 1 + \lambda \pm \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \times \frac{\rho w^2}{2}, \text{ Па}; \quad (1.30)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, зависящий от величин ( $Re, d_{\text{вн}}/e$ ).

Определим режим течения в трубопроводе:

$$Re = \frac{w\rho d_{mp}}{M} = \frac{12 \times 0,98 \times 0,357}{20,99 \times 10^{-6}} 200015.$$

Соответствует турбулентному течению.

Среднее значение шероховатости стенок трубок  $e=0,2$ . Относительная шероховатость  $d_{\text{вн}}/e = 357/0,2 = 1785$ .

По графику 1.5 [4] или рисунку Б1 приложения находим значения коэффициента трения  $\lambda = 0,0175$ .

Сумма коэффициентов местного трения равна:

$$\sum \xi = \xi_1 \times n + \xi_2 \times n + \xi_3 \times n + \xi_4 \times n + \xi_5 \times n = 1 \times 0,5 + 1 \times 1 + 0,15 \times 5 + 0,11 \times 16 + 2 \times 1 = 6,01.$$

Тогда

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left( 1 + 0,0175 \times \frac{60}{0,357} + 6,01 \right) \times \frac{0,98 \times 12^2}{2} = 702 \text{ Па}.$$

Определение гидравлического сопротивления теплообменника

$$\Delta P_{\text{мен}} = \lambda \frac{l \times n}{d} \times \frac{\rho w^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}, \text{ Па}, \quad (1.31)$$

где:  $l$  – длина труб теплообменника,  $l=6\text{м}$ ;  $d$  - диаметр штуцера;  $n$  - число ходов;  $w$  - скорость потока в трубах.

$$w = \frac{Q}{0,785d^2} = \frac{1,2}{0,785 \times 0,207^2} = 35,71 \text{ м/с},$$

$$R_e = \frac{w\rho d}{M} = \frac{35,71 \times 0,98 \times 0,207}{20,99 \times 10^{-6}} = 345123$$

Соответствует турбулентному течению,  $e = 0,2$ ;  $d/e = 504$ .

По рисунку Б1,  $\lambda = 0,0198$ .

$$\sum \xi = \xi_1 \times n + \xi_2 \times 2 = 1 \times 1,5 + 1 \times 16 = 17,5,$$

$$\Delta P_{\text{тепл}} = 0,0198 \times \frac{6 \times 1}{0,207} \times \frac{0,98 \times 35,71^2}{2} + 17,5 \times \frac{0,98 \times 12^2}{2} = 1593 \text{ Па}.$$

Определение полного гидравлического сопротивления для выбора вентилятора

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{ц}} + \Delta P_{\text{тепл}} + \Delta P_{\text{адс}} + \Delta P_{\text{изб}}, \text{ Па}, \quad (1.32)$$

где:  $\Delta P_{\text{тр}}$  – сопротивление трубопровода;  $\Delta P_{\text{ц}}$  – сопротивление циклона;  $\Delta P_{\text{тепл}}$  – сопротивление теплообменника;  $\Delta P_{\text{адс}}$  – сопротивление адсорбера;  $\Delta P_{\text{изб}} = 1300 \text{ Па}$  – избыточное давление.

$$\frac{\Delta P_{\text{ц}}}{\rho} = 700 \text{ Па} \Rightarrow \Delta P_{\text{ц}} = 700 \times \rho = 700 \times 0,98 = 686 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{\text{адс}} = \lambda \frac{M}{d_3} \times \frac{\rho w_2^2}{2}, \text{ Па}.$$

где:  $H$  – высота слоя насадки, м;  $d_3$  – эквивалентный диаметр, м;  $w_2$  – скорость газа в свободном сечении насадки, м/с.

Эквивалентный диаметр можно выразить через характеристики насадки – свободный объём  $V_{\text{св}} = 0,78 \text{ м}^3 / \text{м}^3$  и удельную поверхность  $\sigma = 140 \text{ м}^2 / \text{м}^3$  [4].

$$d_3 = \frac{4 \times V_{ce}}{\sigma} = \frac{4 \times 0,78}{140} = 0,022 \text{ м},$$

$$w_2 = \frac{w}{V_{ce}} = \frac{Q}{0,785 \times D^2 \times V_{ce}} = \frac{1,2}{0,785 \times 1,8^2 \times 0,78} = 0,60 \text{ м/с},$$

$$l = 0,2; \quad d_3 / e = 0,022 \times 10^3 / 0,2 = 110,$$

$$R_e = \frac{w_2 d_3 \rho}{M} = \frac{0,60 \times 0,022 \times 0,98}{20,99 \times 10^{-6}} = 616.$$

течение ламинарное

$$\lambda = f(R_e; d_3 / e); \quad \lambda = 0,038,$$

$$\Delta P_{adc} = 0,038 \times \frac{5}{0,022} \times \frac{0,98 \times 0,60^2}{2} \text{ Па},$$

$$\Delta P = 702 + 1593 + 686 + 1,5 + 1300 = 4282,5 \text{ Па}.$$

Определение мощности и подбор вентилятора

$$N = \frac{Q \Delta P}{1000 \times \eta}, \text{ кВт} \quad (1.33)$$

где:  $\eta$  – общий КПД вентилятора, состоящий из произведения КПД вентилятора  $\eta_e$ , КПД передачи  $\eta_n$  и КПД двигателя  $\eta_o$ :

$$\eta = \eta_e \times \eta_n \times \eta_o,$$

$$W_B = 0,8;$$

при непосредственном соединении валов вентилятора

$$\eta_n = 1, \eta_d = 1,$$

$$\eta = 0,8 \times 1 \times 1 = 0,8,$$

$$N = \frac{1,2 \times 4282,5}{1000 \times 0,8} = 6,42 \text{ кВт.}$$

По таблицам Б2 и Б3 приложения Б полученным данным больше всего удовлетворяет вентилятору малой производительности Ц1 – 40-8К с объёмным расходом  $1,39 \text{ м}^3/\text{с}$ , и напором 4820 Па.

## Глава 2. Расчет теплообменников

### 2.1. Методика расчета теплообменников

#### *Составление тепловых балансов*

Введем следующие обозначения:  $G$  – расход теплоносителя, кг/с;  $C$  – теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К;  $t_1$  – начальная температура теплоносителя, К;  $t_2$  – конечная температура теплоносителя, К;  $r$  – удельная теплота конденсации (парообразования), кДж/кг.

Если теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния теплоносителя (нагревание, охлаждение), тогда тепловая нагрузка определяется по уравнению

$$Q = G \cdot c (t_1 - t_2). \quad (2.1)$$

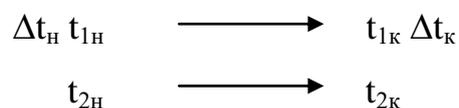
Если теплообмен протекает с изменением агрегатного состояния теплоносителя (кипение, конденсация), тогда тепловая нагрузка рассчитывается по уравнению

$$Q = G \cdot r. \quad (2.2)$$

#### *Расчет средней разности температур*

Принимаем индекс «1» для горячего теплоносителя, индекс «2» для холодного теплоносителя.

Составляется температурная схема теплопередачи:



где:

$$\Delta t_H = t_{1H} - t_{2H};$$

$$\Delta t_K = t_{1K} - t_{2K};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_H - t_K}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}}, \quad (2.3)$$

Средняя температура горячего теплоносителя

$$t_1 = \frac{t_H + t_K}{2}, \quad (2.4)$$

Средняя температура холодного теплоносителя

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp}, \quad (2.5)$$

### *Расчет коэффициента теплопередачи*

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.6)$$

где:  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $r_{cm}$  – термическое сопротивление стенки и загрязнений, м<sup>2</sup>·К/Вт.

## Расчет коэффициента теплоотдачи

Основные критерии подобия, входящие в критериальное уравнение конвективной теплоотдачи:

Критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (2.7)$$

где:  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $l$  – характерный геометрический размер, м, если поток движется внутри трубы  $l = d$ ;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К.

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}, \quad (2.8)$$

где:  $c$  – теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К,  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па·с;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (2.9)$$

где:  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – скорость потока, м/с.

Критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t, \quad (2.10)$$

где:  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\beta$  – коэффициент объемного расширения,  $\text{К}^{-1}$ .

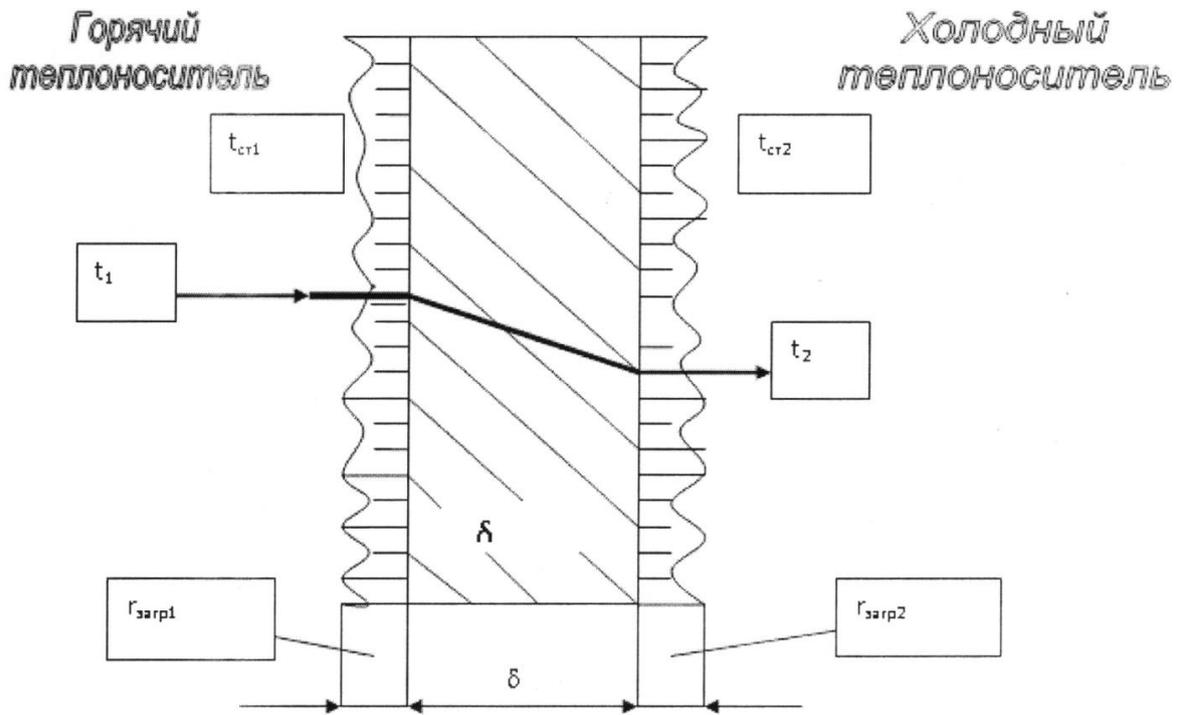


Рисунок 2.1 - Схема процесса теплопередачи

Теплоотдача при развитом турбулентном течении в прямых трубах и каналах ( $Re > 10000$ )

Расчетная формула

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25} \quad (2.11)$$

Определяющая температура – средняя температура теплоносителя, определяющий геометрический размер  $l$  – эквивалентный диаметр  $d_{экр}$ . Критерий Прандтля  $Pr_{cr}$  определяется при температуре стенки. В области неустойчивого турбулентного режима  $2300 < Re < 10000$ , т.е. в переходном режиме, теплоотдача может быть рассчитана с помощью зависимости

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}. \quad (2.12)$$

Критериальное уравнение для ламинарного режима имеет вид

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.13)$$

В качестве определяющего размера принят эквивалентный диаметр канала. Физические параметры в критериях  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Gr$  определены при средней температуре жидкости,  $Pr_{ст}$  при температуре стенки.

*Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб.*

Если поток движется в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками при шахматном расположении труб, то критериальное уравнение имеет вид

$$Nu = 0,4 \cdot 0,6 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.14)$$

Определяющая температура – средняя температура жидкости, определяющий размер – наружный диаметр трубы. Скорость потока рассчитывается по формуле

$$W = \frac{V}{S_{с.ж}}, \quad (2.15)$$

где:  $V$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $S_{с.ж}$  – площадь проходного сечения межтрубного пространства, м<sup>2</sup> (приложение В1).

Рассчитав критерий Нуссельта, рассчитывается коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d}. \quad (2.16)$$

*Теплоотдача при изменении агрегатного состояния.*

*Конденсация пара.*

Конденсация пара на поверхности пучка вертикальных труб высотой  $h$ .

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно

$$\alpha = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot \Delta t \cdot H}}, \quad (2.17)$$

где:  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/м·К;  $\rho$  – плотность конденсата, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па·с;  $r$  – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг;  $\Delta t$  – разность температур, равная  $\Delta t = t_n - t_{cm}$  ( $t_n$  – температура конденсации пара,  $t_{cm}$  – температура стенки);  $H$  – высота стенки, м.

Для насыщенного водяного пара коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  можно определить по формуле:

$$\alpha = 2,04 \cdot \frac{A t}{\Delta t \cdot H} 0,25 \quad (2.18)$$

где  $A$  – коэффициент определяющийся по таблице 2.1 в зависимости от температуры конденсации насыщенного водяного пара [4].

Физические характеристики конденсата приведены в приложении А20.

В случае конденсации на наружной поверхности пучка горизонтальных труб длиной  $l$  коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot d}}, \quad (2.19)$$

где:  $d$  – наружный диаметр трубы, м;  $\varepsilon$  - зависит от числа труб в вертикальном ряду.

Коэффициент  $\varepsilon_t$  – поправочная функция. Для воды ее принимают равной единице. Число труб определяется по приложению В1. Определив число труб,  $n_p$ ,  $V$  определяем коэффициент  $\varepsilon$  (рис. 2.2).

