

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Саратовский государственный аграрный университет
имени Н. И. Вавилова»

ТЕПЛО-И ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛА-
БОРАТОРНЫХ РАБОТ
для студентов 2 курса

Направление подготовки
35.03.07 Технология производства и переработки сельскохозяйствен-
ной продукции
Профиль подготовки
Технология пищевых производств в АПК

Тепло-и холодильная техника: практикум для студентов 2 курса направления подготовки 35.03.07 «Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции»./ Сост.: Д.Н. Катусов. // ФГОУ ВО «Саратовский ГАУ». – Саратов, 2018, 104 стр.

ТЕМА 1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ И ПРИБОРЫ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Цель работы

1. Составить четкое представление о понятиях "давление", "абсолютное давление", "атмосферное давление", "избыточное давление" и "разрежение" ("вакуум").
2. Усвоить основные единицы измерения давления в системах МКГСС и СИ, а также применяемые в практике внесистемные единицы. Овладеть навыками установления связи между единицами измерения.
3. Изучить устройство жидкостных и пружинных измерительных приборов и научиться пользоваться ими.
4. Выполнить измерения нескольких значений избыточного давления и разрежения (вакуума) и определить при этом значения абсолютных давлений.

Основные понятия

Под термином "давление" понимают удельную величину, т.е. силу, приходящуюся на единицу поверхности по нормали к ней:

$$P = \frac{P}{F} \left(\frac{\text{сила}}{\text{площадь}} \right). \quad (1)$$



Рис.1.

Давление, оказываемое газом на стенки сосуда (рис.1), изолирующего этот газ от внешней среды, является усредненным результатом ударов молекул, находящихся в непрерывном, хаотичном движении и называется "абсолютным давлением" и обозначается "Pa".

Из молекулярно-кинетической теории идеальных газов абсолютное давление определяется выражением:

$$P_a = \frac{2}{3} n \frac{m \overline{W^2}}{2}, \quad (2)$$

где $n = N/V$ – концентрация молекул в единице объема;
 N – число молекул в данном объеме;

V – полный объем;

m - средняя масса молекулы;

$\overline{W}$ - среднеквадратичная скорость движения молекул.

Из выражения (2) видно, что абсолютное давление зависит от физических величин, характеризующих состояние рабочего тела и, поэтому, является одним из основных параметров состояния.

Из выражения (2) также следует, что абсолютное давление не может быть равным нулю, т.е. "абсолютный вакуум" недостижим.

Так как атмосфера Земли состоит из смеси различных газов и водяных паров, молекулы которых находятся в хаотическом движении, то она (атмосфера Земли) оказывает на всякую поверхность, соприкасающуюся с ней, определенное давление, называемое "атмосферное" и обозначаемое буквой " B ".

Давление рабочего тела в изолированном от окружающей среды сосуде, т.е. абсолютное давление " P_a ", может быть по своей абсолютной величине больше или меньше атмосферного " B ". В случае, когда абсолютное давление больше атмосферного, положительная разность между ними называется избыточной и обозначается " P_u ", т.е.

$$P_u = P_a - B, \text{ когда } P_a > B \quad (3)$$

В случае, когда абсолютное давление меньше атмосферного, отрицательная разность между ними называется "разряжением" или "вакуумом" и обозначается " $P_{\text{вак}}$ ", т.е.

$$P_{\text{вак}} = P_a - B, \text{ когда } P_a < B \quad (4)$$

В обоих случаях абсолютное давление равно сумме атмосферного давления и избыточного (или разряжения).

$$P_a = B + P_u, \text{ когда } P_a > B, \quad (5)$$

и

$$P_a = B + P_{\text{вак}}, \text{ когда } P_a < B. \quad (6)$$

Только во втором случае надо учитывать, что " $P_{\text{вак}}$ " имеет отрицательное значение.

Необходимо иметь в виду, что атмосферное давление " B ", являясь внешним по отношению к газу, заключенному в сосуде, не характеризует состояние этого газа и поэтому не является параметром его состояния. Избыточное давление и разрежение, являясь арифметической разностью между абсолютным давлением и атмосферным, также не характеризует состояние данного газа, т.е. не являются параметрами состояния.

Таким образом, только абсолютное давление является параметром состояния рабочего тела и только его значение можно подставлять в расчетные формулы.

Единицы измерения

В международной системе единиц (СИ) в качестве единицы давления принято давление, вызываемое силой в 1 Ньютон, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м^2 . Эта единица называется "Паскалем" и обозначается "Па". Таким образом,

$$1\text{ Па} = 1\text{ Н}/1\text{ м}^2$$

Единица 1 Па очень мала, поэтому в технических измерениях по ГОСТ 7664-61 допускается применение внесистемных единиц: гектопаскаль (гПа), килопаскаль (кПа), мегапаскаль (мПа), бар, миллиметр ртутного столба и миллиметр водяного столба, имеющих следующее соотношение с единицей СИ:

$$1\text{ гПа} = 10^2\text{ Па};$$

$$\begin{aligned}
1\text{кПа} &= 10^3 \text{ Па}; \\
1\text{МПа} &= 10^6 \text{ Па}; \\
1\text{бар} &= 10^5 \text{ Па}; \\
1 \text{ мм. рт.ст.} &= 133,322 \text{ Па}; \quad 1\text{мм. вод.ст.} = \\
&9,80665 \text{ Па}.
\end{aligned}$$

В настоящее время в технике еще применяется система единиц МКГСС (метр, килограмм-сила, секунда), где в качестве основной единицы давления принимается внесистемная единица (ГОСТ 7664-61) – техническая атмосфера – $\text{кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2$. Последняя имеет следующее соотношение с единицей Па и внесистемными единицами:

$$1\text{т.а.} = 1\text{кгс/см}^2 = 9,80665 \times 10^4 \text{ Па} = 0,980665 \text{ бар} = 735,563 \text{ мм. рт.ст.} = 1 \times 10^4 \text{ мм. вод.ст.}$$

В молекулярной физике используется внесистемная единица измерения: физическая атмосфера – давление, оказываемое атмосферой Земли на уровне моря при температуре 0°C :

$$1\text{ф.а.} = 760 \text{ мм рт.ст.} = 1,033 \text{ т.а.} = 1,013 \text{ бар} = 1,013 \times 10^5 \text{ Па}.$$

Измерительные устройства

По принципу действия устройства (приборы) для измерения давления по ГОСТ 15115-69 подразделяются на следующие основные группы:

- **жидкостные**, в которых измеряемое давление уравнивается давлением столба жидкости соответствующей высоты;
- **деформационные**, в которых измеряемое давление определяется по величине деформации различных упругих чувствительных элементов или по развиваемой ими силе;
- **грузопоршневые**, в которых измеряемое или воспроизводимое давление уравнивается давлением, создаваемым массой поршня или грузов;
- **электрические**, действие которых основано на зависимости электрических параметров манометрического преобразователя от измеряемого давления.

Иногда для измерения давлений применяют радиоизотопные методы, чаще используемые при измерениях уровней или плотностей.

По наименованию различают следующие основные устройства (приборы) для измерения давления:

- **манометры** – устройства для измерения избыточного давления;
- **барометры** – для измерения атмосферного (барометрического) давления. Это давление является абсолютным для атмосферы. Поэтому барометрами можно измерять и абсолютное давление в сосуде, если его значение не превышает максимальной отметки на шкале прибора;
- **вакуумметры** – для измерения вакуумметрического давления (разряжения), равного разности между абсолютным давлением и атмосферным, когда $P_a < B$;
- **мановакуумметры** – для измерения избыточного и вакуумметрического давлений;
- **дифференциальные манометры** – для измерения разности двух давлений, ни одно из которых не является давлением окружающей среды.

Жидкостные приборы

Как известно, между высотой столба жидкости и соответствующим ей давлением, существует следующее соотношение:

$$R = h \times \rho \times g, \quad (7)$$

где h – высота столба жидкости;
 ρ – плотность жидкости;
 g – ускорение свободного падения.

На этом принципе основано устройство и действие всех жидкостных приборов для измерения атмосферного, избыточного давления и разряжения – барометров, манометров, мановакуумметров, вакуумметров и других.

При применении приборов следует иметь в виду, что с повышением температуры жидкость расширяется и высота столба жидкости, соответствующая одному и тому же давлению, при различных температурах будет различной. Поэтому рядом с прибором при точных измерениях должен быть установлен термометр для измерения температуры окружающей среды. Показания приборов приводят к 0°C , пользуясь формулой:

$$h_0 = h (1 - b t),$$

где h_0 – высота столба жидкости, приведенная к 0°C ; h – высота столба жидкости при данной температуре; b – коэффициент, зависящий от рода жидкости для ртути $b = 0.000172$.

Ртутный барометр

Барометр предназначен для измерения атмосферного давления. Он представляет собой стеклянную U-образную трубку, один конец которой запаян, а другой сообщается с атмосферой (рис.2).

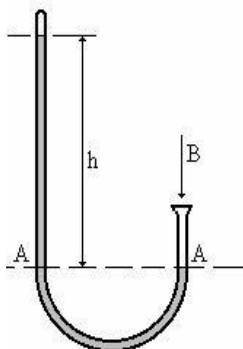


Рис. 2

Трубка заполняется ртутью и опрокидывается запаянным концом кверху, причем уровень ртути в левом конце трубки опускается и в верхней части его образуется пустота.

Высота ртутного столба в левом колене над уровнем сечения А-А будет соответствовать (из условия равно^{Рис.2.} весия в сечении А-А) атмосферному давлению.

Жидкостные манометры и вакуумметры

Жидкостные манометры (рис. 3) и вакуумметры (рис. 4) представляют собой U-образные трубки, один конец которой присоединяется к сосуду, где необходимо измерить давление, а другой сообщается с атмосферой.

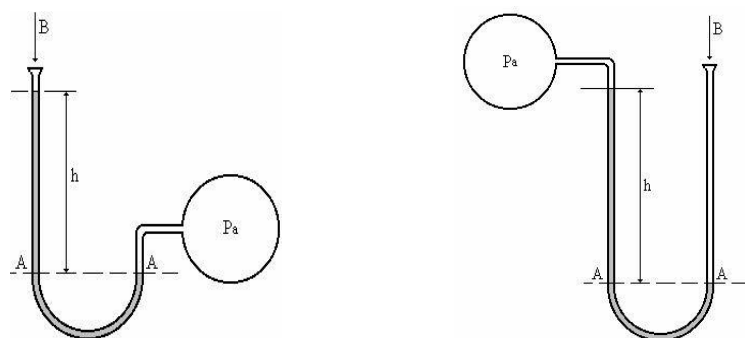


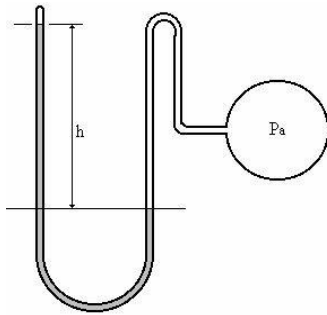
Рис. 3

В трубку наливается ртуть или другая жидкость, которая называется рабочей жидкостью.

Рис.4.

Как видно из рис.3 и 4, этот прибор измеряет разность между действительным давлением в сосуде (абсолютным) и давлением атмосферного воздуха ($P_a - B$). В случае, когда $P_a > B$, эта разность будет положительной и, следовательно, прибор измеряет избыточное давление и называется манометром. В случае же, когда $P_a < B$, разность будет отрицательной, прибор измеряет разрежение (вакуум) и называется вакуумметром. Один и тот же прибор, которым можно измерять как избыточное давление, так и разрежение называется, как уже говорилось выше, мановакуумметром.

Абсолютное давление в сосуде, где имеется разрежение, может быть измерено и непосредственно прибором, который носит название "баровакуумметр". Этот прибор (рис.5) представляет собой заполненную жидкостью (обычно ртутью) изогнутую трубку, у которой один конец запаян, как у барометра, а другой соединяется с сосудом, где измеряется давление.



Когда открытый конец трубки соединяется с пространством, в котором давление меньше атмосферного, ртуть в левом колене опускается, а в правом поднимается.

Разность уровней h будет соответствовать величине абсолютного давления в сосуде.

Рис.5

Пружинные приборы

Устройство пружинных приборов для измерения давления основано на измерении упругой деформации, возникающей под действием давления или разрежения скрученной поллой пружины (манометры и вакуумметры с трубкой Бурдона) или эластичной тонкой пластины - мембраны (барометр "анероид", манометры и вакуумметры так называемого "пластинчатого" или "мембранного" типа).

Основной частью трубчатого манометра (вакуумметра, мановакуумметра) является изогнутая пустотелая трубка овального сечения (рис.6).

Свободный конец трубки закрыт наглухо, а закрепленный открытый конец с помощью ниппеля соединяется с пространством, в котором измеряется давление.

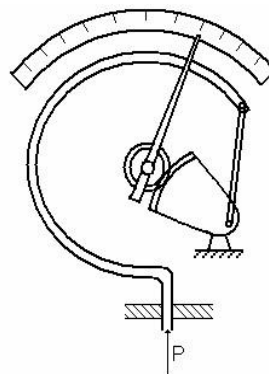


Рис. 6.

В зависимости от величины давления в сосуде трубка несколько разгибается. К свободному концу трубки присоединяется передающий механизм со стрелкой. После градуировки манометра по показаниям какого-либо контрольного прибора, он может быть применен для измерения давления.

Трубчатые манометры применяются для измерения давления до 5000 кгс/см^2 .

Пластинчатые или мембранные приборы

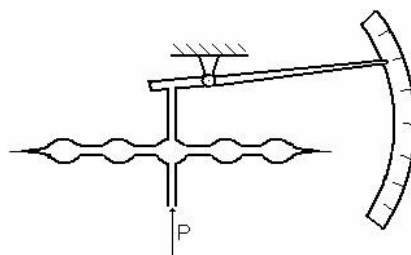


Рис. 7.

Пластинчатые приборы в качестве рабочей детали, воспринимающей изменения давления, имеют упругую мембрану (рис 7). При изменении давления мембрана прогибается и величина этого прогиба передается через рычажный механизм стрелке прибора. Для измерения атмосферного давления обычно применяется мембранный барометр "анероид".

Пластинчатые манометры изготавливаются для давлений от $0,2$ до 30 кгс/см^2 и удобны для измерения давлений очень вязких жидкостей.

Электрические приборы измерения давления

В теплотехнических процессах в подавляющем большинстве случаев деформационные манометры обеспечивают измерение давлений, как по диапазону, так и по точности. Исключения возникают лишь при измерениях сверхвысоких давлений, глубокого вакуума или давлений, пульсирующих с высокой частотой, как, например, в цилиндрах быстроходных двигателей внутреннего сгорания. В таких случаях применяют электрические методы измерения давлений. Эти методы основаны на зависимости тех или иных электрических величин (R , L , C , E и др.) различных веществ и материалов от давления, под которым это вещество находится. В связи с этим различают: манометры сопротивления, основанные на зависимости электрического сопротивления проводника от давления, под которым находится; манометры емкостные, основанные на зависимости емкости конденсатора, на обкладке которой действует измеряемое давление, от величины этого давления; манометры с термосопротивлением; манометры с меняющейся индуктивностью; манометры с пьезоэлектрическим эффектом и др.

Все указанные электрические манометры находят применение в исследовательских работах. Серийно они не изготавливаются и для промышленных измерений почти никогда не применяются.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется давлением?
2. Каковы единицы измерения давления в системах СИ, МКГСС, СГС и соотношения между ними?
3. Что понимают под абсолютным, атмосферным, избыточным и вакуумметрическим давлениями; каковы соотношения между ними и, какими приборами они измеряются?

ТЕМА 2.

ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ И ПРИБОРЫ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ

Цель работы

1. Уяснить основные теоретические понятия, на которых базируется измерение температур в технике и экспериментальной практике: температура и температурные шкалы, термометрический параметр и термометрическое вещество.
2. Уяснить сущность основных, наиболее важных практических методов измерения температуры и освоить их.
3. Произвести измерения температур жидкости в термостате тремя способами: термометром ртутным, термопарой и термометром сопротивления.
4. Построить градуировочные графики термопары и термометра сопротивления.

Понятия о температуре и температурных шкалах

Температурой называют величину, характеризующую тепловое состояние тела, т.е. степень ее нагретости. Согласно кинетической теории, температуру определяют как меру кинетической энергии поступательного движения молекул:

$$\frac{m\overline{W}^2}{2} = \nu T, \quad (1)$$

где m - масса молекул;

$\overline{W}$ - среднеквадратичная скорость поступательного движения молекул;

ν - постоянная Больцмана;

T - температура абсолютная.

За единицу измерения температуры по новой системе единиц (СИ) принята единица, называемая "Кельвин" и обозначаемая "К".

Из определения абсолютной температуры следует, что она равна нулю только в том случае, если кинетическая энергия поступательного движения молекул станет равной нулю, т.е. движение молекул прекратится. Так как это невозможно, то абсолютный нуль температуры недостижим.

В связи с тем, что непосредственно измерить кинетическую энергию поступательного движения молекул, а, следовательно, и температуру не представляется возможным, то прибегают к сравнительным оценкам степени нагретости различных тел.

Известно, что некоторые физические свойства тел (удельный объем, давление, линейные размеры, электрическое сопротивление, термо-ЭДС и др.) зависят от степени нагретости, т.е. температуры. Эти свойства и называются **термометрическими** свойствами.

Вещества же, обладающие термометрическими свойствами, называются термометрическими.

Известно также, что физические тела имеют характерные состояния, при определенных условиях, когда их нагретость не меняется и, следовательно, неизменна и температура. Это состояние кипения и конденсации, плавления и затвердевания и др.

Произвольно задавая тем или иным значением температуры в двух характерных состояниях какого-либо физического тела, можно получить температурную шкалу, а используя то или иное термометрическое свойство, произвольно выбранного термометрического вещества, можно получить устройство для измерения температуры, называемое **термометрическим устройством или термометром**.

Первая температурная шкала была предложена и осуществлена Д. Фаренгейтом в 1724 году. В основу своей шкалы он положил три точки:

1-"точка сильнейшего холода", получаемая при смешении в определенных пропорциях воды, льда и нашатыря, и принятая им за нулевую отметку. По нашей современной шкале 0°F примерно равно $255,37\text{ K}$ ($-17,8^{\circ}\text{C}$);

2 – точка плавления льда, обозначенная им $+32^{\circ}\text{F}$, соответствует $273,16\text{ K}$ ($0,01^{\circ}\text{C}$) и

3 – нормальная температура человеческого тела, обозначенная $+96^{\circ}\text{F}$, соответствует $308,65\text{ K}$ ($35,6^{\circ}\text{C}$). Температура кипения воды первоначально не нормировалась и лишь позднее была установлена $+212^{\circ}\text{F}$ ($373,15\text{ K}$) при нормальном атмосферном давлении.

Связь между температурами по шкале Фаренгейта и Цельсия может быть определена по формулам:

$$t = (F-32)/1,8 \text{ или } F = 1,8 t + 32$$

Через несколько лет, в 1731г. Р. Реомюр предложил использовать для стеклянных термометров спирт такой концентрации, который при температуре плавления льда заполнял бы объем в 1000 объемных единиц, а при температуре кипения расширялся бы до 1080 единиц. Соответственно, температуру плавления льда Реомюр предложил первоначально обозначить 1000° , а температуру кипения воды 1080° (позднее 0° и 80°).

В 1742 г. А. Цельсий, используя ртуть в стеклянных термометрах, обозначил точку плавления льда за 100° , а точку кипения воды - за 0° . Такое обозначение оказалось неудобным и спустя 3 года Штреммер (или возможно К. Линней) предложил изменить обозначения, принятые вначале Цельсием, на обратное, т.е. за 0° - точку плавления льда, а за 100° – точку кипения воды при нормальном атмосферном давлении. В таком виде шкала и сохранилась до наших дней и носит имя Цельсия. Температура по этой шкале обозначается "t".

В 1848 году Кельвин предложил построить температурную шкалу на термодинамической основе, приняв за нулевое значение температуру абсолютного нуля и обозначив температуру плавления льда $+273,16\text{ K}$. Температура по этой шкале обозначается "T".

С января 1971 года была введена, как обязательная, международная практическая температурная шкала МПТШ-68. Температуры по МПТШ выражаются в градусах Цельсия, обозначаемых $^{\circ}\text{C}$. По этой шкале "тройной" точке воды присваивается численное значение $+0,01^{\circ}\text{C}$, а точка кипения воды $+100^{\circ}\text{C}$. Кроме того в МПТШ в качестве реперных точек приняты: "тройная" точка равновесного водорода ($259,34^{\circ}\text{C}$), точка кипения кислорода ($182,962^{\circ}\text{C}$); точка затвердевания цинка ($+419,59^{\circ}\text{C}$); точка затвердевания серебра ($+961,93^{\circ}\text{C}$); точка затвердевания золота ($+1064,43^{\circ}\text{C}$) и др. при давлении 760 мм.рт.ст.

С января 1980 года введена термодинамическая температурная шкала ТДТШ. Основная единица термодинамической температуры T названа "Кельвин" и обозначается символом "K". Единица, принимаемая для выражения температуры по ТДТШ, равна единице по МПТШ, т.е. $1\text{ K} = 1^{\circ}\text{C}$. Разность температур может быть выражена либо в Кельвинах либо в градусах Цельсия, т.е. $\Delta T\text{ K} = \Delta t^{\circ}\text{C}$.

Соотношения между значениями температур по шкале Кельвина и Цельсия выражаются следующим образом:

$$0^{\circ}\text{C} = 273,15\text{ K}; t = (T-273,15)^{\circ}\text{C}.$$
$$0\text{ K} = -273,15^{\circ}\text{C}; T = (t + 273,15)\text{ K}.$$

Основные методы измерения температуры

Температуру измеряют с помощью устройств, использующих различные термометрические свойства жидкостей, газов и твердых тел.

До последнего времени узаконенных терминов и их определений для устройства измерения температуры не существовало. Только в июле 1968 года был введен в действие новый ГОСТ 134-17-67, устанавливающий такие понятия. Приведем некоторые из них.

Термометром называют устройство (прибор), служащее для измерения температуры путем преобразования ее (температуры) в показания или сигнал, являющийся известной функцией температуры.

Чувствительным элементом термометра называют часть термометра, преобразующую тепловую энергию в другой вид энергии для получения информации о температуре.

Различают термометры контактные и бесконтактные. Чувствительный элемент контактного термометра входит в непосредственное соприкосновение с измеряемой средой.

Пирометром называют бесконтактный термометр, действие которого основано на использовании теплового излучения нагретых тел.

Термокомплект называют измерительную установку, состоящую из термометра, не имеющего собственной шкалы, и вторичного прибора, преобразующего выходной сигнал термометра в численную величину.

Существуют десятки различных устройств, применяемых в промышленности, при научных исследованиях и для специальных целей.

Ниже в таблице приведены наиболее распространенные устройства для измерения температуры и практические пределы их применения.

Таблица 1

Термометрическое свойство	Наименование устройства	Пределы длительного применения, К	
		нижний	верхний
Тепловое расширение	Жидкостные стеклянные термометры	80	900
Изменение давления	Манометрические термометры	110	900
Изменение электрического сопротивления	Электрические термометры сопротивления	170	800
	Полупроводниковые термометры сопротивления (термисторы, терморезисторы)	180	450
Термоэлектрические эффекты (термо-ЭДС)	Термоэлектрические термометры (термопары):	220	1900
	стандартные специальные	1600	2800
Тепловое излучение	Оптические пирометры	1000	6300
	Радиационные пирометры	290	3300
	Фотоэлектрические пирометры	900	4300
	Цветовые пирометры	1700	3100

Жидкостные стеклянные термометры

В самых старых устройствах для измерения температуры – жидкостных стеклянных термометрах – используются термометрические свойства теплового расширения тел. Действие термометров основано на различии коэффициентов теплового расширения термометрического вещества и оболочки, в которой она находится (термометриче-

ского стекла или реже кварца). Жидкостный термометр (рис.1) состоит из стеклянного баллона 1, капиллярной трубки 3 и запасного резервуара 4 (часто без него).

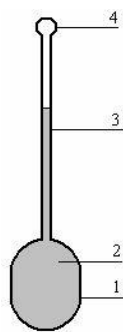


Рис. 1 Жидкостный термометр расширения

Термическое вещество 2 заполняет баллон и частично капиллярную трубку. Свободное пространство в капиллярной трубке и в запасном резервуаре заполняется инертным газом или может находиться под вакуумом.

О температуре судят по величине видимого изменения объема термометрического вещества. Температуру отсчитывают по высоте уровня в капиллярной трубке. В качестве термометрического вещества чаще всего применяют химически чистую ртуть. Кроме ртути, в качестве термометрического вещества в стеклянных термометрах применяются и другие жидкости, преимущественно органического происхождения – метиловый спирт, этиловый спирт, керосин, пентан, толуол, галлий и др.

Основные достоинства стеклянных жидкостных термометров – простота употребления и достаточно высокая точность измерения даже для термометров серийного изготовления

К недостаткам стеклянных термометров можно отнести: плохую видимость шкалы, невозможность автоматической записи показаний и передачи их на расстоянии и невозможность ремонта.

Электрические термометры сопротивления

Измерение температуры по электрическому сопротивлению тел (обычно металлических) основывается на зависимости их сопротивления от температуры. У большинства чистых металлов с ростом температуры сопротивление увеличивается. У некоторых полупроводниковых соединений, наоборот, с увеличением температуры сопротивление уменьшается. Чаще применяются металлические термометры сопротивления – медные - ТСМ (в интервале температур от 73 К до 923 К).

Медные термометры сопротивления (рис.2) изготавливают только технические (тип ТСМ) по ГОСТ 6551-59 и имеют следующую конструктивную форму.

Медная изолированная проволока диаметром 0,1 мм наматывается, обычно бифилярно, в несколько слоев на цилиндрическую пластмассовую колодку и покрывается лаком. Концы проволоки припаиваются к подводящим медным проводам диаметром 1,0-1,5 мм, которые присоединяются к зажимам головки термометра. Чувствительный элемент помещают в тонкостенную металлическую гильзу, а затем - во внешний защитный чехол.



Медные термометры сопротивления выпускаются для измерения температуры от 223 К до 463 К двух градуировок:

Гр.23 – с сопротивлением при 273,15 К = 53 Ом

Гр.24 – с сопротивлением при 273,15 К = 100 Ом

Рис. 2

Платиновые термометры сопротивления (тип ТСП) чаще всего выполняются в конструктивной форме, показанной на рисунке 3.

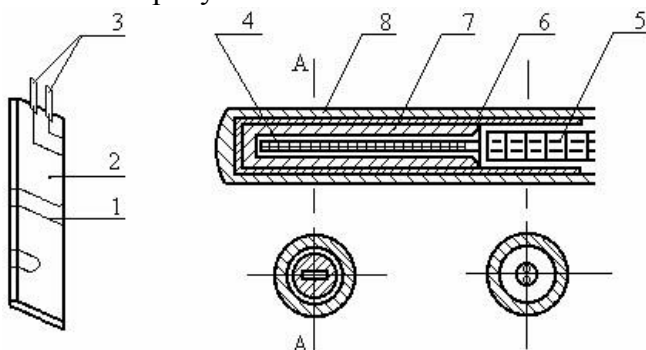


Рис. 3

Неизолированную платиновую проволоку 1 диаметром 0,07мм бифилярно наматывают на слюдяную пластину 2 с зубчатыми краями. Бифилярная намотка необходима для того, чтобы исключить появления индуктивного сопротивления. Пластина с намотанной на ней платиновой проволокой покрывается с двух сторон слюдяными пластинками таких же размеров. Все три пластинки скрепляются серебряной лентой в пакет. К каждому концу платиновой проволоки приваривается подводящий провод 3 из серебра диаметром 1 мм. Подводящие провода изолируются фарфоровыми бусами 5 и присоединяются к зажимам на головке термометра. Такой чувствительный элемент помещают в тонкостенную алюминиевую трубку 6, в нижней части которой расположен массивный вкладыш 7 с плоской прорезью для чувствительного элемента. Вкладыш улучшает условия теплопередачи от трубки к чувствительному элементу. Алюминиевую трубку вместе с подводящими проводами помещают во внешний защитный чехол 8, выполняемый обычно из стальной трубки.

Платиновые технические термометры сопротивления (по гост 655159) выпускаются трех градуировок, отличающихся величиной сопротивления R при 273,15 К и пределами применения.

Таблица 2

Градуировка	Сопротивление при 273,15К	Пределы измерений
Гр.20	$R = 10 \text{ Ом}$	273 К + 923 К
Гр.21	$R = 46 \text{ Ом}$	73 К + 773 К
Гр.22	$R = 100 \text{ Ом}$	73 К + 773 К

Технические термометры применяют обычно в двух точках: при 273,15 К в ледяном термостате и при 373,15 К в паровом термостате. Допустимые отклонения R составляют $\pm 0,05 - \pm 0,1\%$.

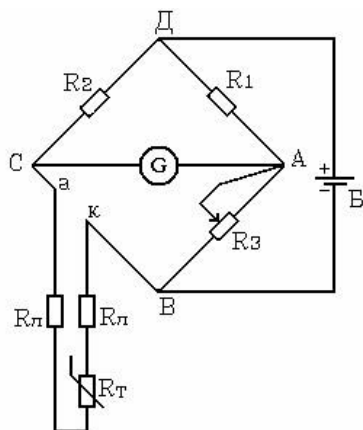
Термометры сопротивления сами по себе не показывают температуру, они лишь изменяют свое электрическое сопротивление в зависимости от изменения температуры, т.е. являются чувствительными элементами.

Вторичными приборами к ним, преобразующими выходной сигнал термометра в численную величину, являются электроизмерительные устройства на мостовых схемах. Мостовые схемы бывают: уравновешенные и не уравновешенные, потенциометрические и автоматические, а так же логометрические.

Мостовые схемы для измерения сопротивления термометров

Сопротивления термометров можно измерить обычными в электротехнике мостовыми схемами: уравновешенными (равновесными) и неуравновешенными (неравновесными).

Простейшая схема уравновешенного моста показана на рисунке 4.



Термометр сопротивления R_T и расположенные последовательно с ним два сопротивления $R_{\text{л}}$ соединительных линий включаются в плечо АВ мостовой схемы. В диагональ ДВ моста подается напряжение от батареи Б. Изменяя величину сопротивления R_3 , добиваются равенства напряжения в точке А и С, что констатируется отсутствием тока в диагонали АС гальванометром G.