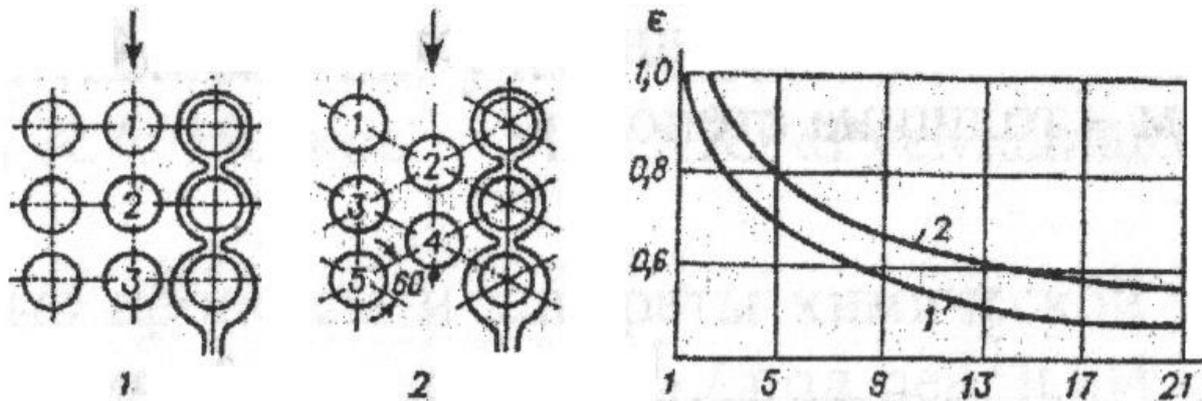


Рисунок 2.2 - Зависимость усредненного для всего пучка коэффициента  $\varepsilon$  от числа труб по вертикали  $n_v$  и порядок определения  $n_v$  для коридорного (1) и шахматного (2) расположения труб

### Кипение жидкостей.

Для пузырькового режима кипения жидкостей в условиях свободного или вынужденного движения в трубах и продольных некруглых каналах осредненное значение коэффициента теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha = b \cdot 3 \sqrt{\frac{\lambda^2 \cdot q^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{кип}}} = b^3 \frac{\lambda^2 \cdot (\Delta T_{кип})^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{кип}}, \quad (2.20)$$

где:  $\lambda$  – теплопроводность кипящей жидкости, Вт/м·К;  $q$  – тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м;  $T_{кип}$  – температура кипения, К;  $\Delta T_{кип}$  – движущая сила процесса кипения, равная  $\Delta T_{кип} = T_{ст} - T_{кип}$ .

Безразмерная функция  $b$  рассчитывается по формуле

$$b = 0,075 + 0,75 \cdot \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}} \right)^{2/3}, \quad (2.21)$$

где:  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность кипящей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{п}}$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>.

Плотность пара ( $\rho_{\text{п}}$ ) определяется по формуле

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{P \cdot T_0}{P_0 \cdot T_{\text{кип}}}, \quad (2.22)$$

где:  $M$  – молекулярная масса пара, кг/кмоль;  $P$  – рабочее давление в аппарате;  $P_0$  – давление при нормальных условиях,  $T_0 = 273$  К.

Безразмерную функцию  $b$  можно определить по графику рисунок 2.3.

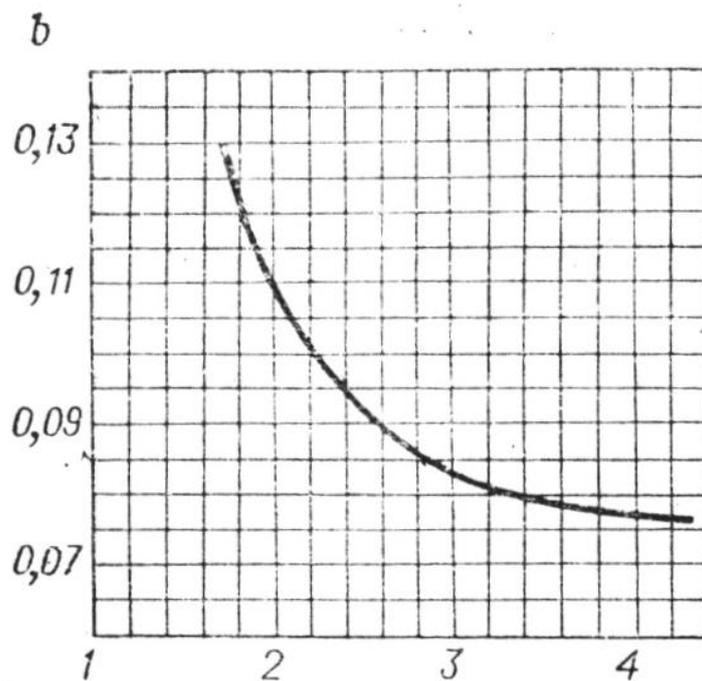


Рисунок 2.3 - График определения безразмерной функции  $b$

Для кипящей воды, водных растворов плотность образовавшихся паров определяется по приложениям А18, А19.

*Термическое сопротивление стенки.*

Термическое сопротивление стенки и загрязнений определяется по формуле

$$\sum r_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{загр1} + r_{загр2}, \quad (2.23)$$

где:  $r_{загр1}$  – загрязнение со стороны горячего теплоносителя и стенки,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $r_{загр2}$  – загрязнение со стороны стенки и холодного теплоносителя, принимаем по приложению В4;  $\delta_{cm}$  – толщина стенки, м;  $\lambda_{cm}$  – коэффициент теплопроводности стальной стенки,  $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$  [4, 529].

Рассчитав коэффициент теплопередачи, рассчитываем температуры стенок  $t_{cm1}$ ,  $t_{cm2}$ , проверяем отношение  $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ , если разница между рассчитанным и ранее принятым меньше 5%, расчет коэффициента теплопередачи считается законченным. Затем рассчитывается поверхность теплопередачи по уравнению теплопередачи. Принимаем запас поверхности 15...20 % и подбираем по приложениям В1, В2 теплообменник.

## **2.2. Индивидуальные задания к расчету холодильников, кипятильников**

### **Задание 2.1**

В трубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника охлаждается жидкость от температуры  $t_n$  до  $t_k$ . Расход охлаждаемой жидкости  $G$ . Охлаждающая вода нагревается от температуры  $t_{в.н}$  до  $t_{в.к}$ . Диаметр шахматно-расположенных труб 25x2 мм. Определить плотность теплового потока, температуры поверхностей стенки, необходимую поверхность теплопередачи и расход воды.

Таблица 2.1 - Исходные данные к заданию 2.1

Жидкость	G, кг/с	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_{в. н}, ^\circ\text{C}$	$t_{в. к}, ^\circ\text{C}$
Этанол	3,5	75	25	18	38
Молоко	6,2	95	25	15	45
Этанол	5,0	75	30	20	40
Яблочный сок 10 %	8,0	60	30	20	40
Виноградный сок 15 %	6,0	110	30	15	45
Виноградный сок 10 %	3,2	70	25	15	35
Уксусная кислота	3,5	100	40	20	40
Этанол 40 %	4,0	60	30	15	35
Виноградный сок 30 %	5,0	50	20	15	40
Уксусная кислота	3,0	100	35	25	30

### Задание 2.2

В трубном пространстве вертикального кожухотрубчатого теплообменника кипит жидкость при температуре  $t_{кин}$ . Расход жидкости равен  $G$ . В межтрубное пространство поступает сухой насыщенный пар, не содержащий воздуха. Абсолютное давление греющего пара  $p_{г.п}$ . Трубы теплообменника имеют диаметр 25x2 мм. Определить поверхность теплопередачи и длину труб. Потерями теплоты пренебречь. Использовать метод последовательных приближений по температуре стенок.

Таблица 2.2 - Исходные данные к заданию 2.2

Жидкость	$t_{\text{кип}}, \text{ }^\circ\text{C}$	G, кг/с	$p_{\text{г. п.}}, \text{ МПа}$
Этанол 90 %	80	5,5	0,10
Этанол 50 %	92	2,5	0,20
Метанол	65	1,9	0,10
Метанол, 50 %	72	3,0	0,10
Уксусная кислота	118	1,7	0,30
Уксусная кислота, 50 %	105	2,0	0,30
Этанол	78	4,9	0,10
Ацетон	56	2,0	0,10
Метанол	64,5	3,6	0,10
Уксусная кислота, 92 %	115	2,0	0,30

### 2.3. Примеры расчета холодильника и кипятильника

#### Пример 2.1

Рассчитать холодильник для охлаждения 4,5 кг/с этилового спирта от 61 °С до 30 °С водой, которая нагревается от 18 °С до 38 °С. Давление атмосферное.

Определим расход теплоты и расход этанола. Примем индекс «1» для горячего теплоносителя (этилового спирта) – межтрубное пространство, индекс «2» - для холодного теплоносителя (воды) – трубное пространство.

Предварительно определим среднюю температуру воды

$$t_2 = 0,5 \cdot (18 + 38) = 28 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру этилового спирта

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{cp} = 18 + 16,92 = 44,92 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур, равная при противотоке теплоносителей 16,92 °С

$$61 \xrightarrow{\text{этанол}} 30$$

$$38 \xleftarrow{\text{вода}} 18$$

$$\Delta t_6 = 61 - 38 = 23,$$

$$\Delta t_M = 30 - 18 = 12$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} = \frac{23 - 12}{\ln\frac{23}{12}} = 16,92 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

С учетом потерь в размере 5 % расход теплоты составит:

$$Q = 1,05 \cdot G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1H} - t_{1K}),$$

$$Q = 1,05 \cdot 4,5 \cdot 0,66 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot (61 - 30) = 405000 \text{ Вт}.$$

Расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2K} - t_{2H})} = \frac{405000}{4190(38 - 18)} = 4,83 \text{ кг/с},$$

где:  $c_1 = 0,66 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 2765$  Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость этилового спирта при средней температуре  $t_1 = 44,92$  °С (таблица А17);  $c_2 = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды при средней температуре  $t_2 = 28$  °С, таблица А20.

Объёмные расходы этилового спирта и воды

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{4,5}{769,5} = 5,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

где:  $\rho_1 = 769,5$  кг/м<sup>3</sup> – плотность этилового спирта при  $t_1 = 44,92$  °С, таблица А14;  $G_1 = 4,5$  кг/с – расход этилового спирта (см. задание).

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{4,56}{995} = 4,58 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

где:  $\rho_2 = 995$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды при  $t_2 = 28$  °С таблица IV[5],  $G_2 = 4,56$  кг/с – расход воды.

Наметим варианты холодильных аппаратов. Для этого определим ориентировочно значение площади поверхности теплообмена, полагая  $K_{op} = 250$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) – ориентировочный коэффициент теплопередачи таблица 4.8. [4], т. е. приняв его таким же как и при теплообмене от жидкости к жидкости для углеводородов и масел.

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{405000}{250 \cdot 16,92} = 95,74. \text{ м}^2.$$

Для обеспечения турбулентного течения воды скорость в трубах должна быть больше  $w'_2$

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,84 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 995} = 0,4 \text{ м/с},$$

где:  $\mu_2 = 0,84 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре  $t_2 = 28$  °С таблица А20;  $d_2 = 0,021$  м – внутренний диаметр труб;  $\rho_2 = 995$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды при  $t_2 = 28$  °С таблица IV[4].

Число труб 25x2 мм, обеспечивающих объёмный расход воды при  $Re_2 = 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{4,86 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,4} = 35..$$

Условию  $n < 35$  и  $F < 95,74$  м<sup>2</sup> удовлетворяет шестиходовой теплообменник таблица В1.

Таблица 2.3 - Характеристики теплообменника

Показатели	Данные
Внутренний диаметр кожуха	$D_{вн} = 600$ мм
Общее число труб	$n = 196$
Поверхность теплообмена	$F = 91$ м <sup>2</sup>
Длина труб	6 м

Коэффициент теплоотдачи для воды.

Уточняем значение критерия Рейнольдса  $Re_2$

$$Re_2 = 10000 \left( \frac{n'}{n} \right) = 10000 \left( \frac{35}{32,67} \right) = 10712..$$

Критерий Прандтля для воды при средней температуре  $t_2 = 28$  °С

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,84 \cdot 10^{-3}}{0,605} = 5,8,$$

где:  $\lambda_2 = 0,52 \cdot 1,163 = 0,605$  Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воды при  $t_2 = 28$  °С таблица А15;  $c_2 = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость воды при средней  $t_2 = 28$  °С х 5, таблица А20;  $\mu_2 = 0,84 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре  $t_2 = 28$  °С, таблица А20.

Определим критерий Нуссельта для воды

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст,2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1,$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 1 \cdot 10712^{0,8} \cdot 5,8^{0,43} \cdot 1,05 = 76,22,$$

где  $\varepsilon_l = 1$  – коэффициент, зависящий от отношения  $L/d$  и от критерия Рейнольдса, определяется по таблице 4.8 [4].

Находим отношение длины труб  $L = 4$  метра к внутреннему диаметру трубы  $L/d = 4/0,021 = 190,5$ , следовательно  $\varepsilon_l = 1$ .

Отношение  $(Pr_2/Pr_{ст,2})^{0,25}$  примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для воды равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{76,22 \cdot 0,605}{0,021} = 2195. \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим по таблице в соответствии с выбранным теплообменником площадь проходного сечения в вырезе перегородки  $S_{e,n} = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ , таблица В1 приложение.

Расчетная скорость этилового спирта в межтрубном пространстве равна

$$w_1 = \frac{V_1}{S_{\text{в.п}}} = \frac{5,85 \cdot 10^{-3}}{3,7 \cdot 10^{-2}} = 0,16 \text{ м/с},$$

где  $V_1 = 5,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  – расход этилового спирта.

Критерий Рейнольдса для этилового спирта

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,16 \cdot 0,025 \cdot 769,5}{0,76 \cdot 10^{-3}} = 4050,$$

где:  $w_1 = 0,16 \text{ м/с}$  – скорость этилового спирта в межтрубном пространстве (см. выше);  $d_1 = 0,025 \text{ м}$  – внешний диаметр трубы;  $\rho_1 = 769,5 \text{ кг/м}^3$  – плотность этилового спирта при  $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$  [1, таблица IV];  $\mu_1 = 0,425 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$  – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при средней температуре  $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$  таблица IX [4].

Рассчитываем критерий Прандтля для этилового спирта при средней температуре  $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{0,622 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,76 \cdot 10^{-3}}{0,185} = 11,3,$$

где:  $c_1 = 0,62 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 2606 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  – удельная теплоёмкость этилового спирта при средней температуре  $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$  таблица A17;  $\mu_1 = 0,76 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$  – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при средней температуре  $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$  таблица A15;  $\lambda_1 = 0,159 \cdot 1,163 = 0,208 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  – коэффициент теплопроводности этилового спирта при средней температуре  $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$ , таблица A16 приложение.

Находим критерий Нуссельта для этилового спирта. Аппараты с однократно-перекрёстным движением жидкости при  $Re > 1000$  для шахматных пучков

$$Nu = 0,4 \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot Re_1^{0,6} \cdot Pr_1^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{ст.1}} \right)^{0,25} = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 4050^{0,6} \cdot 11,3^{0,36} \cdot 1,05 = 87,9,$$

где  $\varepsilon_{\varphi} = 0,6$  – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки  $\varphi$ .

Применительно к кожухотрубчатым теплообменникам с поперечными перегородками принимают коэффициент  $\varepsilon_{\varphi} = 0,6$ , учитывая, что теплоноситель в межтрубном пространстве лишь часть пути движется поперек труб. Отношение  $(Pr_1/Pr_{ст.1})^{0,25}$  примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для этилового спирта равен

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} = \frac{87,9 \cdot 0,185}{0,025} = 650 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны этилового спирта  $1/r_{загр.1} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , так как этиловый спирт является органической жидкостью, тепловая проводимость загрязнений стенки со стороны воды среднего качества  $1/r_{загр.2} = 2400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  (таблица В4). Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  (таблица В4),  $\delta = 0,002 \text{ м}$  – толщина стенки.