Рис.4.

Схема уравновешенного моста

Такое положение соответствует равному отношению падения напряжения в плечах обеих ветвей моста, а именно:

$$\frac{\Delta U_{CD}}{\Delta U_{CB}} = \frac{\Delta U_{AD}}{\Delta U_{AB}}, \quad (2)$$

или

$$\frac{R_1}{R_3} = \frac{R_2}{R_T + 2R_{\text{л}}}, \quad (3)$$

откуда

$$R_T = \frac{R_2}{R_1} R_3 - 2R_{\text{л}}. \quad (4)$$

Сопротивления соединительных линий ($R_{\text{л}}$) с помощью подгоночной катушки устанавливаются постоянными. Сопротивления R_1 и R_2 постоянны и выполнены (так же как и сопротивление $R_{\text{л}}$) из манганина. Тогда последнее выражение можно упростить:

$$R_T = K_1 R_3 - K_2 = f(R_3) \quad (5)$$

Вычислив постоянные K_1 и K_2 можно каждому значению R_3 найти соответствующие значения термосопротивления R_T , что будет соответствовать определенному значению температуры.

Рассмотренная выше мостовая схема отличается высокой точностью измерения и практически не зависит от напряжения батареи Б.

Для измерения температуры с помощью термометров сопротивления широко используются автоматические уравновешенные мосты со шкалой температур и логометры.

Логометры

Логометры – приборы, предназначенные, в основном, для измерения температуры с помощью термометров сопротивления. Логометры построены по принципу сравнения сил токов в цепях термометров и постоянного сопротивления.

По конструкции логометр представляет собой двухрамочный магнитоэлектрический миллиамперметр. Подвижная часть его (рис. 5) состоит из двух рамок 1 и 2, жестко скрепленных друг с другом и соединенных со стрелкой, конец которой перемещается вдоль шкалы температур.

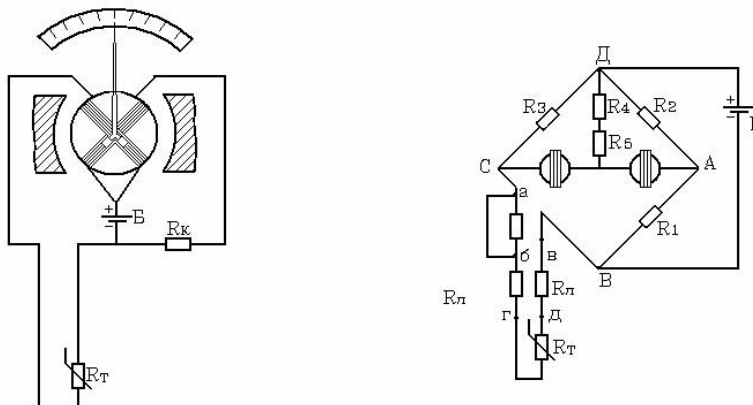


Рис.5. Логометрическая схема измерения температуры.

Рамки охватывают неподвижный сердечник С и могут перемещаться в зазоре переменной ширины между полюсами N и S постоянного магнита и сердечника. Вся подвижная система укрепляется по центру сердечника, обычно на керновых опорах. Для подвода тока к рамкам применяют либо безмоментные вводы, практически не создающие противодействующего момента, либо маломощные спиральные пружинки, противодействующий момент которых много меньше магнитоэлектрического момента рамок.

Обе рамки питаются от общего источника постоянного тока Б с напряжением E_6 . Последовательно с рамкой 1 включается постоянное сопротивление R_K , а последовательно с рамкой 2 – термометр R_T . Сила тока, протекающего по рамке 1, с сопротивлением

$$I_1 = \frac{E_6}{R'_P + R_K} \quad (6)$$

а по рамке 2:

$$I_2 = \frac{E_6}{R'_P + R_T} \quad (7)$$

Магнитоэлектрические моменты, возникающие в рамках соответственно равны:

$$M_1 = K_1 \times B_1 \times I_1 \text{ и } M_2 = K_2 \times B_2 \times I_2, \quad (8)$$

где:

K_1 и K_2 – постоянные коэффициенты, определяемые геометрическими размерами рамок и числом витков проводов в них;

B_1 и B_2 – магнитные индукции в местах расположения рамок.

При изменении сопротивления R_T изменяется сила тока I_2 в рамке 2 и соответственно магнитоэлектрический момент B_2 . Результирующий момент повернет рамку на соответствующий угол и стрелка покажет соответствующую температуру.

Существовало много разновидностей логометров. Они отличались по форме сердечника, по относительному расположению рамок, по другим конструктивным деталям и по схеме соединений. В последние годы применение логометров заметно снизилось, в связи с широким распространением автоматических электронных уравновешенных мостов, которые имеют более высокий класс точности.

Термопары (Термоэлектрические термометры)

Термоэлектрический метод измерения температуры основан на использовании явления возникновения термотока в замкнутой цепи, состоящей из двух разнородных проводников, спаянных или сваренных между собой при наличии разности температур между спаями (см. рис. 6).



Рис.6.

Чем больше разность температур $(T - T_0)$, тем больше сила тока I . Кроме того, сила тока зависит от материала термоэлектродов.

Если разорвать один из электродов, то на его концах возникает разность потенциалов (ЭДС), величина которой зависит от тех же факторов, что и сила тока в замкнутой цепи. Подключив к цепи измерительный прибор (рис.7), можно измерить силу тока или ЭДС, значения которых будут зависеть от разности температур для данного типа термопары.

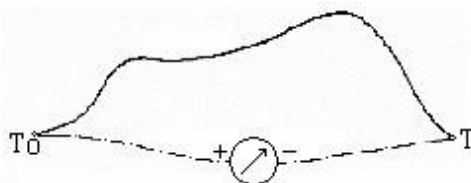


Рис.7.

Для измерения температуры в точке, используют схему, показанную на рис. 8. Один из спаев 1, помещенный в измеряемую среду 3, называется горячим спаем. Другой спай 2, помещенный в сосуд Дьюара 4 с тающим льдом, температура которого 0°C , называется холодным спаем. ЭДС измеряется гальванометром (милливольтметром или потенциометром) 5. Так как температура холодного спая поддерживается постоянно равной нулю, то величина ЭДС будет зависеть только от температуры горячего спая.

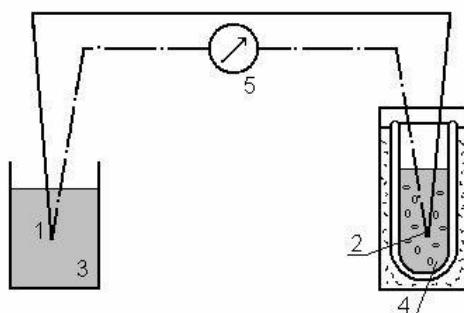


Рис.8.

Материалы выбираются таким образом, чтобы термо-ЭДС в ней были достаточно велики для измерений с заданной точностью. В настоящей работе применена термопара "хромель-копель". Она пригодна для измерения температур в интервале от 223 К до 1073 К.

Кроме того, применяются термопары: "хромель – алюмель", "платинородий – платина", "железо-константан", "серебро – константан", "медьконстантан" и др.

Диапазон измерения температур термопарами очень велик: от близких к абсолютному нулю до 2800 К.

Преимущество термопар в том, что они могут применяться для непосредственного измерения разности температур, в весьма малых объемах среды, а так же для дистанционных измерений.

Более 40 лет тому назад были приняты определенные градуировки (зависимости термо-э.д.с. от температуры), которым должны были удовлетворять термопары из тех или иных материалов. В дальнейшем термопары были стандартизированы, а число их разновидностей существенно сокращено. В настоящее время по ГОСТ 6616-61 допускается применение технических термопар с металлическими термоэлектродами пяти типов (таблица 3).

Таблица 3

Обозначения		Материалы термо- электродов термопар	Пределы применения. К		
типов термопар	градуи- ровки		нижний	верхний	
				длит.	кратк.
ТПП	ПП-1	Платинородий (10 % родия) - пла- тина	253	1600	1900
ТПР	ПРЗО/6	Платинородий (30 % родия) – платинородий (6 % родия)	600	1900	2100
ТХА	ХА	Хромель - алюмель	223	1300	1600
ТХК	ХК	Хромель - копель	223	900	1100
ТНС	НС	Сплавы НК-СА (ни- кель-кобальтовый и сплав, содержащий кремний и алюми- ний)	600	1300	1600

Для каждой из стандартных термопар по ГОСТ 3044-61 и ГОСТ 607151 установлены стандартные градуировки для температур с интервалом в 1 К.

Термоэлектроды на рабочем конце скручивают и обычно сваривают.

Термопары выпускают в защитных чехлах различной формы, с обычной и уменьшенной тепловой инерцией и с различной глубиной погружения в измеряемую среду.

Для измерения термо-ЭДС, возникающих в местах разрыва цепи термопары, используют милливольтметры магнитоэлектрической системы, потенциометры неавтоматические и автоматические. Шкалы всех этих приборов могут быть отградуированы в К.

В настоящей работе измерение термо-э.д.с. термопары осуществляются переносным потенциометром ПП-63 компенсационным методом, измерительная схема которой изображена на рис.9.

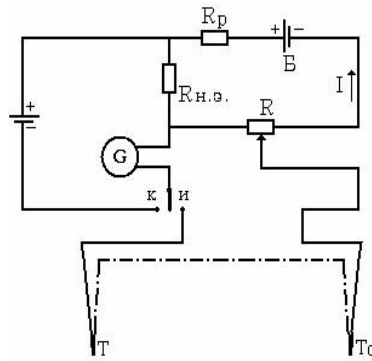


Рис. 9.

Приведенная схема содержит три источника напряжения: термопару Т, нормальный элемент НЭ и гальванический элемент или аккумуляторную батарею Б и, соответственно, три цепи.

Нормальный элемент, применяемый в качестве меры ЭДС, характеризуется большим постоянством развиваемой им ЭДС и предназначается для установления постоянного значения силы тока или для стандартизации тока в компенсационной цепи батареи Б. Гальванометр G может быть поочередно включен либо в цепь нормального элемента, либо в цепь термопары.

Стандартизация тока I осуществляется компенсационным методом. Для этого ставят переключатель в положение 1, сопоставляя напряжение $E_{н.э.}$, развиваемое нормальным элементом, с падением напряжения на участке CA (сопротивление $R_{м.а.}$) компенсационной цепи. Если $E_{н.э.} \neq \Delta U_{CA}$, что характеризуется отклонением от нуля стрелки гальванометра G, то воздействуя на движок сопротивления R_p , доводят силу тока I до такого значения, при котором сила тока в цепи нормального элемента будет равна нулю. В этом случае $E_{н.э.} = \Delta U_{CA}$, и так как $\Delta U_{CA} = I \times R_{н.э.}$, то:

$$I = \frac{E_{н.э.}}{R_{н.э.}} = \text{const} \quad (9)$$

После стандартизации тока I можно поставить переключатель в положение 2 и измерить термо-ЭДС $E = f(T - T_0)$, развиваемую термопарой. Если стрелка гальванометра G будет отклоняться от нуля, то это указывает на наличие тока в цепи термопары и на отсутствии компенсации термо-ЭДС. Перемещая движок сопротивления R, добиваются отсутствия тока в цепи термопары. Это означает, что наступила компенсация, т.е. что $E = f(T - T_0) = \Delta U_{AB}$, отсюда, зная силу тока I, легко определить термо-ЭДС термопары.

$$E = f(T - T_0) = I \cdot R_{аб} = \frac{E_{н.э.}}{R_{н.э.}} \cdot R_{аб} = K \cdot R_{аб}, \quad (10)$$

где

$$K = I = \frac{E_{н.э.}}{R_{н.э.}} = \text{const}.$$

Таким образом, величина термо-ЭДС получается прямо пропорциональной сопротивлению участка ab. Очевидно, что имеется возможность отградуировать положение

движка сопротивления R в единицах напряжения или, если применять термопары одной определенной градуировки, то и в градусах температуры. Такое градуированное сопротивление называют реохордом.

Так как напряжение батареи с течением времени падает, то приходится периодически повторять стандартизацию тока, т.е. проверять значение силы тока I и производить необходимую корректировку воздействием на сопротивление R_p . При правильно подобранной мощности батарей стандартизация тока производится через несколько часов работы потенциометра.

Неавтоматические потенциометры, выполненные по схеме, изображенной на рис. 9, находят широкое применение в лабораторной практике и в качестве переносных приборов при различных эпизодических измерениях. Для непрерывного контроля температуры в промышленности неавтоматические потенциометры обычно не применяют. Чаще всего используются милливольтметры магнитоэлектрической системы и автоматические потенциометры. Теория этих приборов подробно излагается в курсе общей электротехники и автоматики.

Вопросы к защите лабораторной работы

1. Что называется температурой?
2. Назовите основные температурные шкалы и их особенности?
3. Какова связь между значениями температур по шкале Цельсия и Кельвина?
4. Какая температура является параметром состояния?
5. Что называется термометрическим свойством, параметром?
6. Что называется термометрическим устройством?
7. Что называется термометрическим веществом?
8. Назовите основные методы измерения температуры: их особенности, достоинства и недостатки?
9. Приведите основные градуировки термометров сопротивления и термопар.
10. Измерительные схемы уравновешенного моста МО-62 и потенциометра ПП-63.

ТЕМА №3
ТЕПЛОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ
3.1. Расчет кожухотрубчатого теплообменника.

Рассчитать горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник, в трубном пространстве которого при давлении P_1 движется теплоноситель «1» со средней скоростью w_1 . Теплоноситель «1» охлаждается (нагревается) от начальной температуры t_{n1} до конечной t_{k1} . В межтрубное пространство теплообменника подается теплоноситель «2» при давлении P_2 . Температура теплоносителя «2» изменяется от начальной t_{n2} до конечной t_{k1} . Трубы в теплообменнике стальные с незначительной коррозией, расположение труб шахматное.

Геометрические размеры теплообменника:

диаметр кожуха D , мм;

диаметр труб $d \times \delta$, мм,

общее число труб n ;

длина труб L , м;

число ходов в трубном пространстве Z ;

площадь поверхности теплообмена F , m^2 .

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

Требуется определить:

среднюю разность температур между теплоносителями;

среднюю температуру каждого теплоносителя;

теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах;

массовый и объемный расход теплоносителя «1»;

тепловую нагрузку аппарата;

массовый и объемный расход теплоносителя «2»;

среднюю скорость теплоносителя «2»;

значение критерия Рейнольдса и режим движения каждого теплоносителя;

расчётные коэффициенты теплоотдачи со стороны каждого теплоносителя;

расчётный коэффициент теплопередачи без учёта загрязнений стенки;

расчётный коэффициент теплопередачи с учётом загрязнений стенки;

температуру стенки со стороны каждого теплоносителя;

уточнённый коэффициент теплопередачи;

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

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

необходимую площадь поверхности теплообмена.

Задания взять из таблицы 3.1 и 3.2 по последним двум цифрам зачетной книжки.

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

Таблица 3.1.

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

Таблица 3.2

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

Примечание. Теплофизические свойства некоторых веществ приведены в приложении.

1.2. Пример расчета.

Рассчитать горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник (рис. 3.2.) при следующих условиях:
 теплоноситель «1» - метиловый спирт ($P_1 = 0,098$ МПа (~ 1 кгс/см²); $\omega_1 = 0,8$ м/с; $t_{H1} = 60^\circ\text{C}$; $t_{K1} = 40^\circ\text{C}$);
 теплоноситель «2» - вода ($P_2 = 0,196$ МПа (~ 2 кгс/см²); $t_{H2} = 25^\circ\text{C}$; $t_{K2} = 35^\circ\text{C}$).

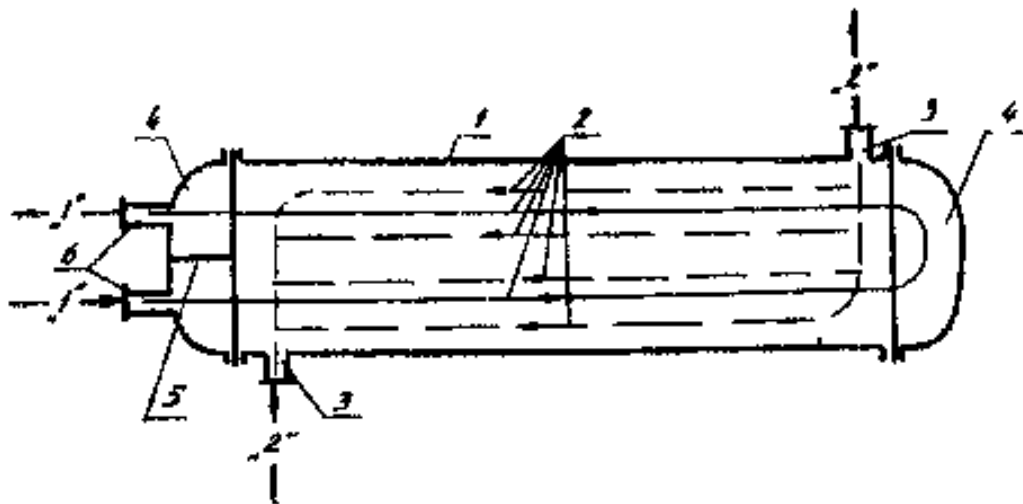


Рис.3.2. Схема двухходового горизонтального кожухотрубчатого теплообменника:
 1 - корпус, 2 - трубный пучок, 3 - штуцера для теплоносителя «2», 4 - распределительная камера, 5 - перегородка, 6 - штуцера для теплоносителя «1»

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

В межтрубном пространстве теплообменника поперечные перегородки отсутствуют.

1. Определение средней разности температур между теплоносителями.

Температурная схема при противотоке:

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

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

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

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

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

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

2. Определение средней температуры теплоносителей.

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

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

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

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

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

4. Определение объемного и массового расхода метилового спирта .

Объемный расход метилового спирта

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

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

Теплофизические свойства теплоносителей.

Теплоноситель	$t_{CP}, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C, \text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\mu \cdot 10^3, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\lambda, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$
Метиловый спирт	47,75	765	2640	0,410	0,208
Вода	30,00	996	4180	0,804	0,618
Источники информации	[1, с. 195, 520] [1, с. 544, 520] [1, с. 538, 520] [1, с. 520, 543]				

Массовый расход метилового спирта

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

5. Определение теплового потока в аппарате:

$$Q = c_1 \cdot G_1 \cdot (t_{H1} - t_{K1}) = 2640 \cdot 115,7 \cdot (60 - 40) = 6108265 \text{ Вт},$$

где C_1 - теплоемкость метилового спирта при температуре t_{CP1} (табл. 2).

6. Определение объемного и массового расхода воды.

Массовый расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_{K2} - t_{H2})} = \frac{6108265}{4180 \cdot (35 - 25)} = 146,1 \text{ кг/с}$$

где C_2 - теплоемкость воды при температуре t_{CP2} (табл. 2)

Объемный расход воды

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

где ρ_2 - плотность воды при температуре t_{CP2}

7. Определение средней скорости воды:

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

где $S_2 = 0,785 \cdot (D^2 - n \cdot d_H^2) = 0,785 \cdot (1,2^2 - 1090 \cdot 0,025^2) = 0,596 \text{ м}^2$

8. Определение значений критериев Рейнольдса и режимов течения теплоносителей.

Для метилового спирта

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

где $d_{экв1}$ - эквивалентный диаметр трубы; $d_{экв1} = d_{вн}$; μ_1 - вязкость метилового спирта при температуре $t_{ср1}$ (табл. 2).

Для воды

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

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

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

Рассчитанные значения критериев Рейнольдса используются для определения режима движения теплоносителей. Для метилового спирта $Re_1 = 31350 > 10^4$, поэтому режим его течения по трубам теплообменника является устойчиво турбулентным. Режим течения воды в межтрубном пространстве теплообменника является неустойчиво турбулентным (переходным), так как $Re_2 = 8273 < 10^4$.

9. Определение расчетных коэффициентов теплоотдачи.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$Pr_2 = 5,42.$$

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

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

10. Расчетный коэффициент теплопередачи без учета загрязнений стенки

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

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

11. Расчетный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений стенки

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

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

12. Определение температуры стенки со стороны метилового спирта t_{cm1} и со стороны воды t_{cm2} (рис. 3.2):

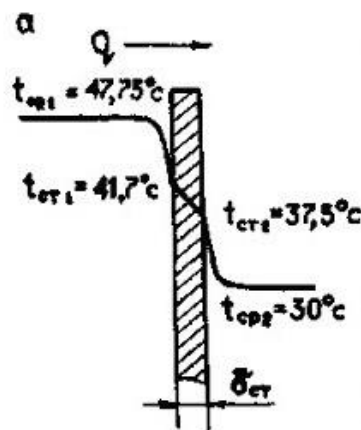


Рис.3.2. Теплопередача через плоскую стенку

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

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

13. Уточнение расчетного коэффициента теплопередачи.

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны метилового спирта с учетом направления теплового потока $(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}})^{0,25}$:

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

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

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

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

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

Определение уточненного коэффициента теплопередачи:

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

Уточнение температуры стенки:

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

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

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

14. Расчет диаметров штуцеров для метилового спирта.

Скорость метилового спирта в штуцере принимается ориентировочно [1, с. 10], $\omega_{um1} = 2,0$ м/с.

Диаметр штуцеров для метилового спирта

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

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

Уточнение скорости метилового спирта в штуцере:

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

15. Расчет диаметров штуцеров для воды.

Ориентировочно принимается скорость воды в штуцере [1, с.10] $\omega_{um2} = 1,5$ м/с. Скорость воды в штуцере принята меньше, чем скорость метилового спирта, так как вязкость $\mu_2 > \mu_1$.

Диаметр штуцера для подачи воды

$$d_{um2} = \sqrt{\frac{V_2}{0,785 \cdot \omega_{um2}}} = \sqrt{\frac{0,15}{0,785 \cdot 1,5}} = 0,36 \text{ м.}$$

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

Уточнение скорости воды в штуцере:

$$\omega'_{um2} = \frac{V_2}{0,785 \cdot D_{y2}^2} = \frac{0,15}{0,785 \cdot 0,35^2} = 1,56 \text{ м/с.}$$

16. Расчет гидравлического сопротивления теплообменника (трубное пространство).

Потеря давления на преодоление трения в трубах

$$\Delta P_{tp1} = \lambda' \cdot \frac{Z \cdot L}{d_{экв1}} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \rho_1 = 0,037 \cdot \frac{2 \cdot 9 \cdot 0,8^2 \cdot 765}{0,021 \cdot 2} = 7763,7 \text{ Па.}$$

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

Для расчета потерь давления на преодоление местных сопротивлений используются данные, приведенные в табл. 3. Если скорость в штуцере ω'_{um1} больше скорости в трубах ω_1 , потери давления для входной и выходной камер определяются по скорости в штуцерах, а потери при входе и выходе из труб и при повороте из одного хода в другой - по скорости в трубах ω_1 .

Виды местных сопротивлений в трубном пространстве теплообменника и коэффициента сопротивлений

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

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

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника:

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

17. Расчет гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве теплообменника.

Потеря давления на преодоление трения в межтрубном пространстве:

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

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

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

Виды местных сопротивлений в межтрубном пространстве теплообменника и коэффициенты сопротивлений

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

Сопротивление в межтрубном пространстве

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

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

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

18. Определение расчетной площади поверхности теплообмена

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

19. У предлагаемого к использованию теплообменника площадь поверхности теплообменника составляет 765 м², необходимая площадь поверхности теплообмена, определенная расчетом, равна 630,3 м². Запас площади поверхности теплообмена составляет:

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

Такой запас площади поверхности теплообмена является достаточным, следовательно, теплообменник с $F = 765 \text{ м}^2$ может быть использован для охлаждения метилового спирта от $t_{k1} = 60 \text{ °C}$ до $t_{k2} = 40 \text{ °C}$.

1.3. Контрольные вопросы.

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

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

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

1) кристаллизатор;

2) кипятильник;

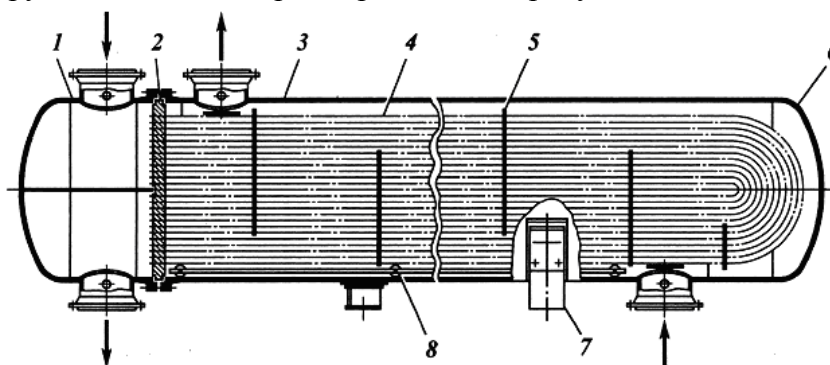
3) аппарат смешения;

4) холодильник.

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

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

4. Конструкция какого аппарата приведена на рисунке:



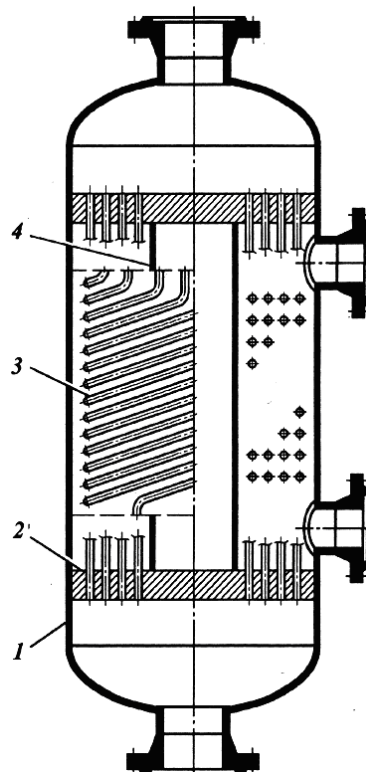
1) кожухотрубчатые теплообменные аппараты с плавающей головкой;

2) вертикальный кожухотрубчатый испаритель;

3) рибойлер;

4) кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубками.

5. Конструкция какого аппарата показана на рисунке:



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

ТЕМА4. ВЫПАРИВАНИЕ.

4.1. Пример расчета выпарной установки.

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

1. Количество раствора, поступающего на выпаривание G_n , кг/час
2. Начальная концентрация раствора X_n , %
3. Конечная концентрация раствора X_k , %
4. Давление греющего 1-й корпус пара P_1 , атм.
5. Абсолютное давление в барометрическом конденсаторе $P_{\text{конд}}$, атм.

6. Схема установки – прямоток
7. Раствор поступает на выпаривание подогретым до температуры кипения.

Для решения поставленной задачи необходимо, прежде всего составить технологическую схему установки, рис. 4.1.

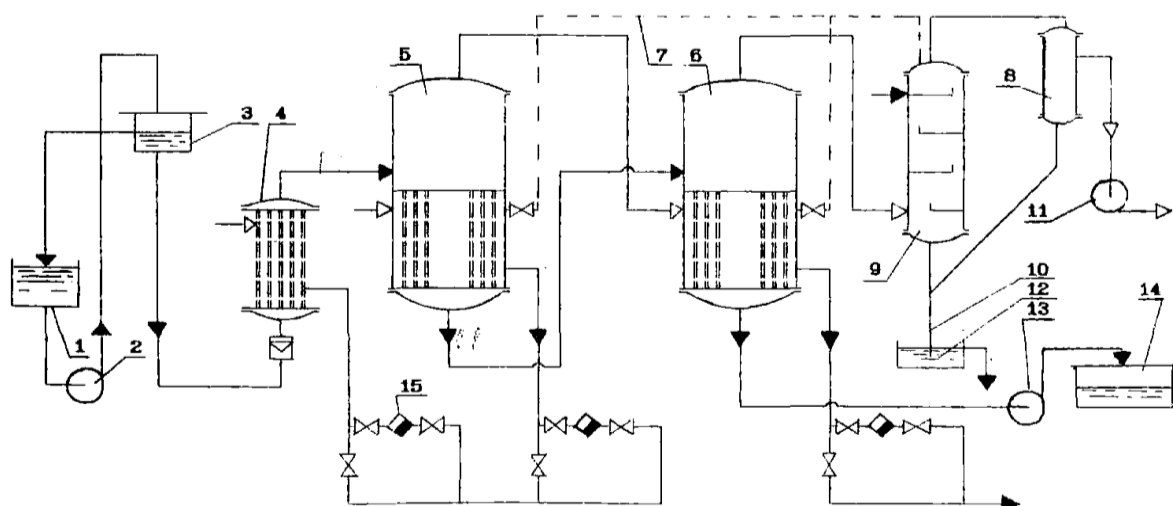


Рис. 4.1. Расчетная схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки

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

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

Расчет.

1. Определение количества воды, выпариваемой всей установкой:

$$W = G_n(1 - X_n/X_k), \text{ кг/час}$$

где G_n – количество исходного раствора, кг/час; X_n – начальная концентрация раствора, вес %; X_k – конечная концентрация раствора, вес %.

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

$$W_1 = W_2 = W/2, \text{ кг/час.}$$

3. Расчет концентраций раствора по корпусам:

– в 1 корпусе

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

– во 2 корпусе

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

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

$$\Delta P = P_1 - P_{\text{конд.}}$$

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

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

Тогда давления вторичных паров по корпусам будут соответственно:

– в 1-ом корпусе

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

– во-2-ом корпусе

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

5. Общая разность температур для всей установки:

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

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

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

6. Расчет температурных потерь по корпусам.

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

а) Потери от гидростатического эффекта.

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

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

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

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

Определим

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

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

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

Гидростатическое давление растворов у середины греющих труб соответственно будет равно:

– в 1-ом корпусе

$$\Delta P_{\Gamma 1} = h \cdot \rho_1 / 10000, \text{ ат};$$

– во 2-ом корпусе

$$\Delta P_{\Gamma 2} = h \cdot \rho_2 / 10000, \text{ ат.}$$

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

– в 1-ом корпусе

$$P_{\text{с1}} = P_{\text{вт1}} + \Delta P_{\Gamma 1}, \text{ ат};$$

– во 2-ом корпусе

$$P_{\text{с2}} = P_{\text{вт2}} + \Delta P_{\Gamma 2}. \text{ ат.}$$

Тогда потери общей разности температур от гидростатического эффекта;

– в 1-ом корпусе

$$\Delta \Gamma_1 = t_{\text{квс1}} - t_{\text{кв1}}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

– во 2-ом корпусе

$$\Delta \Gamma_2 = t_{\text{квс2}} - t_{\text{кв2}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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

Общие потери за счет гидростатического эффекта:

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

б) Потери от физико-химической депрессии.