Итак, находим сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\Sigma r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{загр.1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_{загр.2}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2400}} = 1585 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\Sigma r_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{650} + \frac{1}{1585} + \frac{1}{2195}} = 383 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Удельная тепловая нагрузка:

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 383 \cdot 16,92 = 6483 \text{ Вт/м}^2,$$

где  $\Delta t_{cp} = 16,92 \text{ }^\circ\text{C}$  – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение  $(Pr_l/Pr_{cm.1})^{0,25}$ . Определим

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{6483}{650} = 9,9 \text{ }^\circ\text{C},$$

где  $\alpha_1 = 650 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  – коэффициент теплоотдачи для этилового спирта

$$t_{ct.1} = t_1 + \Delta t_1 = 44,92 + 9,9 = 54,82 \text{ }^\circ\text{C},$$

где  $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$  – средняя температура этилового спирта.

Определим критерий Прандтля при  $t_{cm.1} = 54,82 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_{ct.1} = \frac{c_{ct.1} \cdot \mu_{ct.1}}{\lambda_{ct.1}} = \frac{0,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,646 \cdot 10^{-3}}{0,174} = 10,8,$$

где:  $c_{cm.1} = 0,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 2933 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – теплоёмкость этилового спирта при температуре стенки  $t_{cm.1} = 54,92 \text{ }^\circ\text{C}$  [4, рисунок XI], таблица A17;  $\mu_{cm.1} = 0,646 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при температуре стенки  $t_{cm.1} = 54,82 \text{ }^\circ\text{C}$  [4, таблица IX], таблица A15;  $\lambda_{cm.1} = 0,15 \cdot 1,163 = 0,174 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – коэффициент теплопроводности этилового спирта при температуре стенки  $t_{cm.1} = 54,82 \text{ }^\circ\text{C}$  [3, рисунок X], таблица A16.

Следовательно,

$$\left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст.1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{11,3}{10,8}\right)^{0,25} = 1,01..$$

Было принято  $(Pr_1/Pr_{ст.1})^{0,25} = 1,0$ . Разница

$$\frac{1,0-1,00}{1,00} \cdot 100\% = 1\%.$$

Проверяем принятое значение  $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$ .

Определим

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{7191}{2167} = 3,3^\circ\text{C}$$

где  $\alpha_2 = 2167 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – коэффициент теплоотдачи для воды.

$$t_{ст.2} = t_2 + \Delta t_2 = 28 + 3,3 = 31,3^\circ\text{C},$$

где  $t_2 = 28^\circ\text{C}$  – средняя температура воды.

Определим критерий Прандтля при  $t_{ст.2} = 31,3^\circ\text{C}$

$$Pr_{ст.2} = \frac{c_{ст.2} \cdot \mu_{ст.2}}{\lambda_{ст.2}} = \frac{1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,78 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 5,5,$$

где:  $c_{ст.2} = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – теплоёмкость воды при температуре стенки  $t_{ст.2} = 31,3^\circ\text{C}$  (таблица А20);  $\mu_{ст.2} = 0,78 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамический коэффициент вязкости воды при температуре стенки  $t_{ст.2} = 31,3^\circ\text{C}$  (таблица А20);  $\lambda_{ст.2} = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коэффициент теплопроводности воды при температуре стенки  $t_{ст.2} = 31,3^\circ\text{C}$  (таблица А20).

Следовательно

$$\left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{5,8}{5,5}\right)^{0,25} = 1,01,$$

Было принято  $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25} = 1,05$ . Разница

$$\frac{1,05 - 1,01}{1,01} \cdot 100\% = 4\%$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F'_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{405000}{383 \cdot 16,92} = 62,5 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику таблица В1 приложение,  $F = 91 \text{ м}^2$ , рисунок 2.4.

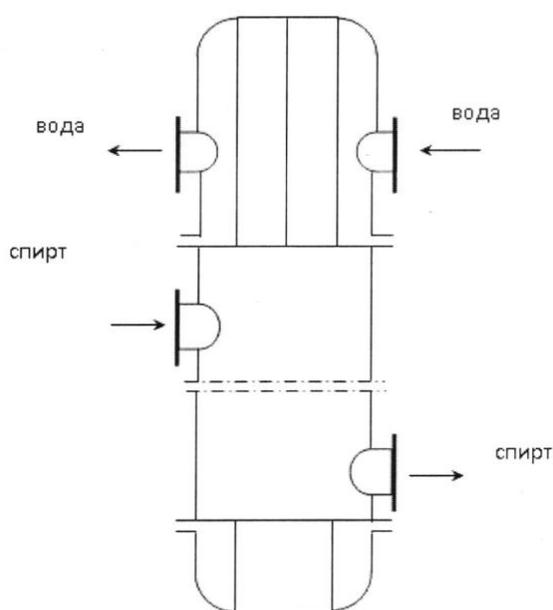


Рисунок 2.4 - Шестиходовой кожухотрубчатый теплообменник

Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F'_p}{F'_p} \cdot 100\% = \frac{91,0 - 62,5}{62,5} \cdot 100\% = 45\%.$$

Запас площади поверхности теплообмена достаточен.

### Пример 2.2

Рассчитать кипятильник для метилового спирта, который кипит при температуре  $t = 61$  °С, температура конденсации греющего пара  $t = 99,1$  °С ( $p = 1$  ат). Расход метилового спирта 5 кг/с.

Метиловый спирт движется по трубам, пар – в межтрубном пространстве.

$$\Delta t_{cp} = 99,1 - 61 = 38,1 \text{ °С}.$$

Тепловая нагрузка равна

$$Q = G_1 \cdot r_1 = 5,0 \cdot 1110,4 = 55,5 \cdot 10^5 \text{ Вт},$$

где:  $G_1 = 5,0$  кг/с – массовый расход метилового спирта (см. задание);  $r_1 = 1110,4$  кДж/кг – удельная теплота парообразования таблица XLV[4].

Определяем ориентировочно максимальную величину площади поверхности теплообмена. По таблице таблица 4.8 [4] для данного случая теплообмена (от конденсирующегося водяного пара к кипящей жидкости) принимаем значение коэффициента теплопередачи  $K_{min} = 500$  Вт/м<sup>2</sup>·К, тогда максимальная поверхность теплообмена равна:

$$F_{\max} = \frac{Q}{K_{\min} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{55,5 \cdot 10^5}{500 \cdot 38,1} = 291,3 \text{ м}^2.$$

Предварительно выбираем для расчета одноходовой испаритель по таблице В2 приложение.

Таблица 2.4 - Характеристики испарителя

Параметры	Данные
Поверхность теплообмена	260 м <sup>2</sup>
Диаметр кожуха	1200 мм
Диаметр труб	25x2 мм
Длина труб	3 м
Количество труб	1125 шт

Коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося греющего водяного пара находим по формуле

$$\alpha_{\text{п}} = 1,21 \cdot \lambda \left( \frac{\rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot H} \right)^{0,33} \cdot q^{-0,33} = 1,21 \cdot 0,683 \cdot \left( \frac{958^2 \cdot 2264 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,282 \cdot 10^{-3} \cdot 3} \right)^{0,33} \cdot q^{-0,33} = 2,1 \cdot 10^5 \cdot q^{-0,33},$$

где:  $\lambda = 68,3 \cdot 10^{-2} = 0,683$  Вт/м·К – коэффициент теплопроводности конденсата при  $t_{\text{конд}} = 99,1$  °С таблица XXXIX [4];  $\rho = 958$  кг/м<sup>3</sup> – плотность конденсата при  $t_{\text{конд}} = 99,1$  °С (таблица А20);  $r = 2264 \cdot 10^3$  Дж/кг – удельная теплота парообразования конденсата при  $t_{\text{конд}} = 99,1$  °С (таблица А19);  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;  $\mu = 282 \cdot 10^{-6}$  Па·с = 0,282 Па·с – динамический коэффициент вязкости конденсата при  $t_{\text{конд}} = 99,1$  °С (таблица А20);  $H = 3$  м – длина труб соответствующего испарителя.

Коэффициент теплоотдачи для кипящего метилового спирта находим по формуле

$$\alpha_p = b \cdot \left( \frac{\lambda^2 \cdot \rho_{ж}}{\mu \cdot \sigma \cdot T_{кип}} \right)^{0,33} \cdot q^{0,67} = 0,085 \cdot \left( \frac{0,207^2 \cdot 756}{0,351 \cdot 10^{-3} \cdot 19,3 \cdot 10^{-3} \cdot 334} \right)^{0,33} \cdot q^{0,67} = 2 \cdot q^{0,67},$$

где:  $\lambda = 0,178 \cdot 1,163 = 0,207$  Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности метилового спирта при  $t_{кип} = 61$  °С (4, с. 561, рис. X);  $\mu = 0,351 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический коэффициент вязкости метилового спирта при  $t_{кип} = 61$  °С [4, таблица IX];  $\sigma = 19,3 \cdot 10^{-3}$  Н/м – поверхностное натяжение метилового спирта при  $t_{кип} = 61$  °С [4, таблица XXIV];  $T_{кип} = 334$  К – температура кипения метилового спирта в градусах Кельвина.

в выбираем по рисунку 2.3.

Плотность паров метилового спирта при  $t_{кип} = 61$  °С,

$$\rho_n = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{p \cdot T_0}{p_0 \cdot T} = \frac{32 \cdot 1 \cdot 273}{22,4 \cdot 1,033 \cdot (273 + 61)} = 1,13 \text{ кг/м}^3,$$

где:  $M = 32$  кг/кмоль – молекулярная масса метилового спирта,  $M/22,4$  – плотность газа при нормальных условиях,  $p = 1$  ат – давление (см. задание);  $T = 344$  К – температура кипения метилового спирта в градусах Кельвина,  $p_0 = 1,033$  ат.;  $T_0 = 273$  К – давление и температура при нормальных условиях;  $\rho_{ж} = 756$  кг/м<sup>3</sup> – плотность метилового спирта при  $t_{кип} = 61$  °С таблица IV [4].

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны метилового спирта  $1/r_{загр.1} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), так как метиловый спирт является органической жидкостью, тепловая проводимость загрязнений стенки со стороны водяного пара  $1/r_{загр.2} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) [3, таблица В4]. Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda_{ст} = 46,5$  Вт/(м·К) [3, таблица XXVII],  $\delta = 0,002$  м – толщина стенки.

Итак, находим сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\frac{1}{\sum r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{загр.1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_{загр.2}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 2578,5.$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{п}} + \frac{1}{\sum r_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{п}}} = \frac{1}{\frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot q^{-0,33}} + \frac{1}{2578,5} + \frac{1}{2 \cdot q^{0,67}}}.$$

Удельная тепловая нагрузка, Вт/м<sup>2</sup>

$$q = K \cdot \Delta t_{ср} = \frac{38,1}{0,48 \cdot 10^{-5} \cdot q^{0,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot q^{-0,67}},$$

где  $\Delta t_{ср} = 38,1$  °С – средняя разность температур.

Откуда

$$0,48 \cdot 10^{-5} \cdot q^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} q + 0,5 \cdot q^{0,33} - 38,1 = 0.$$

Это уравнение решаем графически, задаваясь произвольными значениями  $q$ . Исходя из уравнения находим значения  $y$  – левой части уравнения. Значения  $q$  при  $y = 0$  и есть решение уравнения, рисунок 2.5.

Примем  $q = 30000$ , тогда

$$y = 0,48 \cdot 10^{-5} \cdot 30000^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot 30000 + 0,5 \cdot 30000^{0,33} - 38,1 = 0,$$

$$y = -7,13.$$

Примем  $q = 35000$ , тогда

$$y = 0,48 \cdot 10^{-5} \cdot 35000^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot 35000 + 0,5 \cdot 35000^{0,33} - 38,1 = 0,$$

$$y = -3,41.$$

Примем  $q = 37000$ , тогда

$$y = 0,48 \cdot 10^{-5} \cdot 37000^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot 37000 + 0,5 \cdot 37000^{0,33} - 38,1 = 0,$$

$$y = -1,93.$$

Примем  $q = 40000$ , тогда

$$y = 0,48 \cdot 10^{-5} \cdot 40000^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot 40000 + 0,5 \cdot 40000^{0,33} - 38,1 = 0,$$

$$y = 0,26.$$

Примем  $q = 42000$ , тогда

$$y = 0,48 \cdot 10^{-5} \cdot 42000^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot 42000 + 0,5 \cdot 42000^{0,33} - 38,1 = 0,$$

$$y = 1,73.$$

Примем  $q = 45000$ , тогда

$$y = 0,48 \cdot 10^{-5} \cdot 45000^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot 45000 + 0,5 \cdot 45000^{0,33} - 38,1 = 0,$$

$$y = 3,93.$$

При  $y = 0$  находим по графику значение  $q = 39600 \text{ Вт/м}^2$  (рисунок 2.5).

Находим коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{q}{\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{39600}{38,1} = 1039 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Из уравнения теплопередачи рассчитываем площадь поверхности теплообмена F

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{55,5 \cdot 10^5}{1039 \cdot 38,1} = 140 \text{ м}^2$$

Выбираем для расчета одноходовой испаритель по таблице В2.

Таблица 2.6 - Характеристики испарителя

Параметры	Данные
Поверхность теплообмена	182 м <sup>2</sup>
Диаметр кожуха	1000 мм
Диаметр труб	25x2 мм
Длина труб	3 м
Количество труб	783 шт

Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F'}{F'} \cdot 100\% = \frac{182 - 140}{140} \cdot 100\% = 30\%$$

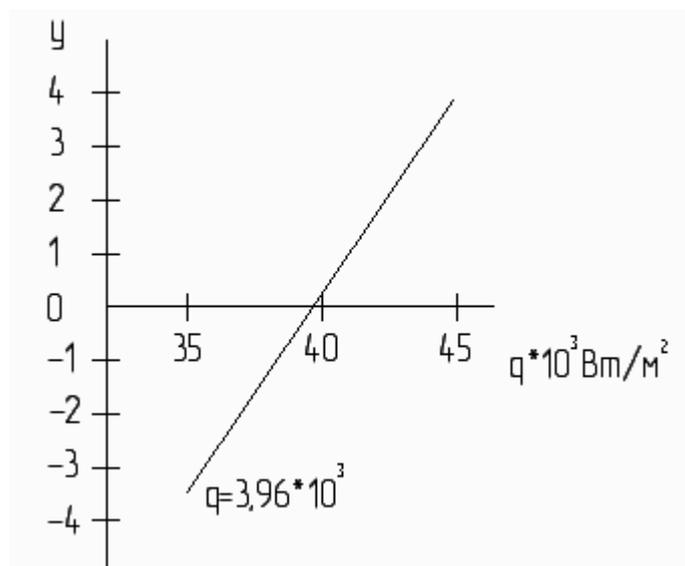


Рисунок 2.5 - Графическое определение  $q$

Таблица 2.5 - Расчетные значения тепловой нагрузки

$q, \text{Вт/м}^2$	30000	35000	37000	40000	42000	45000
$Y$	-7,13	-3,41	-1,93	0,26	1,73	3,93

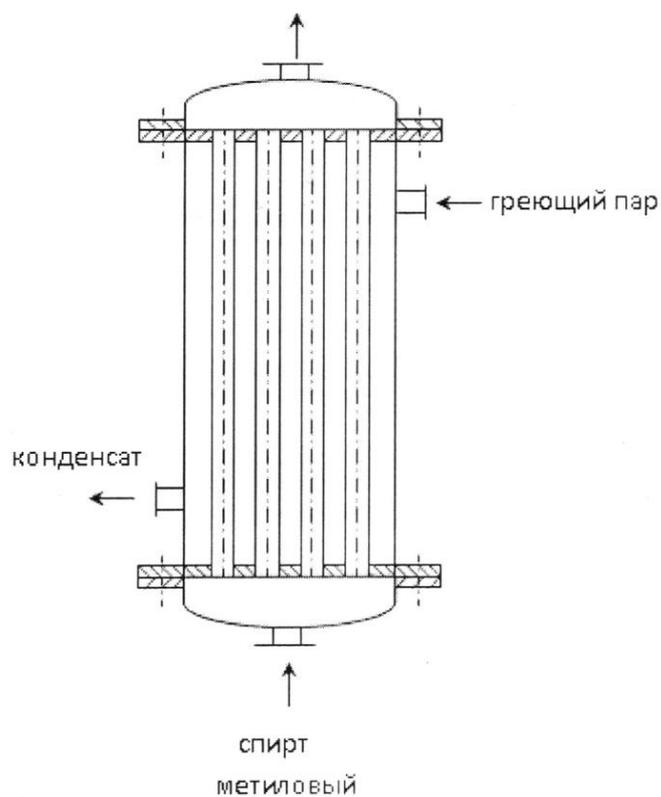


Рисунок 2.6 - Одноходовой испаритель

## 2.4. Индивидуальные задания к расчету конденсаторов, подогревателей

### Задание 2.3

В межтрубное пространство кожухотрубчатого теплообменника подаются пары с  $t_1$  °С. Расход паров равен  $G_1$  при атмосферном давлении. Охлаждающая вода подается в трубное пространство с температурой  $t_{2н}$  и нагревается до  $t_{2к}$ . Определить необходимую поверхность теплопередачи и расход воды.

Таблица 2.7 - Исходные данные к заданию 2.3

Пар	$G_1$ , кг/с	$t_{2н}$ , °С	$t_{2к}$ , °С	$t_1$ , °С
Этанол 90 %	3,5	18	38	80,2
Уксусная кислота	3,8	18	38	118
Этанол	3,8	18	38	78,3
Метанол	4,2	18	38	64,7
Уксусная кислота 40 %	6,0	18	38	107,2
Ацетон	3,2	18	38	77,15
Уксусная кислота 20 %	3,5	18	38	110,8
Ацетон	4,0	18	38	56,3
Метанол	5,0	18	38	64,5
Этанол 40 %	4,8	18	38	94

## Задание 2.4

В трубное пространство кожухотрубчатого теплообменника подается жидкость с начальной температурой  $t_{1н}$  которая подогревается до температуры  $t_{1к}$ . В межтрубное пространство подается греющий пар с давлением  $P_{г.п.}$ .

Определить поверхность теплопередачи и расход греющего пара.

Таблица 2.8 - Исходные данные к заданию 2.4

Жидкость	$G$ , кг/с	$t_{1н}$ , °C	$t_{1к}$ , °C	$P_{г.п.}$ , ат
Сухое вино	5	18	65	1,5
Яблочный сок 10 %	6,2	18	73	1,2
Этанол	7,8	20	61	1,0
Яблочный сок 20 %	8,2	20	76	1,4
Виноградный сок 30 %	6,4	18	81	1,8
Молоко	7,0	20	71	1,7
Метанол	7,8	20	65	1,0
Этанол	6,0	18	59	1,0
Пиво Жигулевское	5,8	18	70	1,2
Пиво Ленинградское	8,3	20	73	1,2

## 2.5. Примеры расчета конденсатора и подогревателя

### Пример 2.3

Рассчитать конденсатор для конденсации паров этилового спирта под атмосферным давлением в количестве  $G_1 = 7,44$  кг/с. Температура конденсации  $t_1 = 78,3$  °С. Охлаждение проводится водой которая имеет температуру на входе  $t_{2н} = 18$  °С, на выходе  $t_{2к} = 38$  °С.

Температурная схема

$$78,3 \text{-----} 78,3$$

$$18 \text{-----} 38$$

$$\Delta t_6 = 78,3 - 18 = 60,3$$

$$\Delta t_M = 78,3 - 38 = 40,3.$$

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = \frac{60,3}{40,3} = 1,5,$$

тогда

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2} = \frac{60,3 + 40,3}{2} = 50,3. \text{°С.}$$

Определим среднюю температуру воды

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 78,3 - 50,3 = 28,3 \text{°С.}$$

## Расход теплоты

$$Q_1 = G_1 \cdot r_1 = 7,44 \times 854,1 = 6355 \times 10^3 \text{ Вт.}$$

где  $r_1 = 854,1$  кДж/кг.

## Расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{6355000}{4190(38 - 18)} = 81,8 \text{ кг/с,}$$

где  $c_2 = 4190$  Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость воды при средней температуре  $t_2 = 28,3$  °С.

## Объёмный расход воды

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{81,8}{995} = 0,082 \text{ м}^3/\text{с,}$$

где:  $\rho_2 = 995$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды при  $t_2 = 28,3$  °С (таблица А20);  $G_2 = 81,8$  кг/с – расход воды.

Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена таблица В2. Минимальное значение коэффициента теплопередачи для случая теплообмена от конденсирующегося пара органических жидкостей к воде (конденсаторы  $K_{мин} = 800$ ).

$$F_{max} = \frac{Q}{K_{min} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{6355000}{800 \cdot 50,3} = 158 \text{ м}^2.$$

Для обеспечения турбулентного течения воды при  $Re > 10\,000$  скорость в трубах должна быть больше  $w^2$

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,818 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 995} = 0,391 \text{ м/с},$$

где:  $\mu_2 = 0,818 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре  $t_2 = 29,85$  °С (таблица А20);  $d_2 = 0,021$  м – внутренний диаметр труб;  $\rho_2 = 995$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды при  $t_2 = 29,85$  °С (таблица А20).

Число труб 25x2 мм, обеспечивающих объёмный расход воды при  $Re_2 = 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{0,082}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,391} = 607.$$

Условию  $n < 607$  и  $F < 158$  м<sup>2</sup> удовлетворяет теплообменник двух ходовой диаметром 1000 мм с числом труб на один ход трубного пространства  $n = 377$  (общее число труб 754), таблица В2.

Уточняем значение критерия Рейнольдса  $Re_2$

$$Re_2 = 10000 \cdot \left(\frac{n'}{n}\right) = 10000 \cdot \left(\frac{607}{377}\right) = 16100.$$

Критерий Прандтля для воды при средней температуре  $t_2 = 29,85$  °С

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 0,818 \cdot 10^{-3}}{0,605} = 5,67,$$

где:  $\lambda_2 = 0,605$  Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воды при  $t_2 = 28,35$  °С (таблица А20);  $c_2 = 4190$  Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость воды при средней  $t_2 = 28,35$  °С (таблица А20);  $\mu_2 = 0,818 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический

коэффициент вязкости воды при средней температуре  $t_2 = 28,35$  °С (таблица А20).

Рассчитаем критерий Нуссельта для воды

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1,$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 16100^{0,8} \cdot 5,67^{0,43} \cdot 1,05 \cdot 1 = 81,1,$$

где  $\varepsilon_1 = 1$ .

Отношение  $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$  примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для воды равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{81,1 \cdot 0,605}{0,021} = 2337 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара этилового спирта на пучке горизонтальных труб.

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \varepsilon^4 \sqrt{\frac{\lambda_1^3 \cdot \rho_1^2 \cdot r_1 \cdot g}{\mu_1 \cdot \Delta t \cdot d}} \cdot \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  зависит от числа труб в ряду  $n_p=34$ ,  $\varepsilon=0,5$ , рисунок 2,1.

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,5^4 \sqrt{\frac{0,18^3 \cdot 735^2 \cdot 854 \cdot 10^3 \cdot 9,8}{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,025}} = 2075 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где:  $\lambda_1 = 0,18 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  – коэффициент теплопроводности этилового спирта при  $t=78 \text{ }^\circ\text{С}$  (таблица А16);  $\mu_1 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$  – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при  $t = 78 \text{ }^\circ\text{С}$  при температуре  $t = 78 \text{ }^\circ\text{С}$  таблица А15 [4];  $\rho_l = 735 \text{ кг/м}^3$  – плотность этилового спирта при  $t = 78 \text{ }^\circ\text{С}$  таблица А14 [4];  $g = 9,8 \text{ м / с}^2$  – ускорение свободного падения;  $r = 854,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  – удельная теплота парообразования таблица А19 [5].

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны четыреххлористого углерода  $1/r_{загр.1} = 5800 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$  со стороны воды  $1/r_{загр.2} = 4000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ , таблица XXXI [4]. Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda_{cm} = 46,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ , таблица XXVIII [4],  $\delta = 0,002 \text{ м}$  – толщина стенки.

Итак, находим суммарную проводимость стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\sum r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{загр.1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_{загр.2}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4000}} = 2578 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\sum r_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2075} + \frac{1}{2578} + \frac{1}{2925}} = 872,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Поверхностная плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 872,3 \cdot 50,3 = 43876,7 \text{ Вт/м}^2,$$

где  $\Delta t_{cp} = 50,3 \text{ }^\circ\text{С}$  – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение  $(Pr_l/Pr_{cm.1})^{0,25}$ . Определим

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{43876,7}{2578} = 17,0 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\alpha_2 = 2578 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – коэффициент теплоотдачи для воды.

$$t_{\text{ст.2}} = t_2 + \Delta t_2 = 29,85 + 17,0 = 46,85 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_2 = 29,85 \text{ } ^\circ\text{C}$  – средняя температура воды.

Определим критерий Прандтля при  $t_{\text{ст.2}} = 46,85 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\text{Pr}_{\text{ст.2}} = \frac{c_{\text{ст.2}} \cdot \mu_{\text{ст.2}}}{\lambda_{\text{ст.2}}} = \frac{4190 \cdot 0,729 \cdot 10^{-3}}{0,62} = 4,93,$$

где:  $c_{\text{ст.2}} = 419 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – теплоёмкость воды при температуре стенки  $t_{\text{ст.2}} = 46,85 \text{ } ^\circ\text{C}$  таблица А20;  $\mu_{\text{ст.1}} = 0,729 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамический коэффициент вязкости воды при температуре стенки  $t_{\text{ст.2}} = 46,85 \text{ } ^\circ\text{C}$  таблица А20;  $\lambda_{\text{ст.1}} = 0,62 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коэффициент теплопроводности воды при температуре стенки  $t_{\text{ст.2}} = 46,85 \text{ } ^\circ\text{C}$  таблица А20.

Следовательно

$$\left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст.2}}} \right)^{0,25} = \left( \frac{5,67}{4,93} \right)^{0,25} = 1,034.$$

Было принято  $(\text{Pr}_1/\text{Pr}_{\text{ст.1}})^{0,25} = 1,05$ .

Разница

$$\frac{1,05 - 1,034}{1,034} \cdot 100 \% = 1,55 \% < 5 \%.$$

## Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{6355000}{872,3 \cdot 50,3} = 145,0 \text{ м}^2,$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику таблица В2.

Принимаем к установке двухходовой конденсатор с  $F = 175 \text{ м}^2$ .

Таблица 2.9 - Характеристики теплообменника

Параметры	Данные
Внутренний диаметр кожуха	$D_{вн} = 1000 \text{ мм}$
Общее число труб	$n = 754$
Поверхность теплообмена	$F = 175 \text{ м}^2$
Длина труб	3 м

## Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{175 - 145,0}{145,0} \cdot 100\% = 20,6\%.$$

Запас площади поверхности теплообмена достаточен.

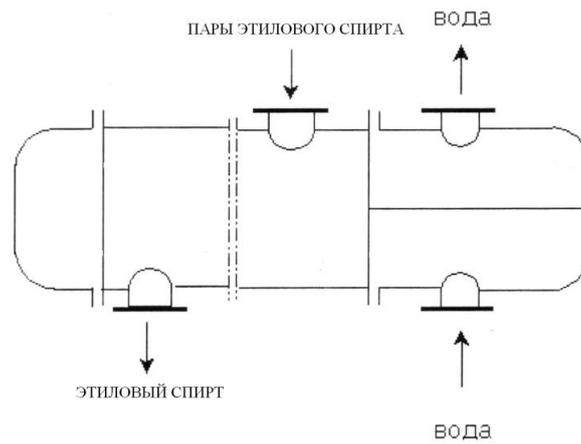


Рисунок 2.10 - Двухходовой кожухотрубчатый теплообменник

### Пример 2.4 Расчет подогревателя

Рассчитать подогреватель для подогрева 20 % яблочного сока от начальной температуры  $t_{2н} = 20$  °С до конечной температуры  $t_{2к} = 100$  °С. Нагрев производится водяным насыщенным паром, давление  $P_{з.н.} = 1,6$  ат. Расход четыреххлористого углерода равен 8 кг/с.

Примем индекс «1» для межтрубного пространства, индекс «2» - для трубного пространства, яблочный сок.

Температура конденсации водяного пара  $t_1 = 112,7$  °С.

Температурная схема

$$112,7 - 112,7$$

$$20 - 100$$

$$\Delta t_6 = 112,7 - 20 = 92,7, \Delta t_M = 112,7 - 100 = 12,7$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} = \frac{92,7 - 12,7}{\ln\frac{92,7}{12,7}} = 40,29 \text{ °С.}$$

Определим среднюю температуру 20 % яблочного сока

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 112,7 - 40,29 = 72,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Объёмный расход 20 % яблочного сока

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{8}{1062} = 5,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

где:  $\rho_2 = 1062 \text{ кг/м}^3$  – плотность 20 % яблочного сока при  $t_2 = 72,4 \text{ }^\circ\text{C}$  (таблица А2);  $G_2 = 8 \text{ кг/с}$  – расход 20 % яблочного сока.