Депрессионные потери общей разности температур по корпусам определяются предварительно из справочной литературы ([3; 6; 7] табл. 4 приложение 2) как разность температуры кипения раствора данной концентрации (по конечным концентрациям в каждом корпусе) и температуры кипения чистого растворителя (воды) при атмосферном давлении. Далее делается перерасчет температурной депрессии на соответствующие давления по корпусам ($P_{\text{вт1}}$, $P_{\text{вт2}}$), в частности, по правилу Бабо.

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

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

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

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

Пример пересчета по правилу Бабо:

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

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

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

При давлении над раствором 0,5 ат.:

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

Откуда

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

чему соответствует по таблицам насыщенного водяного пара температура кипения $t_k = 95$ °С.

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

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

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

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

Общие потери от физико-химической депрессии:

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

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

Общие гидравлические потери:

$$\sum \Delta_{ГД} = \Delta_{ГД1} + \Delta_{ГД2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

7. Полезная разность температур для всей установки:

$$\Delta t_{\text{полез}} = \Delta t_{\text{общ}} - (\sum \Delta_{\Gamma} + \sum \Delta_g + \sum \Delta_{ГД}), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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

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

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

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

Тогда:

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

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

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

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

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

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

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

Температура вторичного пара в 1-ом корпусе:

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

Температура греющего пара во 2-ом корпусе:

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

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

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

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

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

Температура вторичного пара во 2-ом корпусе:

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

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

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

Параметры растворов и паров по корпусам

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

10. Расход пара во 2-ом корпусе:

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

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

Количество раствора, вытекающего из 2 корпуса:

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

Количество воды, выпаренной в 1-ом корпусе:

$$W_1 = D_2.$$

Расход пара в 1 корпусе:

$$D_1 = 1,03 \cdot [W_1 \cdot (i_1 - C_{\text{н}1} \cdot t_{\text{н}1}) / (\lambda_1 - \theta_1) + G_{\text{к}1} \cdot (C_{\text{к}1} \cdot t_{\text{к}1} - C_{\text{н}1} \cdot t_{\text{н}1}) / (\lambda_1 - \theta_1)], \text{ кг/час} \quad (4.1),$$

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

$$G_{к1} = G_{н1} - W_1.$$

11. Количество тепла, передаваемого через поверхность нагрева:
– во 2-ом корпусе

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

– в 1-ом корпусе

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

12. Расчет коэффициентов теплоотдачи по корпусам.

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

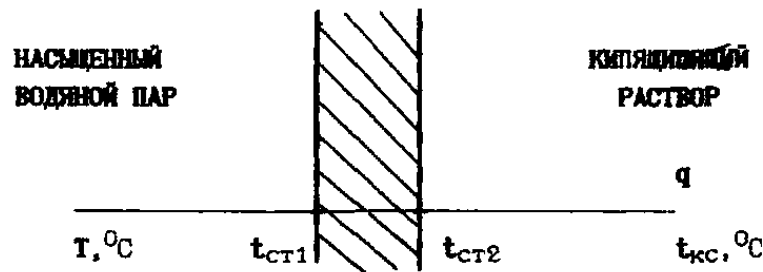


Рис. 4.2. T – температура греющего пара, °C; $t_{кc}$ – температура кипения раствора у середины греющих труб, °C; $t_{ст1}$ – температура стенки со стороны пара, °C; $t_{ст2}$ – температура стенки со стороны кипящего раствора, °C; q – удельный тепловой поток, ккал/(м·час) или Вт/м.

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

$$q_{кон} = q_{кип} = q$$

или

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

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

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

или

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

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

Температура пленки определяется следующим образом:

$$t_{пл} = (t_{ст1} + t_{конд})/2.$$

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

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

б) Определяем удельный тепловой поток при конденсации;

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

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

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

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

Примечание:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

По графику (рис. 3.3.), соответственно по корпусам для расчетного истинного значения полезной разности температур в корпусе определяем истинное значение удельной тепловой нагрузки $q_{\text{ист}}$.

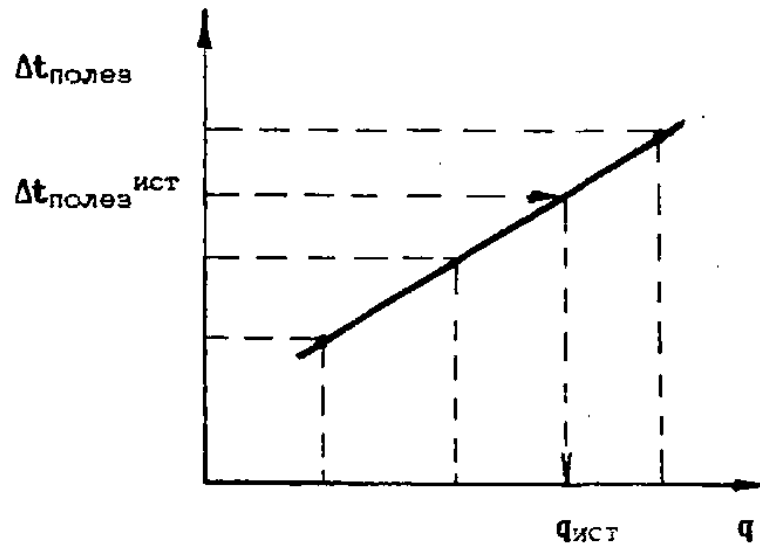


Рис. 3.3.

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

13. Ориентировочная поверхность нагрева:

– в 1-ом корпусе

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

– во 2-ом корпусе

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

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

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

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

Количество воды, выпариваемой по корпусам после пересчета:

– в 1 корпусе

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

– во 2 корпусе

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

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

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

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

2.2. Контрольные вопросы

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

ТЕМА 5. СУШКА

5.1. Расчет конвективной сушки.

Сушилка рассчитывается на основании задания, которое обычно содержит следующие исходные данные:

- а) по установке в целом:
 - 1) производительность;
 - 2) вид сушильного агента;
 - 3) способ нагревания сушильного агента (тип топочного устройства, тип калорифера);
 - 4) характер циркуляции сушильного агента;
 - 5) способ загрузки, транспортирования и выгрузки материалов;
- б) по материалу:
 - 1) начальная и конечная влажность;
 - 2) начальная и максимально допустимая температура;
 - 3) размеры, масса изделия (частиц), плотность;
 - 4) теплоемкость сухого вещества и т. п.;
- в) по режиму сушки:
 - 1) параметры наружного воздуха;
 - 2) максимально допустимая температура подаваемого и температура (или влажность) отработанного сушильного агента;
 - 3) скорость сушильного агента.

Расчет сушильной установки обычно начинают с расчета сушильной камеры, который состоит из следующих основных этапов:

- 1) расчет количества испаренной влаги;
- 2) составление баланса влаги и определение расхода воздуха;
- 3) определение основных габаритных размеров сушильной камеры;
- 4) тепловой расчет сушильной камеры.

Наружный воздух (рис. 5.1) с параметрами t_0 (температура), φ_0 (влажность), d_0 (влажностное содержание) и I_0 (энтальпия) нагнетается вентилятором в калорифер, к котором нагревается, и с параметрами t_1 , φ_1 , d_1 , I_1 : входит в сушильную камеру. В процессе сушки параметры воздуха изменяются и достигают значений t_2 , φ_2 , d_2 , I_2 : с этими параметрами воздух уходит из сушильной камеры. Состояние материала перед сушкой характеризуется параметрами W_1 (начальная влажность в % к общей массе) и θ_1 (температура); после сушки параметры материала W_2 , θ_2 .

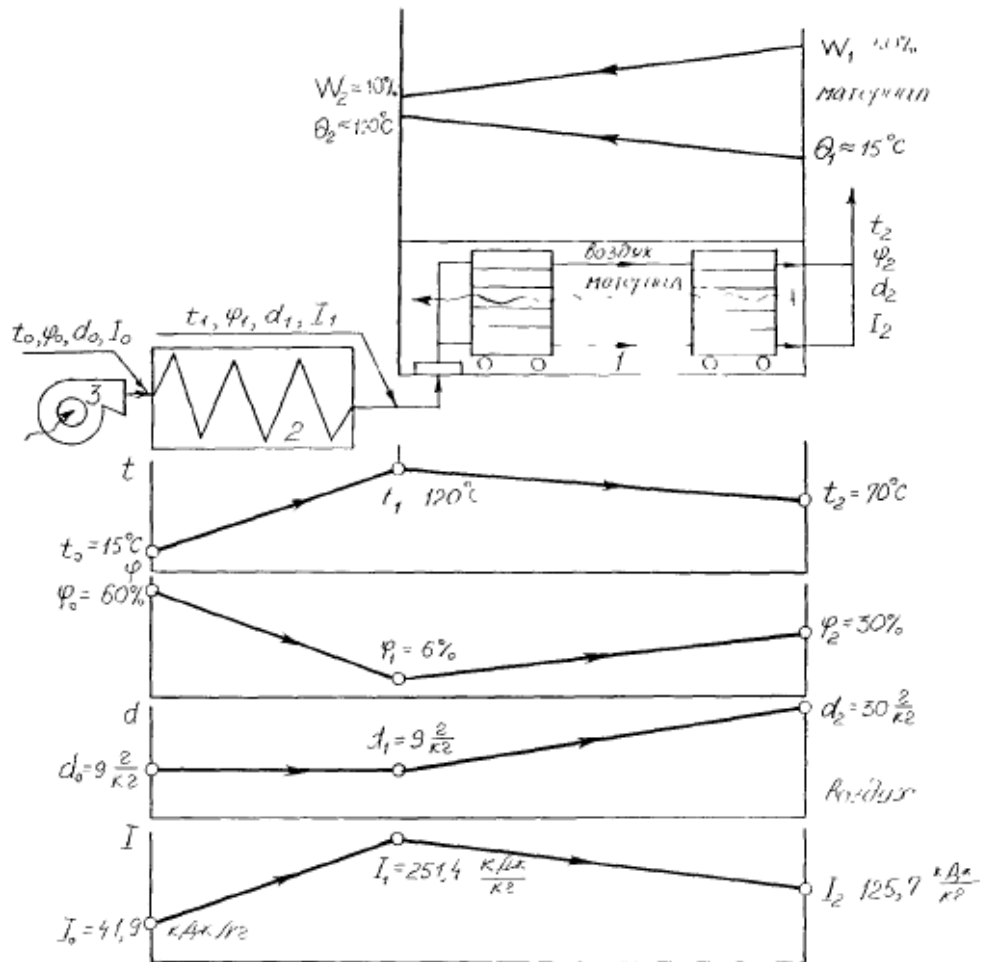


Рис. 5.1. Схема конвективной (воздушной) сушилки тоннельного типа (к расчету)

- 1 Сушильная камера;
- 2 Калорифер;
- 3 Вентилятор.

Изменение основных параметров воздуха и характеристика материала до и после сушки показаны на схеме в виде графиков применительно к процессу сушки хлеба.

Расчет количества испаренной влаги.

$$g_1 = g_2 + U$$

где g_1 и g_2 , масса сырого материала, поступающего в сушильную камеру, и высушенного материала, кг/ч; U – масса испаренной влаги, кг/ч.

Массу материала можно выразить через массу абсолютно сухого вещества (кг/ч) и массу содержащейся в нем влаги:

$$g_1 = g_{\text{с.вещ.}} + \frac{W_1}{100} \cdot g_1;$$

$$g_2 = g_{\text{с.вещ.}} + \frac{W_2}{100} \cdot g_2.$$

Соотношения, связывающие:

$$g_2 = g_1 \cdot \frac{100 - W_1}{100 - W_2};$$

$$g_1 = g_2 \cdot \frac{100 - W_2}{100 - W_1}.$$

Баланс влаги и расчет расхода воздуха в сушильной камере.

Для определения расхода воздуха требуется построить теоретический процесс сушки по заданным параметрам влажного воздуха в диаграмме $i-d$ (рис. 5.2).

Наружный воздух с параметрами t_0 и φ_0 (т. А) нагревается в калорифере при $d_0 = d_1 = \text{const}$ до температуры (т. В). Т. е. процесс нагрева воздуха в калорифере изображается отрезком АВ. Процесс сушки в теоретической изобарной сушилке изображается линией $I_1 = I_2 = \text{const}$. В результате этого процесса температура воздуха снижается с t_1 до t_2 , а его влагосодержание увеличивается от d_1 до d_2 , соответственно увеличивается влажность от φ_1 до φ_2 .

Параметры отработанного воздуха (t_2 или φ_2) определяют на диаграмме конечную точку процесса С.

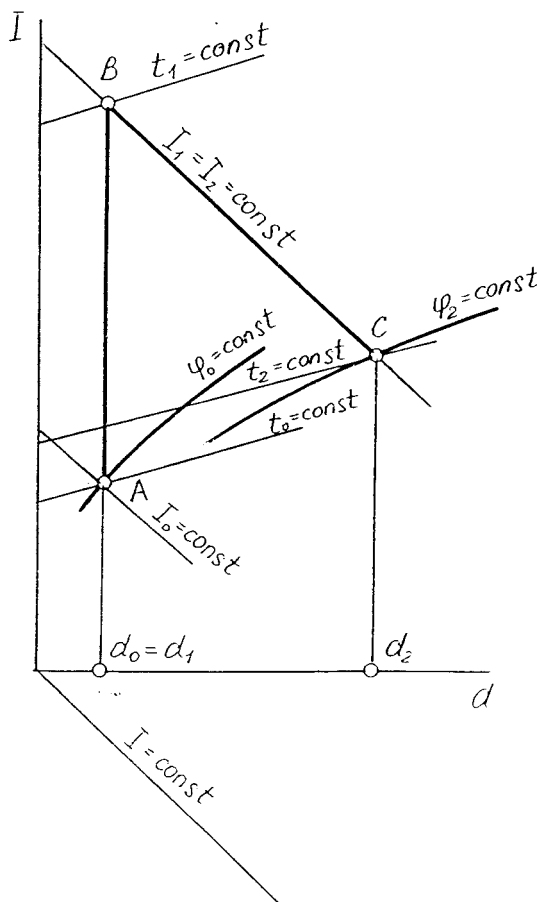


Рис. 5.2. Построение процесса теоретической сушки

Тепловой расчет сушильной камеры.

Для теоретической (адиабатной) сушки тепловой баланс можно выразить таким уравнением:

$$LI_1 + g_1 \cdot C_{m1} \cdot \theta_1 = LI_2 + g_2 \cdot C_{m2} \cdot \theta_2$$

где I_1 и I_2 – удельная энтальпия воздуха до и после сушильной камеры, кДж/кг с.в.; C_{m1} и C_{m2} – удельная теплоемкость материала до и после сушки, кДж/кгК; θ_1 , θ_2 – температура материала до и после сушки, °С.

В действительной сушилке теплота тратится не только на испарение влаги из материала ($q_{и}$), перегрев образующегося пара и нагрев уходящего воздуха ($q_{ух.в.}$) но и на следующие потери: нагрев материала и транспортных устройств $q_{тр}$; на компенсацию потерь в окружающую среду $q_{о.с.}$ и термодинамические потери. Кроме того, в сушиль-

ной камере воздуху может быть сообщено от поверхностей нагрева, расположенных в самой камере, добавочное количество теплоты $q_{доб}$. В общем виде уравнение теплового баланса сушильной камеры действительной сушилки можно написать так:

$$q_{кол} + q_{доб} = q_{и} + q_{ух.в.} + \Sigma q_{пот}$$

где $q_{доб}$ – тепло, сообщаемое воздуху в калорифере.

$$\Sigma q_{пот} = q_{м} + q_{тр} + q_{о.с.};$$

$$q_{м} = g_2 \cdot C_{м2} (\theta_2 - \theta_1).$$

Теплоемкость материала можно приближенно рассчитать по формуле

$$C_{м2} = \frac{C_{вл} \cdot W_2 + C_{с.в.вс} \cdot (100 - W_2)}{100}$$

где $C_{вл}$ – удельная теплоемкость воды, $C_{вл} = 4,187$ кДж/(кгК); $C_{с.вещ.}$ – удельная теплоемкость сухого вещества, кДж/(кгК); θ_1 – температура материала на входе в сушилку; °С, обычно принимается равной температуре окружающей среды; θ_2 – температура материала на выходе из сушилки; °С, принимается равной температуре в выгрузочной зоне.

$$t_{max} = t_2(>t_0)$$

где $g_{тр}$ – масса транспорта, проходящего за 1 час через сушильную камеру; кг/ч; $C_{тр}$ – удельная теплоемкость материала транспортного устройства: кДж/(кгК) (для стали 0,48 кДж/(кгК); $\theta_{тр1}$ – температура транспорта на входе в сушильную камеру; °С; принимается равной температуре окружающей среды; $\theta_{тр2}$ – температура транспорта на выходе из сушильной камеры, °С; принимается равной температуре в выгрузочной зоне.

В случае, если транспортное устройство не покидает сушильной камеры (или его нет), принимают $q_{тр} = 0$.

Потеря тепла в окружающую среду $q_{о.с.}$ в общем случае состоит из потерь через ограждения и потерь с утечкой воздуха, которые можно рассчитать по рекомендациям [1]. В нашем случае принимаем потери в окружающую среду 5–10 % от общего тепла, подводимого в сушилку:

$$q_{о.с.} = (0,05 \div 0,1) \cdot (q_{кал} + q_{доб}).$$

Определяем поправку Δ к расчету действительной сушилки:

$$\Delta = q_{доб} + c_{вл\theta_1} - \Sigma q_{пот}.$$

Тогда для действительной сушилки должно выполняться

$$L(I_2 - I_1) = \Delta.$$

По этому уравнению можно найти и построить действительный процесс сушки.

Построение действительного процесса сушки в $I-d$ диаграмме.

Предположим, нам известна линия ВС действительного процесса, тогда для любой его точки (например E , с параметрами I , d) можно записать:

$$\frac{1000}{d - d_1} \cdot (I - I_1) = \Delta.$$

$$q_{\text{кал}} = L \cdot (I_1 - I_0);$$

$$Q = q_{\text{кал}} \cdot U$$

5.2. Расчет вариантов действительной сушки.

Изложенная методика расчета и построения в диаграмме относится к так называемому основному сушильному процессу, в котором весь отработанный газ уходит наружу, и дополнительно в сушильной камере не подогревается. На практике широкое применение имеют сушилки, работающие с возвратом (рециркуляцией) части отработанного сушильного агента, а также с дополнительным подогревом его в сушильной камере или с промежуточным подогревом. Рассмотрим эти варианты сушильного процесса.

5.3. Вариант с рециркуляцией отработанного сушильного агента.

Поймем, что сушильным агентом является атмосферный воздух. Схема работы сушилки с рециркуляцией части отработанного воздуха и изменение параметров его состояния показаны на рис. 5.4.

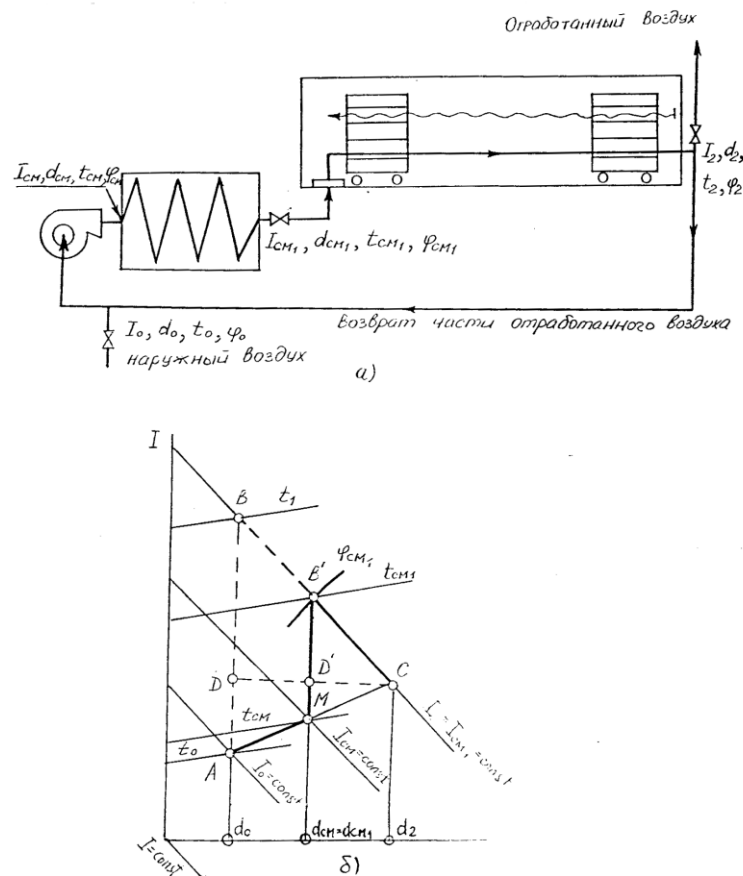


Рис. 5.4. Построение процесса сушки в установке с рециркуляцией отработанного воздуха: а – схема установки; б – построение для теоретической сушилки с рециркуляцией

Часть отработанного воздуха возвращается к вентилятору, смешивается с наружным воздухом, масса которого равна массе отработанного воздуха, выбрасываемого наружу, и в виде смеси поступает в калориер. Подогретая смесь поступает в сушильную камеру: после выхода из нее поток воздуха

снова разветвляется, и часть его выбрасывается наружу, а оставшаяся часть возвращается к вентилятору и т. д.

Параметры смеси I_{cm} и d_{cm} рассчитывают как средневзвешенные величины. Пусть на 1 кг абсолютно сухого наружного воздуха добавляют n кг абсолютно сухого отработанного воздуха, тогда энтальпия смеси (в кДж/кг с.в.).

$$I_{cm} = \frac{(I_0 + nI_2)}{(1 + n)};$$

$$d_{cm} = \frac{(d_0 + nd_2)}{(1 + n)}.$$

Таким образом, зная n , можно найти положение точки M на линии AC , т. е. параметры смеси, или наоборот, зная параметры смеси, можно определить требуемую кратность смешения n . В теоретической сушилке с рециркуляцией процесс изобразится ломаной линией AM (смешение) MB' (нагрев в калорифере) $B'C$ (сушка).

Расход наружного воздуха и части отработанного, выбрасывается наружу (в кг/кг),

$$L = \frac{1000}{(d_2 - d_0)}.$$

Расход циркулирующего воздуха (в кг/кг)

$$L_n = \frac{1000}{(d_2 - d_{cm})}.$$

5.4. Действительная сушилка с рециркуляцией воздуха.

Обычно при расчете сушилки с рециркуляцией известны параметры наружного (точка A) и отработанного воздуха (точка C). Учитывая свойства высушиваемого материала, задаются максимально допустимой температурой воздуха, поступающего в сушильную камеру (t_{cm1}), и рассчитывают величину Δ . Построение процесса в $I-d$ диаграмме и определение расходов циркулирующего воздуха и теплоты проводятся в таком порядке (рис. 3.5):

1. Аналитически определить величину отрезка CC' и отложить его на линии $d_0 = \text{const}$.

2. Через точку C' провести линию $I_1 = \text{const}$, пересечение которой с линией $d_0 = \text{const}$ даст точку B .

3. Провести линию BC , которая при пересечении с заданной линией $t_{cm1} = \text{const}$ даст точку B .

4. Через точку B' провести линию $d_{cm} = \text{const}$, пересечение которой с линией AC даст точку M , характеризующую параметры состояния смеси.

Процесс изобразится линией $AMB'C$.

Так же как и в теоретической сушилке с рециркуляцией, расход теплоты:

$$q_{\text{кал}} = L_n (I_{cm1} - I_{cm}) = m \left(\frac{MB}{CD} \right)$$

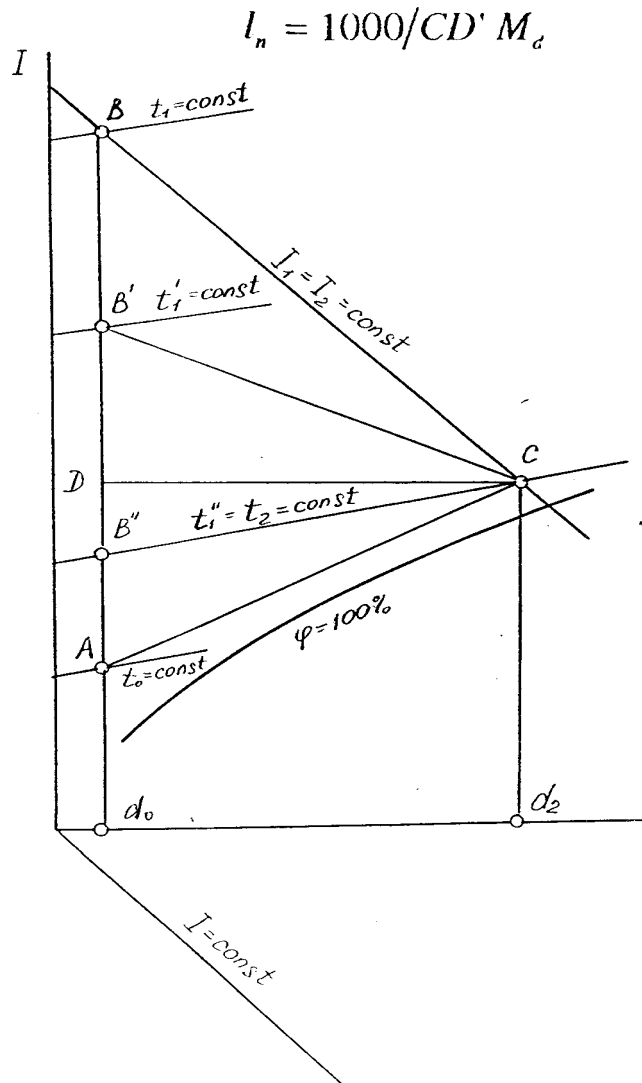


Рис. 5.6. Построение процесса сушки в установки с подогревом воздуха в сушильной камере (4 варианта)

Процесс первый изображается ломаной линией ABC ; точка B лежит на пересечении линии $d_0 = \text{const}$ и линии $I_1 = \text{const}$.

$$q = q_{\text{кал}} = m(AB''/CD); q_{\text{доб}} = 0; t_{\text{max}} = t_1.$$

При этом процесс $t_1 > t_2$, т. е. он протекает при температуре воздуха, также снижающейся в процессе сушки.

Процесс второй изображается ломаной линией $AB'C$:

$$q_{\text{кал}} = m(AB'/CD); q_{\text{доб}} = (BB'/CD);$$

$$q = q_{\text{кал}} - q_{\text{доб}} = m(AB/CD).$$

$t_{\text{max}} = t_1 (< t_1, \text{ но } > t_2)$ – вариант при более низкой начальной температуре воздуха, также снижающейся в процессе сушки.

Процесс третий изображен ломаной линией $AB''C$; точка B'' лежит на изотерме $t_{\text{max}} = t_2 = \text{const}$, т. е. процесс протекает при постоянной температуре воздуха.

$$q_{\text{кал}} = m(AB''/CD); q_{\text{доб}} = m(BB''/CD); q = m(AB/CD).$$

Процесс четвертый изображен линией AC . Вся теплота, потребная для сушки, сообщается только в сушильной камере:

$$q_{\text{кал}} = 0; q = q_{\text{доб}} = m(AB/CD).$$

$t_{\text{max}} = t_2(>t_0)$ – вариант с повышающейся в процессе сушки температурой воздуха.

При вариантах с подогревом воздуха в сушильной камере и с промежуточным подогревом воздуха расход теплоты на сушку и производительность сутки одинаковы.

Если в зонах сушильных камер промышленных сушильных установок требуется создать различные режимы, то часто применяют вариант с промежуточным подогревом воздуха в каждой зоне и с возвратом отработанного воздуха в каждую зону.

Расход циркулирующего воздуха.

5.6. Контрольные вопросы

1. Укажите диапазон длин волн инфракрасного излучения, используемого в практике нагрева пищевых продуктов?
2. Дайте формулировку закона Стефана-Больцмана?
3. Формулировка закона Кирхгофа?
4. Формулировка закона Ламберта?
5. Сформулируйте смысл уравнения лучистого теплообмена твердых серых тел?
6. Сформулируйте принцип подбора инфракрасных генераторов для обработки пищевых продуктов?

ТЕМА 6. РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ ОХЛАЖДАЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯ

На предприятиях пищевой отрасли существуют четыре основных типа камер, в которых производится обработка холодом. Это камеры хранения охлажденных грузов, камеры хранения мороженных грузов, камеры предварительного охлаждения и камеры замораживания.

Поскольку в этих помещениях поддерживается температура воздуха t_B более низкая, чем температура окружающей наружной среды то между окружающей средой и охлаждаемым помещением существует перепад температур $\Delta t = t_n - t_B$. Он и является причиной возникновения теплового потока через наружные ограждения внутрь камеры. Кроме теплового потока существует также поток водяного пара, возникающий в результате разности значений парциального давления внутри и снаружи охлаждаемого помещения.

Проникающие в холодильную камеру теплота и влага приводят к одному и тому же результату: увеличению тепловой нагрузки на холодильное оборудование и увеличению усушки продуктов. Следовательно, изоляция, уменьшая теплопритоки и влагопритоки, способствует уменьшению расхода энергии на холодильную установку и сокращению усушки продуктов. Можно считать, что изоляция представляет собой единство теплоизоляционного материала, пароизоляционного (гидроизоляционного) материала и изоляционной конструкции. Рассмотрим более подробно каждый из компонентов изоляции.

Цель работы: ознакомить студентов с современными теплоизоляционными материалами и конструкциями ограждений охлаждаемых помещений, а также освоить расчет толщины теплоизоляционного материала.

6.1. Основные теоретические сведения.