Расход теплоты на нагрев 20 % яблочного сока

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2к} - t_{2н}) = 8 \cdot 3665 \cdot (100 - 20) = 556100 \text{ Вт}.$$

где  $c_2 = 3665 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$  – средняя удельная теплоёмкость 20 % яблочного сока при температуре  $t_2 = 72,4 \text{ }^\circ\text{C}$  таблица А8.

Расход сухого греющего пара с учетом 7 % потерь теплоты

$$G_1 = \frac{1,07 \cdot Q}{r} = \frac{1,07 \cdot 556100}{2264 \cdot 10^3} = 0,266 \text{ кг/с},$$

где  $r = 2264 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$  – удельная теплота конденсации водяного пара (таблица А19).

Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена (таблица В1). Минимальное значение коэффициента теплопередачи для случая теплообмена от конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям (подогреватели  $K_{мин} = 500 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ ). При этом

$$F_{max} = \frac{Q}{K_{min} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{556100}{500 \cdot 40,29} = 27,6 \text{ м}^2.$$

Для обеспечения турбулентного течения 20 % яблочного сока при  $Re > 10000$  скорость в трубах должна быть больше  $w'_2$

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,53 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1062} = 0,24 \text{ м/с},$$

где:  $\mu_2 = 0,53 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический коэффициент вязкости 20 % яблочного сока при средней температуре  $t_2 = 72$  °С (таблица А5);  $d_2 = 0,021$ ; м – внутренний диаметр труб;  $\rho_2 = 1062$  кг/м<sup>3</sup> – плотность 20 % яблочного сока при  $t_2 = 72$  °С таблица А2.

Число труб 25x2 мм, обеспечивающих объёмный расход яблочного сока при  $Re_2 = 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{5,36 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,24} = 64.$$

Условию  $n < 64$  и  $F < 27,6$  м<sup>2</sup> удовлетворяет теплообменник двухходовый диаметром 400 мм с числом труб на один ход трубного пространства  $n = 50$  (общее число труб 100).

Коэффициент теплоотдачи для 20 % яблочного сока

Уточняем значение критерия Рейнольдса  $Re_2$

$$Re_2 = 10000 \left( \frac{n'}{n} \right) = 10000 \left( \frac{64}{50} \right) = 12750.$$

Критерий Прандтля для 20 % яблочного сока при средней температуре  $t_2 = 72$  °С.

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{3665 \cdot 0,53 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 5,57,$$

где:  $\lambda_2 = 0,35$  Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности 20 % яблочного сока при  $t_2 = 72$  °С (таблица А7);  $c_2 = 3665$  Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость яблочного сока при средней  $t_2 = 72$  °С (таблица А8);  $\mu_2 = 0,53 \cdot 10^{-3}$  Па·с – динамический коэффициент вязкости яблочного сока при средней температуре  $t_2 = 72$  °С (таблица А4).

Рассчитаем критерий Нуссельта для яблочного сока

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1,$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 12750^{0,8} \cdot 5,6^{0,43} \cdot 1,05 \cdot 1 = 118,1$$

где  $\varepsilon_1 = 1$ .

Отношение  $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$  примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для яблочного сока равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{118,1 \cdot 0,35}{0,025} = 1653 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара на пучке горизонтальных труб.

Расчет осуществляем приближенно (без учета влияния поперечных перегородок).

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_r \cdot B_t (n/G_1)^{1/3} \cdot L^{1/3},$$

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot 0,62 \cdot 1 \cdot 1040 \cdot (206/0,266)^{1/3} \cdot 3^{1/3} = 16726 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где:  $\varepsilon$  – коэффициент, зависящий от расположения и числа труб по вертикали в пучке, для шахматного расположения труб и числе труб  $n_8=14$ ,  $\varepsilon=0,62$ ;  $\varepsilon_2 = 1$  – коэффициент, зависящий от относительной массовой концентрации воздуха в паре -  $\bar{Y}$ , принимаем  $\bar{Y}=0\%$ ,  $\varepsilon_2 = 1$ ;  $B_i=1040$  таблица 1;  $G_I=0,266$  кг/с;  $n=206$  – общее число труб;  $L=3$  м, длина труб по таблице В1.

Если по окончании расчета будет принята другая длина труб, то расчет необходимо скорректировать с увеличением  $L$  при  $G_I=const$  величина  $\alpha_1$  возрастает.

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны греющего пара  $1/r_{загр.1} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), со стороны яблочного сока  $1/r_{загр.2} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), таблица XXXI [4]. Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda_{ст} = 46,5$  Вт/(м·К), таблица XXVIII [4],  $\delta = 0,002$  м – толщина стенки.

Итак, находим сумму термических проводимостей стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\sum r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{загр.1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_{загр.2}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 2578 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\sum r_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{16726} + \frac{1}{2578} + \frac{1}{1653}} = 952 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Поверхностная плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 952 \cdot 40,29 = 38365 \text{ Вт/м}^2,$$

где  $\Delta t_{cp} = 40,29$  °С – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение  $(Pr_1/Pr_{cm.1})^{0,25}$ .

Определим

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{38365}{1653} = 23,2 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\alpha_2 = 1653 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – коэффициент теплоотдачи для яблочного сока.

$$t_{ct.2} = t_2 + \Delta t_2 = 72,4 + 23,2 = 95,6 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_2 = 72,4 \text{ } ^\circ\text{C}$  – средняя температура яблочного сока.

Определим критерий Прандтля при  $t_{cm.2} = 95,6 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$Pr_{ct.2} = \frac{c_{ct.2} \cdot \mu_{ct.2}}{\lambda_{ct.2}} = \frac{3665 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 5,62,$$

где:  $c_{cm.2} = 3665 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – теплоёмкость яблочного сока при температуре стенки  $t_{cm.2} = 95,6 \text{ } ^\circ\text{C}$  таблица А8;  $\mu_{cm.1} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамический коэффициент вязкости яблочного сока при температуре стенки  $t_{cm.2} = 95,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ , таблица А4, А7, А8;  $\lambda_{cm.1} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коэффициент теплопроводности яблочного сока при температуре стенки  $t_{cm.2} = 95,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Следовательно,

$$\left( \frac{Pr_2}{Pr_{ct.2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{5,6}{5,62} \right)^{0,25} = 1.$$

Было принято  $(Pr_1/Pr_{cm.1})^{0,25} = 1,05$ .

Разница

$$\frac{1,05-1,02}{1,01} \cdot 100\% = 4\% < 5\%.$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{556100}{952 \cdot 40.29} = 14,5 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику, таблица В1.

Принимаем к установке двухходовой теплообменник с  $F=16 \text{ м}^2$ , рисунок 2.11.

Таблица 2.10 - Характеристики теплообменника

Параметры	Данные
Внутренний диаметр кожуха	$D_{вн} = 400 \text{ мм}$
Общее число труб	$n = 100$
Поверхность теплообмена	$F = 16 \text{ м}^2$
Длина труб	2 м
Диаметр трубы	$d_{тр} = 25 \times 2 \text{ мм}$

Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{16 - 14,5}{14,5} \cdot 100\% = 10,3\%.$$

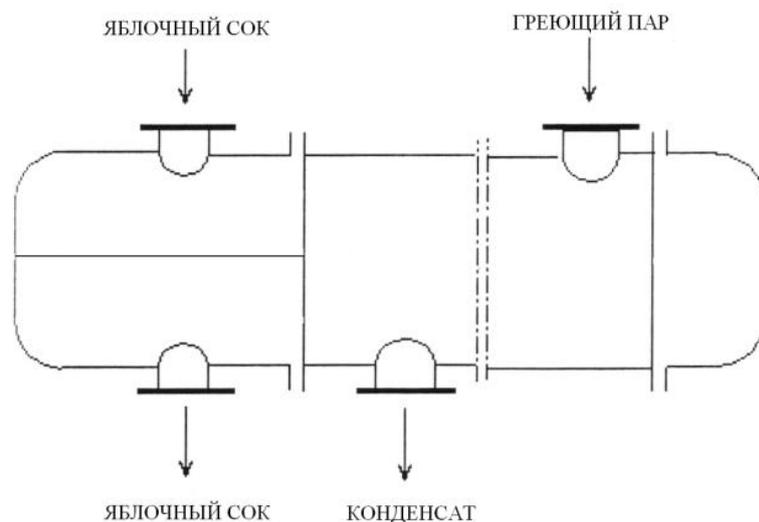


Рисунок 2.11 - Двухходовой кожухотрубчатый теплообменник

### Заключение

Курс «Процессы и аппараты пищевых производств» является теоретической основой пищевых производств, позволяющей распознать и рассчитать процесс, определить оптимальные параметры, разработать аппаратуру для его проведения. В нем изучаются закономерности масштабного перехода от лабораторных процессов и аппаратов к промышленным установкам. Знание этих процессов необходимо для проектирования и создания, современных технологий пищевой промышленности. Приведенные в учебном пособии справочные материалы помогут проведению практических занятий для бакалавров по направлению 260 100. 62. «Продукты питания из растительного сырья» и при расчете курсовой работы по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств».

## Библиографический список

1. Кавецкий Г.Д. «Процессы и аппараты пищевых технологий», / Г.Д. Кавецкий, В.П. Касьяненко, М.: Колос С. 2008. – 591 с.

2. Ченцова Л.И. «Процессы и аппараты пищевых производств», / Л.И. Ченцова, М.И. Шайхутдинова, Т.В. Борисова; Краснояр. гос. аграр. ун.-т. – Красноярск, 2006. – 112 с.

3. Ченцова Л.И. Процессы и аппараты пищевых производств; метод. указания / Л.И. Ченцова, М.И. Шайхутдинова, В.Г. Зологина. – Крас-ск, изд-во КрасГАУ, 2009 – 46 с.

4. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков; 11 – ое изд., стереотипнол. М.: ООО «Русмедиа» Комсальт, 2004. – 576 с.

## Приложение А

### Теплофизические свойства пищевых продуктов

Таблица А1 - Зависимость плотности яблочного сока от концентрации при температуре 20 °С

Концентрация сока, %	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Концентрация сока, %	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Концентрация сока, %	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
9,8	1030	30,0	1124	51,5	1225
12,8	1048	33,0	1144	54,7	1227
15,0	1063	34,0	1146	56,5	1272
18,0	1077	36,5	1179	57,5	1275
20,0	1080	46,5	1220	61,0	1301
22,4	1086	47,0	1223	62,4	1308
24,0	1086	48,5	1223	64,0	1312
26,4	1109	—	—	—	—

Таблица А2 - Зависимость плотности виноградного сока от концентрации и температуры

$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> , при концентрации, %						
	15	20	30	40	50	60	70
0	1065	1088	1138	1185	1242	1300	1373
10	1065	1085	1132	1180	1237	1295	1368
20	1056	1081	1127	1176	1232	1290	1361
30	1052	1078	1124	1173	1228	1283	1355
40	1050	1075	1121	1168	1225	1278	1350
50	1048	1071	1118	1162	1220	1275	1342
60	1045	1067	1112	1156	1215	1268	1334
70	1040	1062	1108	1150	1210	1262	1326

Таблица А3 - Зависимость плотности натурального томатного сока от содержания сухих веществ и температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3, \text{ при концентрации сока, \%}$						
	4,29	8,07	12,40	16,40	20,22	25,22	30,04
20	1030	1046	1061	1078	1120	1121	1141
30	1023	1038	1055	1070	1097	1118	1137
40	1017	1033	1048	1065	1090	1109	1130
50	1011	1027	1043	1061	1084	1102	1124
60	1008	1025	1038	1055	1080	1098	1118
70	1000	1015	1030	1048	1072	1090	1113
80	997	1009	1022	1041	1062	1088	1105

Таблица А4 - Динамический коэффициент вязкости яблочного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

$t, ^\circ\text{C}$	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с}, \text{ при концентрации сока, \%}$				
	15,0	29,5	35,4	40,0	50,0
10	1,89	—	—	—	—
20	1,54	3,28	5,12	9,25	19,27
30	1,51	2,75	3,87	5,84	12,35
40	0,86	2,04	2,94	3,80	8,86
50	0,74	1,75	2,15	2,97	6,22
60	0,65	1,68	1,87	2,04	4,32
70	0,52	1,12	1,24	1,95	3,28
80	0,52	1,07	1,22	1,80	2,90

Таблица А5 - Динамический коэффициент вязкости виноградного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

$t, ^\circ\text{C}$	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с, при концентрации сока, \%}$				
	15	20	30	40	50
0	—	4,00	6,50	15,0	48,0
5	—	3,80	5,40	11,7	37,0
10	2,20	3,25	4,30	9,2	28,0
20	1,75	2,40	3,80	6,2	15,0
30	1,40	1,15	2,76	—	—
40	1,10	1,35	2,20	—	—
50	0,90	1,05	1,80	—	—
60	0,75	0,85	1,40	—	—
70	0,60	0,74	1,15	—	—

Таблица А6 - Динамический коэффициент вязкости томатного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

$t, ^\circ\text{C}$	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с, при концентрации сока, \%}$							
	4,62	6,35	10,8	11,2	13,5	14,0	17,6	25,0
30	60	95	410	450	700	1000	2500	4300
40	50	75	320	360	520	750	1800	3200
50	25	50	240	265	405	700	1400	2100
60	15	45	175	200	290	500	1000	1700
70	10	30	140	170	205	400	650	1150
80	5	25	110	130	185	250	500	1050

Таблица А7 - Коэффициент теплопроводности сока в зависимости от температуры при различном содержании сухих веществ

Концентрация сока, %	$\lambda \cdot 10^{-2}$ , Вт/(м·К), при температуре, °С					
	25	35	45	55	65	75
Яблочный сок						
13	52,1	55,6	55,9	58,0	60,0	62,0
20	47,5	49,7	51,6	53,4	55,3	57,8
30	44,1	46,4	47,6	50,4	52,0	54,5
40	41,5	43,3	45,0	47,5	48,8	50,7
50	39,2	41,0	42,6	44,6	46,7	47,5
60	35,4	38,6	40,0	41,9	43,1	44,3
Виноградный сок						
20	49,1	52,0	53,7	56,5	57,8	59,0
30	45,6	47,3	50,0	52,5	53,8	55,8
40	42,8	45,4	46,8	49,2	50,4	52,2
50	39,8	41,9	43,9	44,7	47,4	49,3
60	37,1	37,1	40,0	41,5	44,0	46,3

Таблица А8 - Теплоёмкость виноградного сока при различной концентрации в зависимости от температуры

$t$ , °С	$c$ , Дж/(кг·К), при концентрации сока, %					
	15	20	30	40	50	58
20	3690	3530	3330	3180	2950	2800
30	3730	3600	3410	3250	3030	2920
40	3750	3630	3450	3290	3070	2970
50	3780	3660	3470	3300	3120	3000
60	3780	3665	3475	3300	3125	3000
70	3780	3665	3475	3300	3125	3000
80	3780	3665	3475	3300	3125	3000