Теплоизоляционные материалы. Свойства, которыми должны обладать идеальные теплоизоляционные материалы следующие:

низкая способность проводить теплоту, характеризуемая соответственно малой величиной коэффициента теплопроводности X [$\text{Вт}/(\text{м К})$]. Это основное свойство теплоизоляционного материала; малая гигроскопичность (способность сорбировать водяной пар) и малое водопоглощение (способность поглощать капельно-жидкую воду); температуростойкость и морозостойкость. Это значит, что теплоизоляционные материалы не должны становиться хрупкими при понижении температуры и не должны разрушаться при многократном замораживании и размораживании в увлажненном состоянии; химическая инертность по отношению к материалам, с которыми они могут контактировать в изоляционной конструкции; негорючесть или возможно меньшая способность воспламеняться; не иметь запаха и не воспринимать-запахи. Это качество особенно существенно для пищевых предприятий; способность противостоять грызунам и не привлекать их; достаточная механическая прочность; возможность легко обрабатываться обычным режущим инструментом; удовлетворительные экономические показатели (невысокая стоимость и т. п.).

По тепловой эффективности теплоизоляционные материалы подразделяют на четыре группы:

высокоэффективные (λ до $0,045 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$);

эффективные ($\lambda = 0,045\text{--}0,080$);

средней эффективности ($\lambda = 0,08\text{--}0,180$);

низкой эффективности ($\lambda = 0,180\text{--}0,350$)

В холодильной технике в качестве теплоизоляционного материала чаще всего используются материалы первых двух групп.

Наиболее распространенными в настоящее время являются органические искусственные материалы. Это пенопласты, полученные путем вспенивания синтетических смол.

Пенопласты делятся на две группы:
термопластичные;
термонепластичные.

Термопластичные пенопласты размягчаются при повторном нагревании. К ним относятся пенополистиролы марки ПС и пенополивинилхлориды марок ПВХ.

Термонепластичные пенопласты не размягчаются при повторном нагревании. Наиболее широко используются пенополиуретаны марки ПУ и рипор, реже - материалы на основе фенолформальдегидных (ФФ), эпоксидных (Э) и кремнийорганических (К) смол.

Из неорганических искусственных материалов наибольший интерес представляют изделия из стеклянной и минеральной ваты. Из минеральной и шлаковой ваты производят полужесткие и жесткие минераловатные плиты.

Другим материалом этой группы являются асбовермикулитовые плиты. Они изготавливаются из вспученного вермикулита (60 %), асбестовых волокон (20 %) и битумной эмульсии (20 %).

Теплоизоляционные материалы средней и низкой эффективности используются главным образом как строительные материалы в промышленном холодильном строительстве. К ним относятся пенобетон, пеностекло, керамзитобетон и различные шлаки.

Паро- и гидроизоляционные материалы. Защита от проникновения парообразной и капельной влаги выполняется материалами, которые одновременно являются паро- и гидроизоляционными. К ним предъявляются следующие основные требования: высокое сопротивление паропрооницанию. Оно характеризуется малым значением коэффициента паропрооницаемости; не поглощать влагу, что предупреждает гниение материала и обеспечивает долговечность; быть температуроустойчивыми. Материал не должен становиться хрупким при низких температурах и не размягчаться при температурах, соответствующих верхнему пределу рабочих температур; не иметь запаха.

Все паро- и гидроизоляционные материалы по способу нанесения на изолируемую поверхность подразделяются на окрасочные (или обмазочные) и оклеечные.

К материалам окрасочного типа относятся битум и различные битумные мастики.

К оклеенным пароизоляционным материалам относятся различные битумные и не битумные рулонные и листовые материалы следующих двух групп:
битумные материалы с органической основой;
битумные материалы с неорганической (не гниющей) основой.

К первой группе относятся пергамин и рубероид. Их получают путем пропитки кровельного картона легкоплавкими битумами.

Ко второй группе относятся гидроизол, фольгоизол, стеклоизол, стеклорубероид. При строительстве холодильных сооружений в основном используют гидроизол. Он изготавливается путем пропитки асбестового картона битумами.

Более подробно ознакомиться со свойствами теплоизоляционных и пароизоляционных материалов можно в специальной литературе.

6.2. Задание.

Эта работа проводится индивидуально каждым студентом в зависимости от варианта, указанного в табл. 6.1 и 6.2. Вариант определяется двумя последними цифрами

номера зачетной книжки.

Таблица 6.1
Исходные данные.

Последняя цифра шифра	Температура воздуха в камере $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Условия циркуляции воздуха в камере	Предпоследняя цифра шифра	Теплоизоляционный материал	Условия расположения холодильников
1	-20	Умеренная	1	Пенопласт поливинилхлоридный ПВХ-1	В черте города
2	-25	Слабая	2	Пенополистирол ПСБ-С	
3	-35	Интенсивная	3	Пенопласт фенольно-резольный ФРП-1	
4	-2	Умеренная	4	Пенополиуретан ППУ-3С	В пригороде или сельской местности
5	-18	Слабая	5	Рипор	
6	-25	Интенсивная	6	Минераловатные плиты	
7	0	Умеренная	7	Пенопласт поливинилхлоридный ПВХ-2	В черте города
8	-2	Интенсивная	8	Плиты перлитогелевые	
9	0	Умеренная	9	Пенопласт полиуретановый ППУ-101	
0	-2	Умеренная	0	Пенополистирол ПСБ-С	

Таблица 6.2
Исходные данные

Последняя цифра шифра	Место расположения предприятия	Температура среднегодовая $t_{сг}, ^\circ\text{C}$	Температура расчетная $t_{н}, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4
1	Астрахань	9,4	34
2	Иркутск	-1,1	29
3	Саратов	5,3	33
4	Санкт-Петербург	4,3	27
5	Томск	-0,6	29
6	Сочи	13,4	28
7	Воронеж	5,4	33
8	Самара	3,8	32
9	Москва	4,8	30
10	Новосибирск	-0,1	30

Исходные данные записываются в следующем порядке:

Температура воздуха в камере $t_{в}, ^\circ\text{C}$

Условия циркуляции воздуха в камере

Тип теплоизоляционного материала

Район строительства холодильника

Расчетные параметры наружного воздуха:

температура среднегодовая $t_{ср}$, °С

температура расчетная $t_{н,}$, °С

Холодильник одноэтажный без подвальных помещений.

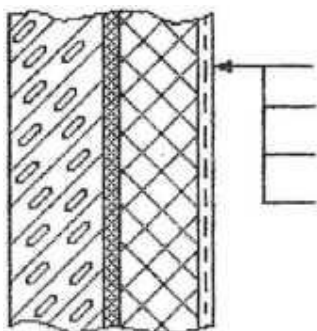
План расположения камеры представлен на рис. 6.1.

Задание. Рассчитать толщину слоя теплоизоляции для наружной стены, перегородки с охлаждаемой камерой, перегородки с коридором, а также покрытия и пола. Округлить полученную величину до стандартного значения. Рассчитать значение действительного коэффициента теплопередачи.



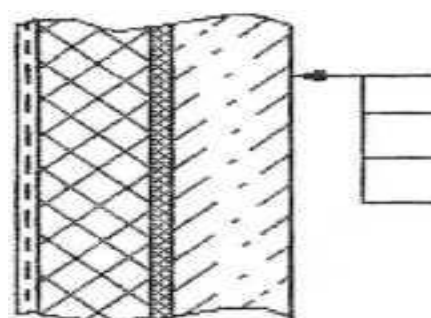
Рис. 6.1. Схема расположения камеры

Конструкции ограждений камеры представлены на рис. 6.2.



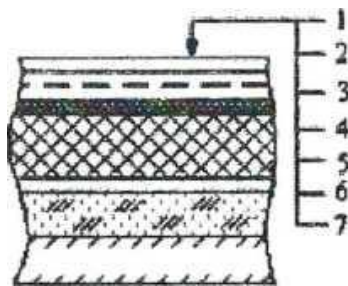
а) Наружная стеновая панель:

- штукатурка по металлической сетке
- теплоизоляция
- пароизоляция
- тяжелый бетон



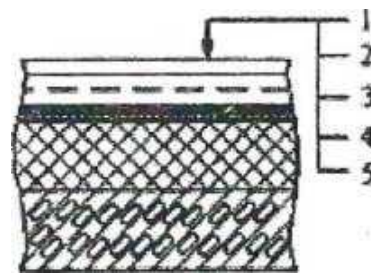
б) Внутренняя стеновая панель:

- панель из керамзитобетона
- теплоизоляция
- пароизоляция
- штукатурка по металлической сетке



в) Покрытие охлаждаемых помещений:

- гидроизоляция
- бетонная стяжка по металлической сетке
- пароизоляция
- теплоизоляция
- железобетонная плита
- монолитное бетонное покрытие
- монолитное бетонное покрытие



г) Полы охлаждаемых помещений:

- армобетонная стяжка
- пароизоляция
- теплоизоляция
- цементно-песчаный р-р
- уплотненный песок
- бетонная подготовка с электронагревателями

Рис. 6.2. Конструкции ограждений холодильных камер

Наружные стены выполнены из бетонной папели (тяжелый бетон $\delta_4 = 0,14$ м), пароизоляции (два слоя гидроизола на битумной мастике $\delta_3 = 0,004$ м), теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту) и слоя штукатурки (сложный раствор по металлической сетке $\delta_1 = 0,02$ м) (рис. 6.2, а).

Перегородки между камерами, а также камерой и остальными помещениями выполняются из керамзитобетонной панели ($\delta_1 = 0,24$ м), пароизоляции (два слоя гидроизола на битумной мастике ($\delta_2 = 0,004$ м)), теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту) и слоя штукатурки (сложный раствор по металлической сетке $\delta_4 = 0,02$ м) (рис. 6.2, б).

Покрытие камеры состоит из гидроизоляции (пять слоев гидроизола на битумной мастике $\delta_1 = 0,012$ м), стяжки из бетона по металлической сетке ($\delta_2 = 0,04$ м), пароизоляции (один слой пергамина $\delta_3 = 0,001$ м), плитной теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту) и железобетонной плиты покрытия ($\delta_5 = 0,035$ м) (рис. 6.2, в).

Пол камер замораживания и хранения мороженой продукции с отрицательными температурами ($t_{\text{в}} = -18, -20, -25, -35$ °С), расположенный на грунте, выполняется из монолитного бетонного покрытия (тяжелый бетон $\delta_1 = 0,04$ м), армобетонной стяжки ($\delta_2 = 0,08$ м), пароизоляции (один слой пергамина $\delta_3 = 0,001$ м), плитной теплоизоляции (материал теплоизоляции по варианту), цементно-песчаного раствора ($\delta_5 = 0,025$ м), уплотнённого песка ($\delta_6 = 1,35$ м) и бетонной подготовки с электронагревателями (рис. 6.2, г).

Пол камер хранения охлажденной продукции с температурами $t_{\text{в}} = 0$ и -2 °С выполняется из тех же слоев, за исключением 6 и 7 слоев. Седьмой слой (бетонная подготовка с электронагревателями) отсутствует, а слой уплотнённого песка делается меньшей толщины ($\delta_6 = 0,5$ м).

Расчет толщины тепловой изоляции. В соответствии с номером зачетной книжки из таблиц 6.1 и 6.2 выписать исходные данные.

Толщина тепловой изоляции $\delta_{\text{из}}$, м, определяется по формуле:

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right]$$

где $\lambda_{\text{из}}$ - коэффициент теплопроводности выбранного теплоизоляционного материала, Вт/(м·К), (табл. 2 прил. 1);

k - нормативный коэффициент теплопередачи рассчитываемого ограждения, Вт/(м²·К), (табл. 3 прил. 1);

$\delta_1, \delta_2, \delta_i$ - толщина каждого слоя ограждения, кроме толщины тепловой изоляции, м;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_i$ - коэффициенты теплопроводности строительных материалов ограждения,

Вт/(м·К), (табл. 1 прил. 1);

α_n - коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к наружной поверхности ограждения, Вт/(м²·К), (табл. 1 прил. 1);

$\alpha_{вн}$ - коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности ограждения к воздуху в камере, Вт/(м²·К), (табл. 1 прил. 1).

Полученное значение $\delta_{из}$ округляется (в сторону увеличения) до величины кратной стандартной толщине плит теплоизоляции (табл. 2 прил. 1). При увеличении толщины теплоизоляции после округления уменьшится коэффициент теплопередачи ограждения, поэтому необходимо определить его действительное значение:

$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \right) + \frac{\delta_{из.ст}}{\lambda_{из}}}$$

$\delta_{из.ст}$ – принятая стандартная толщина изоляционного слоя, м.

6.3. Контрольные вопросы.

1. Назначение изоляции охлаждаемых помещений.
2. Свойства теплоизоляционных материалов.
3. Классификация теплоизоляционных материалов по тепловой эффективности.
4. Органические искусственные материалы. Их классификация и основные материалы этой группы.
5. Неорганические искусственные материалы.
6. Свойства паро- и гидроизоляционных материалов.
7. Перечислить существующие паро- и гидроизоляционные материалы, объяснить, в чем их различие.
8. Выполнить эскиз ограждения холодильника (наружная стена, перегородка, пол, покрытие).
9. Написать формулу определения толщины слоя теплоизоляции.
10. Написать формулу определения действительного коэффициента теплопередачи.

ТЕМА 7. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ В ОХЛАЖДАЕМОЕ ПОМЕЩЕНИЕ

В процессе работы в охлаждаемое помещение могут проникать, а также возникать внутри него следующие теплопритоки:

теплоприток через ограждающие конструкции помещения Q_1

теплопритоки от грузов при их холодильной обработке (охлаждении, замораживании, домораживании) Q_2 ;

теплопритоки с наружным воздухом при вентиляции помещений Q_3 ;

теплопритоки от различных источников при эксплуатации камеры Q_4 .

Целью работы является приобретение студентами навыков в определении теплопритоков в охлаждаемые помещения и умения пользоваться справочными данными при нахождении необходимых для расчета коэффициентов.

7.1. Задание.

Настоящая работа проводится индивидуально каждым студентом в соответствии с вариантом. Вариант определяется двумя последними цифрами номера зачетной книжки. По последней цифре берутся данные из табл. 7.1, предпоследней - из табл. 7.2. Расположение камеры представлено на рис. 7.1.

Здание одноэтажное. Строительная высота камеры $h_{стр} = 6$ м. Кровля плоская, без окраски.

Таблица 7.1
Исходные данные.

Последняя цифра шифра	Наименование хранимого продукта	Длина камеры, м	Ширина камеры, м	Суточное поступление продукта $G_{п.}$, т/сут	Начальная температура продукта и тары t_1 , °C	Температура в камере, тв, °C
1	Сыр	44	15	10	+12	+2
2	Творог	40	20	12	+10	+2
3	Сметана	36	25	8	+14	0
4	Кефир, простокваша	32	30	14	+14	+2
5	Молоко цельное	28	35	16	+10	+4
6	Масло сливочное	24	40	6	+4	-10
7	Баранина	20	45	18	+2	-18
8	Свинина	16	50	20	-2	-12
9	Мясо говяжье	12	55	22	-8	-14
0	Субпродукты	8	60	24	-6	-16

Таблица 7.2.

Предпоследняя цифра шифра	Место расположения предприятия	Географическая широта, град	Расчетная температура наружного воздуха, тн, °С
1	Барнаул	52	31
2	Владивосток	44	23
3	Волгоград	48	35
4	Воронеж	52	33
5	Мурманск	68	25
6	Москва	56	30
7	Новосибирск	56	30
8	Санкт-Петербург	60	27
9	Иркутск	52	29
0	Сочи	44	28



Рис. 7.1. Расположение камеры.

7.2. Расчет теплопритоков.