Таблица А9 - Зависимость динамического коэффициента вязкости вина от температуры

t, °С	$\mu$ , мПа·с			
	Сухое	Креплённое	Фруктовое	Белый мускат
-10	—	8,581*	7,110	12,405
-5	3,628**	6,865	6,865	9,385
0	2,991	5,433	4,648	7,355
5	2,451	4,285	3,697	5,805
10	2,029	3,432	2,951	4,707
15	1,716	2,765	2,412	3,824
20	1,510	2,353	2,079	3,128
25	1,343	1,981	1,765	2,599
30	1,226	1,716	1,530	2,275
35	1,128	1,471	1,324	1,981
40	1,030	1,304	1,206	1,755
45	0,980	1,177	1,088	1,569
50	0,932	1,079	1,069	1,441
55	0,902	1,030	1,049	1,373
60	0,882	1,030	1,030	1,343

\*При - 9 °С; \*\*При - 4 °С

Таблица А10 - Зависимость плотности и удельной теплоёмкости вина от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	Сухое		Креплённое		Фруктовое		Белый мускат	
	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$c,$ Дж/(кг·К)						
-10	-	-	1036	3529*	1019*	-	1094	3467
-5	996**	-	1036	3626	1019	3669	1093	3563
0	996	3881	1034	3680	1018	4056	1092	3601
3	996	3827	1032	3714	1017	4091	1091	3609
10	995	3785	1030	3726	1015	4095	1089	3609
15	994	3760	1028	3726	1014	4095	1088	3609
20	993	3735	1025	3726	1012	4095	1086	3609
25	992	3718	1022	3726	1010	4095	1084	3609
30	991	3710	1020	3726	1008	4095	1082	3609
35	989	3710	1017	3726	1005	4095	1080	3609
40	986	3710	1014	3726	1003	4095	1077	3609
45	984	3726	1011	3726	1000	4095	1074	3609
50	981	3739	1008	3726	998	4095	1071	3609
55	981	3756	1005	3726	995	4095	1068	3609
60	975	3789	1002	3726	993	4095	1065	3609

\*При - 9 °С; \*\*При - 4 °С

Таблица А11 - Зависимость коэффициента теплопроводности вина от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$			
	Сухое	Креплённое	Фруктовое	Белый мускат
-10	-	33,0*	31,4*	33,7
-5	40,9**	35,0	32,6	34,5
0	42,4	36,7	33,7	35,5
5	44,3	38,1	34,9	36,4
10	46,1	39,3	36,0	37,3
15	47,9	40,1	37,2	38,3
20	49,4	40,8	38,4	39,2
25	50,8	41,4	39,5	40,1
30	52,1	41,6	40,1	41,6
35	53,1	41,7	41,9	42,1
40	53,9	41,9	43,0	43,0
45	54,6	42,0	44,2	43,9
50	55,1	42,1	45,3	44,8
55	55,6	42,2	46,5	45,9
60	55,8	42,3	47,7	47,4

\*При - 9 °С; \*\*При - 4 °С.

Таблица А12 - Теплофизические характеристики продуктов пивоваренного производства

Продукты	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$\mu,$ мПа·с	$c,$ Дж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\delta \cdot 10^3,$ Н/м
Пиво Ленинградское						
Заторная масса	40	1097	-	3569	41,0	-
	80	1097	-	3646	45,6	-
Сусло неохмелённое	50	1072		3671	56,0	
	80	1056		3726	58,3	
Сусло охмелённое	50	1072		3679	57,0	
	80	1056		3730	60,5	
Готовое пиво	50	1020		3860	55,0	
	80	1020		3873	57,9	
Пиво Жигулёвское						
Заторная масса	20	1081	-	3626	46,2	-
	80	1081	-	3718	54,1	-
Сусло неохмелённое	50	1077	1,382	3758	56,3	36,7
	80	1058	0,750	3810	60,5	36,0
Сусло охмелённое	50	1048	1,097	3915	58,6	30,0
	90	1015	0,698	3960	62,0	-
Готовое пиво	50	1008	0,780	4007	55,6	43,9
	90	1000	0,409	4028	59,7	42,8

Таблица А13 - Свойства водно-спиртовых паров при давлении  $10^5$  Па

Концентрация, % мас.	$t$ , °С	$i'$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$i''$ , кДж/кг	$P_n$ , кг/м <sup>3</sup>
0	100,0	418,70	2256,7	2675,0	0,589
5	99,4	424,56	2185,6	2610,0	0,620
10	98,8	426,24	2114,4	2540,0	0,643
15	98,2	423,30	2043,0	2466,5	0,667
20	97,6	420,79	1972,1	2392,9	0,694
25	97,0	420,37	1902,9	2383,4	0,722
30	96,0	417,86	1833,9	2250,5	0,750
35	95,3	406,97	1762,7	2169,7	0,785
40	94,0	397,34	1691,5	2087,2	0,817
45	93,2	382,27	1624,5	2006,8	0,854
50	91,9	369,29	1553,4	1922,6	0,887
55	90,6	356,73	1484,3	1841,0	0,933
60	89,0	342,91	1415,2	1758,1	0,976
65	87,0	322,81	1346,0	1668,9	1,025
70	85,1	306,48	1277,0	1585,2	1,085
75	82,8	284,29	1210,0	1494,3	1,145
80	80,8	260,1	1143,0	1403,0	1,214
85	79,6	249,96	1071,8	1321,8	1,295
90	78,7	237,40	996,5	1233,9	1,380
95	78,2	222,74	925,3	1148,0	1,480
100	78,3	209,76	854,1	1063,9	1,598

Таблица А14 - Плотность водно - спиртовых растворов при различной температуре

$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> , при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
-20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	823
0	1000	-	977	-	947	-	904	-	857	-	806
20	998	982	969	954	935	914	891	868	844	818	789
30	996	979	964	948	928	906	883	859	836	809	781
40	994	975	959	941	920	898	874	850	826	800	772
50	988	971	953	935	912	889	865	841	817	791	763
60	983	964	947	927	903	880	856	831	807	781	754
70	978	957	939	919	894	871	846	822	797	772	744
80	972	954	932	910	885	862	837	812	787	762	735
100	958	-	922	*	885	-	835	-	783	-	716
120	943	-	910	-	872	-	820	-	768	-	683

Таблица А15 - Динамический коэффициент вязкости водно – спиртовых растворов при различной температуре

$t$ , °C	$\mu$ , мПа*с, при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
10	-	2,162	3,235	4,095	4,355	4,774	3,787	3,268	2,663	2,048	1,480
20	0,988	1,548	2,168	2,670	2,867	2,832	2,642	2,369	1,998	1,601	1,221
30	0,801	1,153	1,539	1,849	1,941	2,001	1,906	1,744	1,519	1,270	0,997
40	0,653	0,896	1,144	1,353	1,455	1,475	1,426	1,328	1,181	1,022	0,824
50	0,549	0,725	0,896	1,038	1,116	1,136	1,109	1,044	0,950	0,835	0,695
60	0,470	0,602	0,728	0,826	0,887	0,904	0,887	0,841	0,778	0,695	0,590
70	0,405	0,509	0,606	0,677	0,724	0,739	0,727	0,696	0,648	0,589	0,506
75	-	0,481	0,578	0,625	0,665	0,600	0,700	0,650	0,605	-	-

Таблица А16 - Коэффициент теплопроводности водно – спиртовых растворов при различной температуре

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^{-2}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}), \text{ при концентрации, \% мас.}$										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	0,61	0,55	0,50	0,45	0,41	0,35	0,30	0,27	0,24	0,23	0,19
30	0,62	0,57	0,52	0,48	0,42	0,37	0,33	0,28	0,26	0,24	0,19
40	0,64	0,58	0,54	0,49	0,44	0,38	0,34	0,30	0,27	6,26	0,18
50	0,65	0,61	0,55	0,50	0,45	0,39	0,36	0,31	0,28	0,27	0,18
60	0,66	0,62	0,56	0,51	0,46	0,41	0,37	0,33	0,29	0,28	0,18
70	0,66	0,62	0,57	0,52	0,48	0,42	0,38	0,34	0,30	0,28	0,18
80	0,6	0,63	0,58	0,54	0,49	0,43	0,38	0,35	0,31	0,29	0,18

Таблица А17 - Теплоёмкость водно - спиртовых растворов при различной температуре

$t, ^\circ\text{C}$	$c, \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), \text{ при концентрации, \% мас.}$										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	4183	4262	4304	4212	3961	3789	3550	3266	2998	2730	2403
30	4199	4270	4310	4270	4100	3850	3600	3350	3100	2810	2510
40	4183	4283	4312	4245	4091	3873	3663	3429	3140	2906	2600
50	4199	4270	4310	4400	4190	4020	3850	3680	3220	2930	2720
60	4187	4283	4342	4275	4132	3948	3776	3584	3341	3140	2948
70	4212	4310	4310	4480	4350	4230	4100	3940	3640	3350	2970
80	4216	4310	4310	4520	4400	4310	4230	4100	3850	3560	3100
90	-	4310	4310	4560	4440	4400	4350	4270	4060	3770	3260
100	-	4350	4310	4600	4480	4480	4480	4430	4270	3980	3430
110	-	4310	4310	4650	4520	4560	4600	4600	4480	4190	3600

Таблица А18 - Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

Температура, °С	Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия жидкости и $i'$ , кДж/кг	Удельная энтальпия пара $i''$ , кДж/кг	Удельная теплота парообразования $r$ , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089

170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5

Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,881 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

Таблица А19 - Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Темпе- ратура, °С	Удельны й объем, м <sup>3</sup> /кг	Плот- ность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия жидкости <i>i'</i> , кДж/кг	Удельная энтальпи я пара <i>i''</i> , кДж/кг	Удельная теплота парооб- разования <i>r</i> , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,01	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336

0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	104,2	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	1183
140	335,0	0,01164	85,91	1531	2592	1061
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	934
180	355,4	0,00782	128,0	1684	2483	799

Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,881 \cdot 10^4 \text{ Па}$ .

Таблица А20 - Физические свойства воды (на линии насыщения)

$p$ , кгс/ см <sup>2</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/ м <sup>3</sup>	$i$ , кДж/ кг·К	$s$ , кДж/ кг·К	$\lambda \cdot 10^{-2}$ , Вт/м·К	$\alpha \cdot 10^7$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^{-3}$ , Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^{-4}$ , К <sup>-1</sup>	$\sigma \cdot 10^4$ , кг/с <sup>2</sup>	$Pr$
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1,79	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1,31	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1,00	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	0,804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	0,657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	0,549	0,55	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	0,470	0,48	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	0,406	0,41	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	0,355	0,36	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	0,315	0,33	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	0,282	0,29	7,5	589	1,75
10,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	0,256	0,27	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	0,231	0,24	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	0,212	0,23	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	0,196	0,21	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	0,185	0,20	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	0,174	0,19	10,8	466	1,1
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	0,163	0,18	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	0,153	0,17	12,2	424	1,01

Таблица А21 - Температурная депрессия сахарных растворов

Концентрация раствора, %	$\Delta$ , °С, при температуре в надсоковом пространстве аппарата °С														
	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
10	0,1	0,1	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
15	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
20	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
25	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6
30	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8
35	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
40	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4	–
45	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,7	1,7	1,9	–	–
50	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	–	–
55	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	–	–	–
60	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,6	3,7	–	–	–
65	3,3	3,4	3,5	3,6	3,8	3,9	4,0	4,1	4,3	4,4	4,6	–	–	–	–
70	4,2	4,3	4,4	4,8	4,8	4,9	5,1	5,3	5,4	5,6	5,8	–	–	–	–

Таблица А22 - Основные физические свойства некоторых газов

Название	Формула	Плотность при 0° и 760 мм рт. ст., кг/м <sup>3</sup>	Молекулярная масса	Удельная теплоемкость при 20 °С и $p_{абс} \approx 0,1$ МПа, кДж/(кг·К)		$k = c_p/c_v$	Температура кипения при 760 мм рт. ст., °С	Удельная теплота испарения при 760 мм рт. ст., кДж/кг	Критические точки		Вязкость $\mu_0$ при 0°С и $p_{абс}=1$ кгс/см <sup>2</sup>	
				$c_p$	$c_v$				температура, °С	давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> Па·с	константа С уравнения (1.13)
Азот	N <sub>2</sub>	1,25	28	1,05	0,746	1,40	-195,8	199,4	-47,1	33,49	17	114
Аммиак	NH <sub>3</sub>	0,77	17	2,22	1,68	1,29	-33,4	1374	+132,4	111,5	9,18	626
Аргон	Ar	1,78	39,9	0,53	0,323	1,66	-185,9	163	-122,4	48,00	20,9	142
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	1,171	26,0	1,68	1,36	1,24	-83,7 (возг.)	830	+35,7	61,6	9,35	198
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	—	78,1	1,25	1,140	1,1	+80,2	394	+288,5	47,7	7,2	—
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2,673	58,1	1,92	1,80	1,08	-0,5	387	+152	37,5	8,1	377
Воздух	—	1,293	(29,0)	1,01	0,721	1,40	-195	197	-140,7	37,2	17,3	124
Водород	H <sub>2</sub>	0,0899	2,02	14,3	10,14	1,407	-252,8	455	-239,9	12,80	8,42	73
Гелий	He	0,179	4,0	5,28	3,18	1,66	-268,9	19,5	-268,0	2,26	18,8	78
Диоксид азота	NO <sub>2</sub>	—	46,0	0,804	0,62	1,31	+21,2	712	+158,2	100,00	—	—
Диоксид серы	SO <sub>2</sub>	2,93	64,1	0,633	0,503	1,25	-10,8	394	+157,5	77,78	11,7	396
Диоксид углерода	CO <sub>2</sub>	1,98	44,0	0,838	0,654	1,30	-78,2 (возг.)	574,0	+31,1	72,9	13,7	254
Кислород	O <sub>2</sub>	1,429	32	0,913	0,654	1,40	-183,0	213	-118,8	49,71	20,3	131
Метан	CH <sub>4</sub>	0,72	16,0	2,23	1,70	1,31	-161,6	511	-82,15	45,6	10,3	162
Оксид углерода	CO	1,25	28,0	1,05	0,754	1,40	-191,5	212	-140,2	34,53	16,6	100
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	—	72,2	1,72	1,58	1,09	+36,1	360	197,1	33,0	8,74	—
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,02	44,1	1,87	1,65	1,13	-42,1	427	95,6	43	7,95 (18 °С)	278
Сероводород	H <sub>2</sub> S	1,54	34,1	1,060	0,804	1,30	-60,2	549	100,4	188,9	11,66	—
Хлор	Cl <sub>2</sub>	3,22	70,9	0,482	0,355	1,36	-33,8	306	144,0	76,1	12,9 (16 °С)	351
Хлористый метил	CH <sub>3</sub> Cl	2,3	50,5	0,742	0,582	1,28	-21,4	406	148	66,0	9,89	454
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,36	30,1	1,73	1,45	1,20	-88,50	486	32,1	48,85	8,5	287

Пересчет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па; 1 кгс/см<sup>2</sup> = 9,81\*10<sup>4</sup> Па.

## Приложение Б

### Основные характеристики насосов

Таблица Б1 - Характеристика центробежных насосов

Марка насоса	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м столба жидкости	n, об/с	$\eta_n$	Электродвигатель		
					тип	N <sub>n</sub> , кВт	$\eta_n$
X2/25	$4,2 \cdot 10^{-4}$	25	50	—	АОЛ-12-2	1,1	—
X8/18	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,3	48,3	0,40	A02-31-2	3	—
		14,8			BAO-31-2	3	0,82
		18					
X8/30	$2,4 \cdot 10^{-3}$	17,7	48,3	0,50	A02-32-2	4	—
		24			BAO-32-2	4	0,83
		30					
X20/18	$5,5 \cdot 10^{-3}$	10,5	48,3	0,60	A02-31-2	3	—
		13,8			BAO-31-2	3	0,82
		18					
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	18	48,3	0,55	A02-41-2	5,5	0,87
		25			BAO-41-2	5,5	0,84
		31					
X20/53	$5,5 \cdot 10^{-3}$	34,4	48,3	0,50	A02-52-2	13	0,89
		44			BAO-52-2	13	0,87
		53					
X45/21	$1,25 \cdot 10^{-2}$	13,5	48,3	0,60	A02-51-2	10	0,88
		17,3			BAO-51-2	10	0,87
		21					
X45/31	$1,25 \cdot 10^{-2}$	19,8	48,3	0,60	A02-52-2	13	0,89
		25			BAO-52-2	13	0,87
		31					
X45/54	$1,25 \cdot 10^{-2}$	32,6	48,3	0,60	A02-62-2	17	0,88
		42			A02-71-2	22	0,88
		54			A02-72-2	30	0,89
X90/19	$2,5 \cdot 10^{-2}$	13	48,3	0,70	A02-51-2	10	0,88
		16			A02-52-2	13	0,89
		19			A02-62-2	17	0,88
X90/33	$2,5 \cdot 10^{-2}$	25	48,3	0,70	A02-62-2	17	0,88
		29,2			A02-71-2	22	0,90
		33			A02-72-2	30	0,90
X90/49	$2,5 \cdot 10^{-2}$	31,4	48,3	0,70	A02-71-2	22	0,88
		40			A02-72-2	30	0,89
		49			A02-81-2	40	—
X90/85	$2,5 \cdot 10^{-2}$	56	48,3	0,65	A02-81-2	40	—
		70			A02-82-2	55	—
		85			A02-91-2	75	0,89
X160/29/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	20	48,3	0,65	BAO-72-2	30	0,89
		24			A02-72-2	30	0,89
		29			A02-81-2	40	—
X160/49/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	33	48,3	0,75	A02-81-2	40	—
		40,6			A02-82-2	55	—
		49			A02-91-2	75	0,89
XI60/29	$4,5 \cdot 10^{-2}$	29	24,15	0,60	A02-81-4	40	—

Таблица Б2 - Технические характеристики центробежных вентиляторов

Марка	Q, м <sup>3</sup> /с	ρgH, Па	N, с <sup>-1</sup>	ηн	Электродвигатель		
					ТИП	Nн, кВт	ηдв
1	2	3	4	5	6	7	8
В-Ц14- 46-5К- 02	3,67	2360	24,1	0,71	АО2-61-4	13	0,88
	4,44	2450			АО2-62-4	17	0,89
	5,55	2550			АО2-71-4	22	-
В-Ц14- 46-8К- 02	5,28	1770	16,15	0,73	АО2-62-6	13	0,88
	6,39	1820			АО2-72-6	17	0,90
	7,78	1870			АО2-72-6	22	0,90
В-Ц14- 46-8К- 02	6,94	2450	16,0	0,70	АО2-82-6	30	-
	9,72	2600			АО2-82-6	40	-
	11,95	2750			АО2-91-6	55	0,92
В-Ц12- 49-8- 01	12,50	5500	24,15	0,68	4A28OS4	110	-
	15,25	5600			4A28OM4	132	-
	18,0	5700			4A315S4	160	-
ЦП- 40-8К	1,39- 6,95	1470- 3820	26,65	0,61	-	-	-
Вентиляторы малой производительности							
Марка	Q, м <sup>3</sup> /с	ρgH, Па	n, с <sup>-1</sup>	Марка	Q, м <sup>3</sup> /с	ρgH, Па	n, с <sup>-1</sup>
Ц1- 181.5	0,050	618	46,7	Ц1- 1450	0,402	2450	46,7
Ц1-354	0,098	967	46,7	Ц1- 2070	0,575	1280	46,7
Ц1-690	0,192	1500	46,7	Ц1- 4030	1,120	2840	46,7
Ц1- 1000	0,278	1110	46,7	Ц1- 8500	2,360	3280	46,7

Таблица Б3 - Технические характеристики газодувок

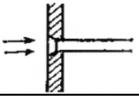
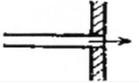
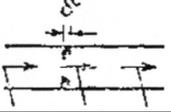
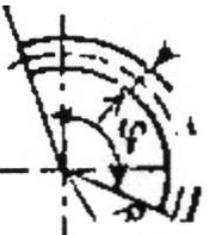
Марка	Q, м <sup>3</sup> /с	pgH, Па	n, с <sup>-1</sup>	Электродвигатель		
				ТИП	Nн, кВт	$\eta_{ДВ}$
ТВ-25-1.1	0,83 3	1000 0	48,3	АО2-71-2	22	0,88
ТВ-100-1.12	1,67	1200 0	48,3	АО2-81-2	40	-
ТВ-150-1.12	2,50	1200 0	48,3	АО2-82-2	55	-
ТВ-200-1.12	3,33	1200 0	48,3	АО2-91-2	75	0,89
ТВ-250-1.12	4,16	1200 0	49,3	АО2-92-2	100	0,91
ТВ-350-1.06	5,86	6000	48,3	АО2-82-2	55	-
ТВ-450-1.08	7,50	8000	49,5	А2-92-2	125	-
ТВ-500-1.08	8,33	8000	50,0	ВАО-315S-2	132	-
ТВ-600-1.1	10,0	1000 0	49,4	А3-315М-2	200	-
РГН-1200А	0,16 7	3000 0	16,7	АО2-62-6	13	-
2А-34	0,63 0	8000 0	25,0	4А250-S443	75	-
ТВ-42-1.4	1,0	4000 0	48,0	АО2-82-2	55	-
ТВ-50-1.6	1,0	6000 0	49,3	АО2-92-2	100	-
ТВ-80-1.2	1,67	2000 0	48,3	АО2-82-2	55	-
ТГ-170-1.1	2,86	2800 0	49,3	АО2-92-2	100	-
ТГ-300-1.18	5,0	1800 0	50,0	ВАО-315М-2	160	-

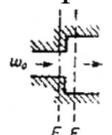
Примечание. Газодувки с  $pgH \leq 12000$  Па можно рассматривать как вентиляторы высокого давления; газодувки с  $pgH \geq 18000$  Па можно рассматривать как компрессоры.

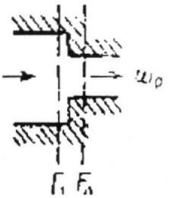
Таблица Б4 - Средние значения шероховатости стенок труб

Трубопроводы	$e$ , мм
Трубы стальные цельнотянутые и сварные при незначительной коррозии	0,2
Старые заржавленные стальные трубы	0,67 и выше
Трубы из кровельной стали проолифенные	0,125
Чугунные трубы водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015...0,06
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца; стеклянные трубы	0,0015...0,01
Бетонные трубы; хорошая поверхность с затиркой	0,3...0,8
Бетонные трубы; грубая (шероховатая) поверхность	3...9
Нефтепроводы при средних условиях эксплуатации и паропроводы насыщенного пара	0,2
Паропроводы, работающие периодически	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от компрессора	0,8
Конденсатопроводы, работающие периодически	1,0

Таблица Б5 - Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления											
1	2											
Вход в трубу 	С острыми краями: $\zeta = 0,5$ С закругленными краями: $\zeta = 0,2$											
Выход из трубы 	При расчете $\Delta p$ по формуле (1.49) [4] это сопротивление $\zeta$ для выхода из трубы учитывать не надо $\zeta=1$											
Диафрагма (отверстие) с острыми краями в прямой трубе 	При $\frac{\delta}{d_0} = 0 \div 0,015$ потеря давления $\Delta p = \frac{\rho \zeta \omega^2}{2}$ Значение $\zeta$ определяется по таблице:											
$m = \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$	<i>m</i>	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22
	$\zeta$	7000	1670	730	400	245	165	117	86	65,5	51,5	40,0
	<i>m</i>	0,24	0,26	0,28	0,3	0,34	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	$\zeta$	32,0	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4	2	0,97	0,42	0,13
Отвод круглого или квадратного сечения 	Коэффициент сопротивления $\zeta=AB$ определяется по таблицам:											
$d$ - внутренний диаметр трубопровода, м; $R_o$ - радиус изгиба трубы, м	Угол $\varphi$ , градусы	20	30	45	60	90	110	130	150	180		
	<i>A</i>	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40		
	$R_o/d$	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50				
	<i>B</i>	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03				
Колено (угольник) 90° стандартный чугунный	Условный проход, мм					12,5	25	37				
	$\zeta$					2,2	2	1,6				

Вентиль нормальный	Значение $\zeta$ при полном открытии вентиля:								
	$D$ , мм	13	20	40	80	100	150	200	250
		350							
	$\zeta$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1
	5,5								
Вентиль прямоточный	При $Re = \frac{\omega \cdot D}{\nu} \geq 3 \cdot 10^5$ значение $\zeta$ определяется по таблице:								
	$D$ , мм	25	38	50	65	76	100	150	200
		250							
	$\zeta$	1,04	0,85	0,79	0,65	0,60	0,50	0,42	0,36
		0,32							
	При $Re < 3 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления $\zeta = \zeta_1 K$ . Значение $\zeta_1$ определяется так же, как и при $Re \geq 3 \cdot 10^5$ , а значение $K$ приведено в таблице:								
	$Re$	5000	10000	20000	50000	100000	200000		
	300000								
$K$	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93			
	1								
Кран пробочный	Условный проход, мм	13	19	25	32	38	50 и выше		
	$\zeta$	4	2	2	2	2	2		
Задвижка	Условный проход, мм	15 – 100		175 – 200		300 и выше			
	$\zeta$	0,5		0,25		0,15			
	<p>Внезапное расширение</p>  <p><math>F_0</math> - площадь меньшего поперечного</p>	$Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$	$F_0/F_1$						
				0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
			10	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
			100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80
1000			2,0	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60	
3000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20			

сечения, м <sup>2</sup> ; $\omega_o$ - скорость потока в меньшем сечении, м/с; $F_1$ - площадь большого поперечного сечения, м <sup>2</sup> ; $\text{Re} = \frac{\omega_o d_3}{\nu}$ $\Delta p_{\text{расш}} = \zeta(p\omega_o^2/2)$	3500 и более 0,81    0,64    0,50    0,36    0,25    0,16																																																
<p>Внезапное сужение</p>  <p><math>F_o</math> - площадь  меньшего  поперечного  сечения, м<sup>2</sup>; <math>\omega_o</math> -  скорость потока  в меньшем  сечении, м/с; <math>F_1</math>  - площадь  большого  поперечного  сечения, м<sup>2</sup>;  <math display="block">\text{Re} = \frac{\omega_o d_3}{\nu}</math> <math display="block">\Delta p_{\text{суж}} = \zeta(p\omega_o^2/2)</math></p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>\text{Re} = \frac{\omega_o d_3}{\nu}</math></th> <th colspan="6"><math>F_o/F_1</math></th> </tr> <tr> <th>0,1</th> <th>0,2</th> <th>0,3</th> <th>0,4</th> <th>0,5</th> <th>0,6</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>10</td> <td>5,0</td> <td>5,0</td> <td>5,0</td> <td>5,0</td> <td>5,0</td> <td>5,0</td> </tr> <tr> <td>100</td> <td>1,30</td> <td>1,20</td> <td>1,10</td> <td>1,00</td> <td>0,90</td> <td>0,80</td> </tr> <tr> <td>1000</td> <td>0,64</td> <td>0,50</td> <td>0,44</td> <td>0,35</td> <td>0,30</td> <td>0,24</td> </tr> <tr> <td>10000</td> <td>0,5</td> <td>0,4</td> <td>0,35</td> <td>0,30</td> <td>0,25</td> <td>0,20</td> </tr> <tr> <td>&gt; 10000</td> <td>0,45</td> <td>0,40</td> <td>0,35</td> <td>0,30</td> <td>0,25</td> <td>0,20</td> </tr> </tbody> </table>	$\text{Re} = \frac{\omega_o d_3}{\nu}$	$F_o/F_1$						0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80	1000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24	10000	0,5	0,4	0,35	0,30	0,25	0,20	> 10000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$\text{Re} = \frac{\omega_o d_3}{\nu}$	$F_o/F_1$																																																
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6																																											
10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0																																											
100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80																																											
1000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24																																											
10000	0,5	0,4	0,35	0,30	0,25	0,20																																											
> 10000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20																																											

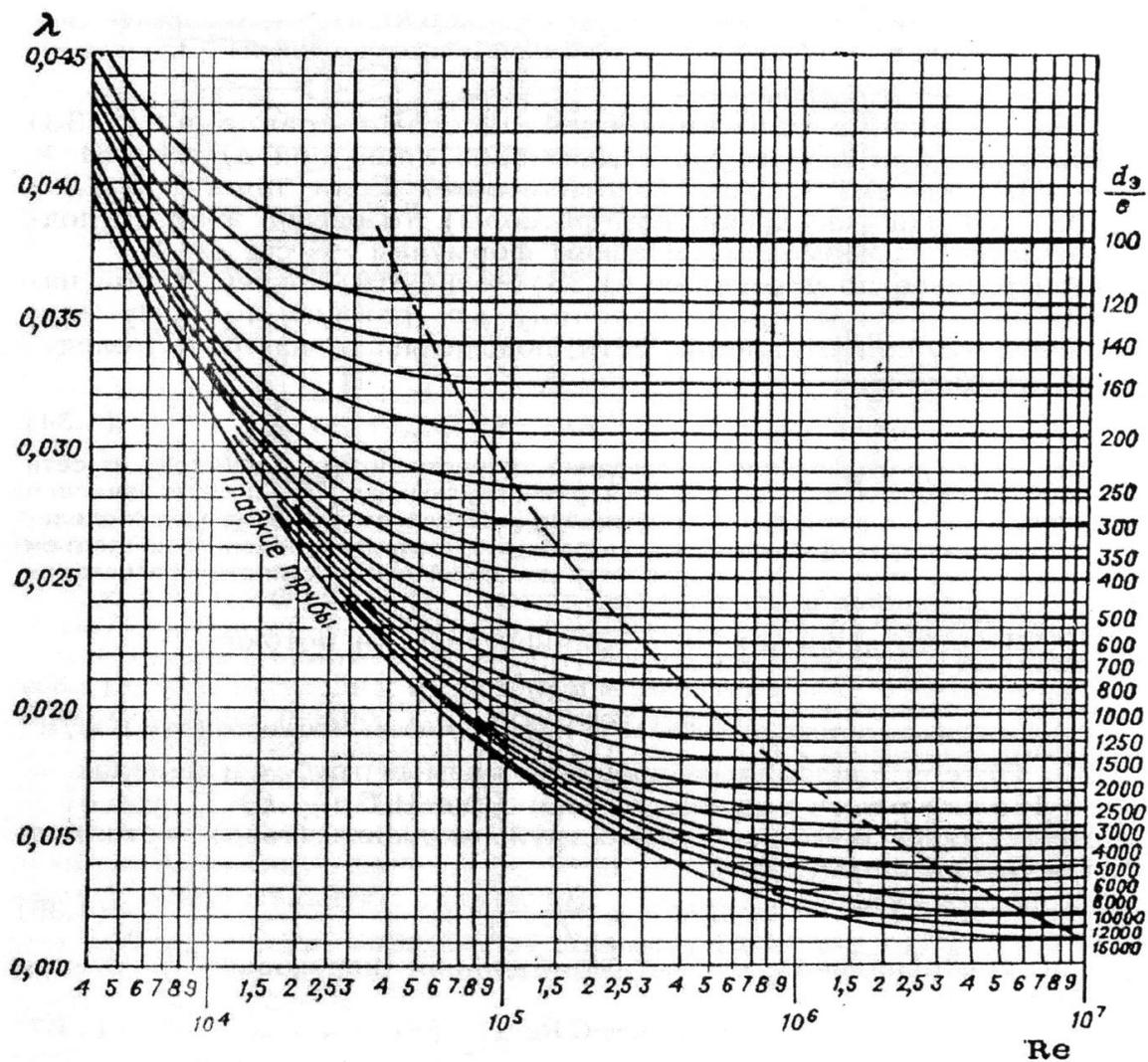


Рисунок Б1 - Зависимость коэффициента трения  $\lambda$  от критерия  $Re$  и степени шероховатости  $d_s/e$ :  $d_s$  – эквивалентный диаметр, м;  $e$  – средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы, м

## Приложение В

### Основные характеристики теплообменников

Таблица В1 - Основные характеристики теплообменников ТН и ТК и холодильников ХН и ХК с трубами 25x2 мм (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79, 15122-79);  $n_p$  – число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов – по ГОСТ 15118-79;  $h$  – расстояние между перегородками

Диаметр кожуха (внутренний) $D$ , мм	Число труб, $n$	Длина труб $l$ , м							Проходное сечение, $m^2$			$n_p$	$h$ , мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_m \cdot 10^2$	$S_M \cdot 10^2$	$S_g \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена $F$ , $m^2$											
<b>Одноходовые</b>													
159*	13	1,0	1,5	2	3	–	–	–	0,5	0,8	0,4	5	100
273*	37	3,0	4,5	6	9	–	–	–	1,3	1,1	0,9	7	130
325*	62	–	7,5	10	14,5	19,5	–	–	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	–	–	17	26	35	52	–	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	–	–	40	61	81	121	–	8,9	5,3	4,0	17	300
800	465	–	–	73	109	146	219	329	16,1	7,9	6,9	23	350
1000	747	–	–	–	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	–	–	–	–	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550
<b>Двухходовые</b>													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
325*	56	–	6,5	9	13	17,5	–	–	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	–	–	16	24	31	47	–	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	–	–	38	57	75	113	–	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	–	–	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	–	–	–	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	–	–	–	–	329	494	740	17,9	16,5	16,4	34	550
<b>Четырехходовые</b>													
600	206	–	–	32	49	65	97	–	1,8	4,7	4,0	14	300
800	404	–	–	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	666	–	–	–	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	986	–	–	–	–	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550
<b>Шестиходовые</b>													
600	196	–	–	31	46	61	91	–	1,1	4,5	3,7	14	300

800	384	–	–	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	642	–	–	–	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	958	–	–	–	–	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550

\* Наружный диаметр кожуха

Таблица В2 - Поверхности теплообмена (по  $d_{нар}$ ) испарителей ИН и ИК и конденсаторов КН и КК с трубами 25×2 мм по ГОСТ 15119-79

Диаметр кожуха (внутренний), мм	Число труб		Длина труб, м				Типы аппаратов
	общее	на один ход	2	3	4	6	
Одноходовые							
600	261	261	40	61	81	-	Испарители ИН, ИК
800	473	473	74	112	150	-	
1000	783	783	121	182	244	-	
1200	1125	1125	-	260	348	-	
1400	1549	1549	-	358	480	-	
Двухходовые							
600	244	122	-	57	76	114	
800	450	225	-	106	142	212	
1000	754	377	-	175	234	353	
1200	1090	545	-	-	318	509	
1400	1508	754	-	-	-	706	
Четырехходовые							
600	210	52,5	-	49	65	98	Конденсаторы КН, КК
800	408	102	-	96	128	193	
1000	702	175,5	-	163	218	329	
1200	1028	257	-	-	318	479	
1400	1434	358,5	-	-	-	672	
Шестиходовые							
600	198	33	-	46	62	93	Конденсаторы КН, КК
800	392	65,3	-	93	123	185	
1000	678	113	-	160	213	319	
1200	1000	166,6	-	-	314	471	
1400	1400	233,3	-	-	-	659	

Таблица В3 - Характеристики стальных труб применяемых в промышленности

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Материал	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Материал	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Материал
14	2	У, Н	48	4	У	133	7	У
14	2,5	Н	56	3,5	Н	159	4,5	У
14	3	У	57	2,5	У	159	5	У
16	2	У	57	3,5	У	159	6	Н
18	2	У, Н	57	4	У	159	7	У
18	3	У, Н	70	3	Н	194	6	У
20	2	Н	70	3,5	У	194	10	У
20	2,5	У	76	4	У	210	6	У
22	2	У, Н	89	4	У	210	8	У
22	3	У	89	4,5	Н	245	7	У
25	2	У, Н	89	6	У	245	10	У
25	3	У	90	4	У, Н	273	10	У
32	3	Н	90	5	У, Н	325	10	У
32	3,5	У	95	4	У, Н	325	12	У
38	2	У, Н	95	5	У	377	10	У
38	3	Н	108	4	У	426	11	У
38	4	У	108	5	У	530	15	У
45	3,5	Н	108	6	Н	630	15	У
45	4	У	133	4	У	720	10	У
48	3	Н	133	6	Н	820	10	У

Примечание. «У» – углеродистая сталь; «Н» – нержавеющая сталь

Таблица В4 - Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок

Теплоносители	Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/r_{загр}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$
Вода загрязненная	1400-1850*
Вода среднего качества	1860-2900*
Вода хорошего качества	2900-5800*
Вода очищенная	2900-5800*
Вода дистиллированная	11600
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Водяной пар (с содержанием масла)	5800
Органические пары	11600
Воздух	2800

\* для воды меньшие значения тепловой проводимости загрязнений соответствуют более высоким температурам

## Приложение Г

### Соотношения между единицами измерения

Таблица Г1 - Соотношения между единицами измерения

Величины	Единицы измерения в СИ	Соотношение между единицами измерения СИ и наиболее часто встречающимися единицами других систем и внесистемными
1	2	3
Длина	м	$1 \text{ мкм} = 10^{-6} \text{ м}$ $1 \text{ А} = 10^{-10} \text{ м}$ $1 \text{ ft} = 0,3448 \text{ м}$ $1 \text{ in} = 25,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Масса	кг	$1 \text{ т} = 1000 \text{ кг}$ $1 \text{ ц} = 100 \text{ кг}$ $1 \text{ lb} = 0,454 \text{ кг}$
Температура	К	$t \text{ }^\circ\text{C} = (t+273,15)\text{К}$ $t \text{ }^\circ\text{F} = \left[ \frac{5}{9}(t - 32) + 273,15 \right] \text{К}$
Угол плоский	рад	$1^\circ = \frac{\pi}{180} \text{ рад}$ $1' = \frac{\pi}{10800} \text{ рад}$ $1 \text{ оборот} = 2\pi \text{ рад} = 6,28 \text{ рад}$
Вес (сила тяжести)	Н	$1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$ $1 \text{ дин} = 10^{-5} \text{ Н}$ $1 \text{ стен} = 10^3 \text{ Н}$ $1 \text{ lbf} = 4,45 \text{ Н}$
Вязкости коэффициент динамический	Па*с	$1 \text{ П} = 1 \text{ дин с/см}^2 = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$ $1 \text{ сП} = \frac{1 \text{ кгс} \cdot \text{с}}{9180 \text{ м}^2} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} = 1 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ $1 \text{ lbf s/ft}^2 = 47,88 \text{ Па} \cdot \text{с}$
Вязкости коэффициент кинематический	м <sup>2</sup> /с	$1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ $1 \text{ ft}^2/\text{s} = 0,093 \text{ м}^2/\text{с}$ $1 \text{ ft}^2/\text{h} = 25,81 \text{ м}^2/\text{с}$
Давление	Па	$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$ $1 \text{ мбар} = 10^2 \text{ Па}$ $1 \text{ дин/см}^2 = 1 \text{ мкбар} = 0,1 \text{ Па}$ $1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 735 \text{ мм рт. ст.}$ $1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па}$ $1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$ $1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}$ $1 \text{ lbf/in}^2 = 6894,76 \text{ Па}$ $1 \text{ lbf/ft}^2 = 47,88 \text{ Па}$
Диффузии коэффициент	м <sup>2</sup> /с	$1 \text{ ft}^2/\text{s} = 0,0929 \text{ м}^2/\text{с}$

Мощность	Вт	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} = 9,81 \text{ Вт}$ $1 \text{ эрг/с} = 10^{-7} \text{ Вт}$ $1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}$ $1 \text{ lbf} \cdot \text{ft/s} = 1,356 \text{ Вт}$
Натяжение поверхностное	Н/м	$1 \text{ кгс/м} = 9,81 \text{ Дж/м}^2$ $1 \text{ эрг/см}^2 = 1 \text{ дин/см} = 10^{-3} \text{ Дж/м}^2 = 10^{-3} \text{ Н/м}$
Объем	м <sup>3</sup>	$1 \text{ л} = 10^{-3} \text{ м}^3 = 1 \text{ дм}^3$ $1 \text{ ft}^3 = 28,3 \text{ дм}^3 = 2,83 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$ $1 \text{ in}^3 = 16,387 \text{ см}^3 = 16,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$
Объем удельный	м <sup>3</sup> /кг	$1 \text{ м}^3/\text{т} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ $1 \text{ дм}^3/\text{кг} = 1 \text{ см}^3/\text{г} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$
Плотность	кг/м <sup>3</sup>	$1 \text{ т/м}^3 = 1 \text{ кг/дм}^3 = 1 \text{ г/см}^3 = 10^3 \text{ кг/м}^3$ $1 \text{ кгс с}^2/\text{м}^4 = 9,81 \text{ кг/м}^3$ $1 \text{ lb/ft}^3 \approx 16,02 \text{ кг/м}^3$ $1 \text{ lb/in}^3 \approx 27,68 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$
Плотность теплового потока (теплонпряжение, удельная тепловая нагрузка)	Вт/м <sup>2</sup>	$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) = 1,163 \text{ Вт/м}^2$
Площадь	м <sup>2</sup>	$1 \text{ ft}^2 = 0,0929 \text{ м}^2$ $1 \text{ in}^2 = 6,451 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$
Работа, энергия, количество теплоты	Дж	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$ $1 \text{ эрг} = 10^{-7} \text{ Дж}$ $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}$ $1 \text{ ккал} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж} = 4,19 \text{ кДж}$ $1 \text{ lbf} \cdot \text{ft} = 1,356 \text{ Дж}$ $1 \text{ lbf} \cdot \text{in} = 0,113 \text{ Дж}$ $1 \text{ BTU} = 1055,1 \text{ Дж}$
Расход массовый	кг/с	$1 \text{ lb/s} = 0,454 \text{ кг/с}$ $1 \text{ lb/h} = 1,26 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$
Расход объемный	м <sup>3</sup> /с	$1 \text{ л/мин} = 16,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ $1 \text{ ft}^3/\text{s} = 28,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ $1 \text{ ft}^3/\text{h} = 16,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$
Скорость линейная	м/с	$1 \text{ ft}^3/\text{s} = 0,3048 \text{ м/с}$
Скорость угловая	рад/с	$\frac{\pi}{30}$ $1 \text{ об/мин} = \frac{\pi}{30} \text{ рад/с}$ $1 \text{ об/с} = 2\pi \text{ рад/с}$
Теплоемкость удельная массовая	Дж/(кг*К)	$1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}) = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ $1 \text{ эрг}/(\text{г} \cdot \text{К}) = 10^{-4} \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ $1 \text{ BTU}/(\text{lb} \cdot \text{deg F}) = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
Теплоотдачи коэффициент, теплопередачи коэффициент	Вт/(м <sup>2</sup> *К)	$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}) = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ $1 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg F}) = 5,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Теплопроводности коэффициент	Вт/(м*К)	1 ккал/(м*ч*°С) = 1,163 Вт/(м*К) 1 ВТУ/(ft*h*deg F) = 1,73 Вт/(м*К)
Теплота удельная (фазового превращения)	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг 1 ВТУ/lb = 2326 Дж/кг
Ускорение линейное	м/с <sup>2</sup>	1 in/s <sup>2</sup> = 25,4*10 <sup>-3</sup> м/с <sup>2</sup> 1 ft/s <sup>2</sup> = 0,3048 м/с <sup>2</sup>
Частота	Гц	1 Гц = 1 с <sup>-1</sup> 1 об/с = 1 Гц 1 об / мин = $\frac{1}{60}$ Гц
Энтальпия удельная	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг 1 ВТУ/lb = 2326 Дж/кг
Энтропия удельная	Дж/(кг*К)	1 ккал/(кг*°С) = 4,19 кДж/(кг*К) 1 ВТУ/(lb*deg F) = 4,19 кДж/(кг*К)