Теплоприток через ограждающие конструкции. Величина такого теплопритока, Вт, определяется по формуле

$$Q_1 = Q_{1T} + Q'_{1T} + Q_{1c},$$

где Q_{1T} - теплопритоки через стены, перегородки, перекрытия или покрытия, Вт; Q'_{1T} - теплоприток через пол, Вт; Q_{1c} - теплоприток от солнечной радиации, Вт.

$$Q_{1T} = k_d F (t_H - t_B),$$

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, определяемый при расчете толщины изоляционного слоя, Вт/(м²·К); F - площадь поверхности ограждения, через которое рассчитывается теплоприток, м²; t_H - расчетная температура воздуха с наружной стороны ограждения, °С; (t_B - температура воздуха в камере, °С;

При расчете теплопритока через наружные стены и покрытие расчетная температура наружного воздуха определяется по формуле:

$$t_H = 0,4 t_{\text{ср.мес}} + 0,6 t_{\text{а.м}},$$

где: $t_{ср.мес}$, $t_{a.м}$ - соответственно среднемесячная температура самого жаркого месяца года и температура абсолютного максимума, °С. В настоящей работе t_n задается вариантом (табл. 2.2) и не требует расчета.

При расчете теплопритока из помещений, температура в которых известна (холодильные камеры, помещения с кондиционерами и т. д.) в качестве t_n берется температура помещения.

Если внутренние стены отделяют камеру от неохлаждаемых помещений, температура в которых не известна (тамбуры, вестибюли, производственные помещения), то за расчетную разность температур принимают проценты от разности температуры наружного воздуха и воздуха в камере. При этом возможны два случая:

а) если внутреннее ограждение отделяет камеру от неохлаждаемого помещения, сообщаемого с наружным воздухом (т. е. имеющего двери, выходящие непосредственно на улицу), то теплоприток Q_{1T} , Вт, через него определяется по формуле

$$Q_{1T} = k_d F (t_n - t_B) \cdot 0,7,$$

б) если внутреннее ограждение камеры отделяет камеру от неохлаждаемого помещения, не сообщаемого с наружным воздухом, то:

$$Q_{1T} = k_d F (t_n - t_B) \cdot 0,6,$$

Теплоприток от пола Q'_{1T} , Вт, имеющего устройство для обогрева, определяется как:

$$Q'_{1T} = k_d F_{п} (t_{г} - t_B),$$

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи пола, Вт/(м² • К); $F_{п}$ - площадь поверхности пола, м²; $t_{г}$ - средняя температура поверхности устройства для обогрева грунта, °С (при электрообогреве принимают $t_{г} = +1$ °С); t_B - температура воздуха внутри камеры, °С

Электрообогрев пола используется в камерах с отрицательной температурой воздуха для предотвращения промерзания грунта и его вспучивания. В камерах с положительной температурой обогрев пола не применяется, и для расчета теплопритоков пол камеры разбивают на зоны, каждая из которых должна быть шириной 2 м, начиная от наружной стены. Расчет ведут по формуле:

$$Q'_{1T} = \sum (k_{усл} F) (t_n - t_B) m,$$

где $k_{усл}$ - условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола, Вт/(м² • К); F - площадь соответствующей зоны пола, м²; t_n - расчетная температура наружного воздуха, °С; t_B - температура воздуха внутри камеры, °С; m - коэффициент, учитывающий относительное возрастание термического сопротивления пола.

Значения условных коэффициентов теплопередачи $k_{усл}$, Вт/(м² • К), принимают следующие:

на расстоянии до 2 м от наружных стен - 0,47;
от 2 до 4 м от наружных стен - 0,23;
от 4 до 6 м от наружных стен - 0,12;
для остальной поверхности пола - 0,07.

Коэффициент m определяется по формуле:

$$\frac{1}{1+1.25 \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)}$$

где $\delta_1, \delta_2, \delta_i$ - толщина каждого из слоев конструкции пола, м;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - коэффициенты теплопроводности материалов, составляющих конструкцию пола, Вт/(м • К).

Теплоприток от солнечной радиации, Вт, через наружные стены и покрытие камеры

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c$$

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м² • К);

F - площадь поверхности, облучаемой солнцем, м²; Δt_c - избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации для летнего периода, °С.

Избыточную разность температур для плоской кровли рекомендуется принимать по табл. 1 прил. 2. Она зависит от ориентации ограждения по сторонам света, месторасположения холодильника (географической широты), а также типа и цвета покрытия поверхностей, облучаемых солнцем.

Теплоприток от грузов при холодильной обработке. Такой теплоприток Q_2 , Вт, определяется по выражению

$$Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т}$$

где $Q_{2п}$ – теплоприток от продуктов, Вт; $Q_{2т}$ - теплоприток от тары, Вт.

$$Q_{2п} = G_{п} \Delta i \frac{1000}{\tau \cdot 3,6}$$

где $G_{п}$ – суточное поступление продукта в камеру, т/сут.; Δi - разность удельных энтальпий, соответствующих начальной и конечной температурам продукта, кДж/кг; τ - продолжительность холодильной обработки, ч;

Суточное поступление продукта в камеру задается вариантом. Значения энтальпий продуктов принять по табл. 2 прил. 2. Значение начальной температуры продукта определено заданием, а значение конечной принимается равной температуре воздуха в камере. Продолжительность холодильной обработки в камерах хранения - 24 часа.

Так как большинство продуктов поступает на хранение в таре, то необходимо учесть теплопритоки от тары, Q_T , Вт:

$$Q_T = G_T C_T (t_1 - t_2) \frac{1000}{\tau \cdot 3,6}$$

где G_T - суточное поступление тары, т/сут.;

C_T - удельная теплоемкость материала тары, кДж/(кг • К);

t_1, t_2 — соответственно температура тары при поступлении и выходе груза, °С.

Суточное поступление тары определяется в зависимости от материала тары и суточного поступления продукта, т/сут.: если картонная тара, то $G_T = 0,1 G_{п}$; деревянная – $G_T = 0,2 G_{п}$;

металлическая - $G_T = 0,3 G_{п}$.

стеклянная - $G_T = G_{п}$.

Удельная теплоемкость тары C_T , кДж/(кг • К):

картонная - 1,46;
 деревянная - 2,5;
 металлическая - 0,46;
 стеклянная - 0,835.

Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции.

Теплоприток при вентиляции Q_3 учитывается только в специализированных холодильниках и камерах хранения фруктов и овощей.

Эксплуатационные теплопритоки. К ним относятся четыре теплопритока Q_4 , Вт;

$$Q_4 = Q_4^I + Q_4^{II} + Q_4^{III} + Q_4^{IV}$$

где Q_4^I – теплоприток от освещения, Вт;

Q_4^{II} - теплоприток от людей, Вт;

Q_4^{III} - теплоприток от работающих электродвигателей, Вт;

Q_4^{IV} - теплоприток от открывания дверей, Вт.

Теплоприток от освещения.

$$Q_4^I = A F$$

где A - количество теплоты, выделяемое осветительными приборами на 1 м² площади камеры, Вт/м², для камер хранения $A = 1,0$ Вт/м²;

F - площадь камеры, м².

Теплоприток от людей.

$$Q_4^{II} = 350n$$

где n - число работающих людей;

350 - тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, Вт.

Число работающих людей выбирается в зависимости от площади камеры. Для камер площадью до 200 м² $n = 2-3$, свыше 200 м² - $n = 3-4$.

Теплоприток от работающих электродвигателей

$$Q_4^{III} = \sum_{i=1}^n N_{э} \cdot 10^3$$

где $N_{э}$ - мощность электродвигателя, кВт.

Для камер хранения охлажденных грузов мощность устанавливаемых электродвигателей ориентировочно принимается $N_{э} = 1-4$ кВт. Чем больше камера, тем больше мощность установленных электродвигателей. Для камер хранения мороженных грузов

теплоприток Q_4^{III} не учитывается.

Теплоприток от открывания дверей.

$$Q_4^{IV} = K F$$

где K - удельный приток теплоты от открывания дверей, Вт/м²;
 F - площадь камеры, м².

Для определения K можно воспользоваться данными из табл. 3 прил. 2.
Общий теплоприток, который должен быть отведен охлаждающими приборами камеры, определяется как сумма всех выше рассмотренных теплопритоков (Вт):

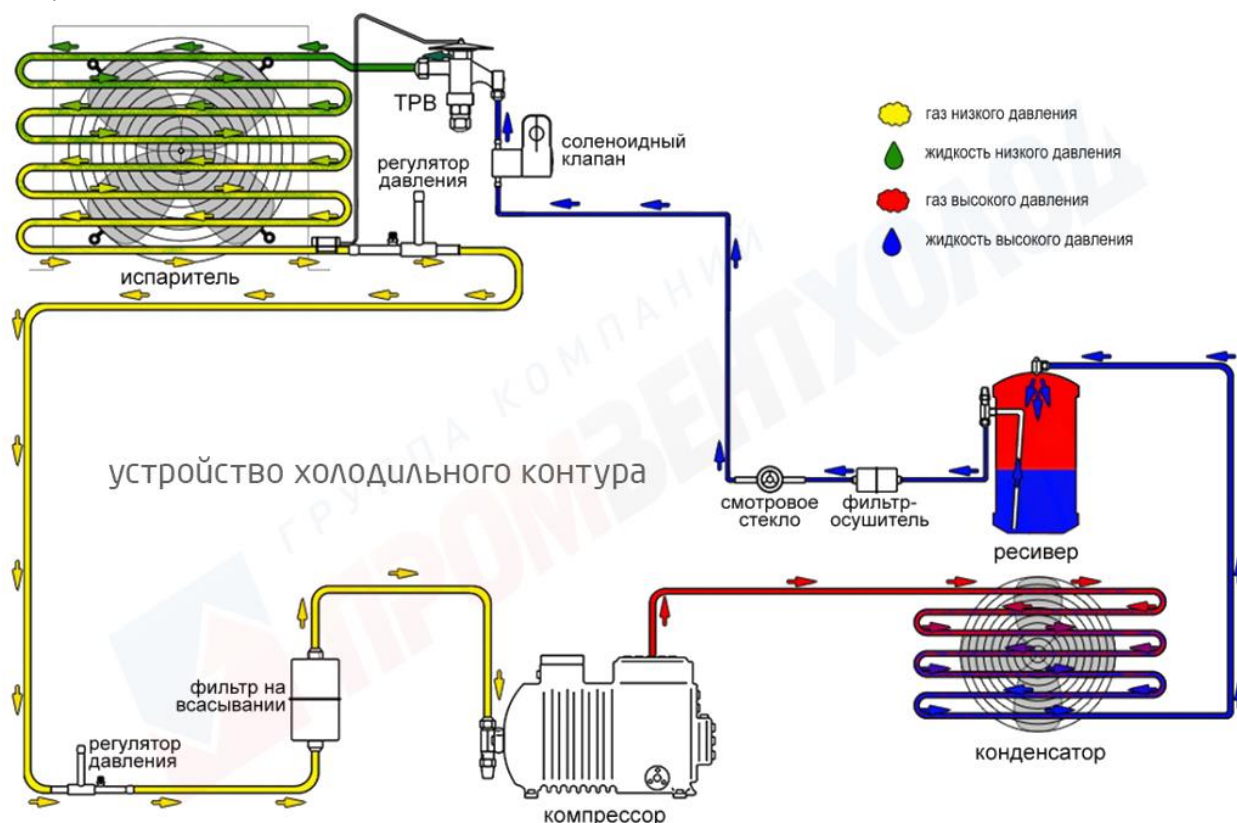
$$Q_{об} = Q_1 + Q_2 + Q_4.$$

7.3. Контрольные вопросы.

1. Классификация теплопритоков.
2. Расчет теплопритоков через наружные стены.
3. Определение расчетной температуры наружного воздуха.
4. Расчет теплопритоков из помещений, температура в которых известна.
5. Расчет теплопритоков из неохлаждаемых помещений, температура в которых неизвестна.
6. Расчет теплопритоков через полы с электрообогревом.
7. Расчет теплопритоков через обогреваемые полы.
8. Расчет теплопритоков от солнечной радиации.
9. Расчет теплопритоков от продуктов при их термической обработке.
10. Расчет теплопритоков от тары.
11. Расчет эксплуатационных теплопритоков.

ТЕМА8. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Охлаждение различных объектов – продуктов питания, воды, других жидкостей, воздуха, технических газов и др. до температур ниже температуры окружающей среды происходит с помощью холодильных машин различных типов. Холодильная машина по большому счету не производит холод, она является лишь своеобразным насосом, который переносит теплоту от менее нагретых тел к более нагретым. Основан же процесс охлаждения на постоянном повторении т.н. обратного термодинамического или другими словами холодильного цикла. В самом распространенном парокомпрессионном холодильном цикле перенос теплоты происходит при фазовых превращениях хладагента – его испарении (кипении) и конденсации за счет потребления подведенной извне энергии.



Основными элементами холодильной машины, с помощью которых реализуется ее рабочий цикл, являются:

- компрессор – элемент холодильного цикла, обеспечивающий повышение давления хладагента и его циркуляцию в контуре холодильной машины;
- дросселирующее устройство (капиллярная трубка, терморегулирующий вентиль) служит регулирования количества хладагента, попадающего в испаритель в зависимости от перегрева на испарителе.
- испаритель (охладитель) – теплообменник, в котором происходит кипение хладагента (с поглощением тепла) и непосредственно сам процесс охлаждения;
- конденсатор – теплообменник, в котором в результате фазового перехода хладагента из газообразного состояния в жидкое, отведенная теплота сбрасывается в окружающую среду.

При этом необходимо наличие в холодильной машине других вспомогательных элементов, – электромагнитные (соленоидные) вентили, контрольно-измерительные приборы, смотровые стекла, фильтры-осушители и т.д. Все элементы соединены между со-

бой в герметичный внутренний контур с помощью трубопроводов с теплоизоляцией. Контур холодильной машины заполняется хладагентом в необходимом количестве. Основной энергетической характеристикой холодильной машины является холодильный коэффициент, который определяется отношением количества тепла, отведенного от охлаждаемого источника, к затраченной энергии.

Холодильные машины в зависимости от принципов работы и применяемого хладагента бывают нескольких типов. Наиболее распространенные парокомпрессионные, пароэжекторные, абсорбционные, воздушные и термоэлектрические.

Хладагент



Хладагент – рабочее вещество холодильного цикла, основной характеристикой которого является низкая температура кипения. В качестве хладагентов чаще всего применяют различные углеводородные соединения, которые могут содержать атомы хлора, фтора или брома. Также хладагентом могут быть аммиак, углекислый газ, пропан и т.д. Реже в качестве хладагента применяют воздух. Всего известно около сотни типов хладагентов, но изготавливается промышленным способом и широко применяется в холодильной, криогенной технике, кондиционировании воздуха и других отраслях всего около 40. Это R12, R22, R134A, R407C, R404A, R410A, R717, R507 и другие. Основная область применения хладагентов – это холодильная и химическая промышленность. Кроме того, некоторые фреоны используют в качестве пропеллентов при производстве различной продукции в аэрозольной упаковке; вспенивателей при производстве полиуретановых и теплоизолирующих изделий; растворителей; а также в качестве веществ, тормозящих реакцию горения, для систем пожаротушения различных объектов повышенной опасности – тепловых и атомных электростанций, гражданских морских судов, боевых кораблей и подводных лодок.

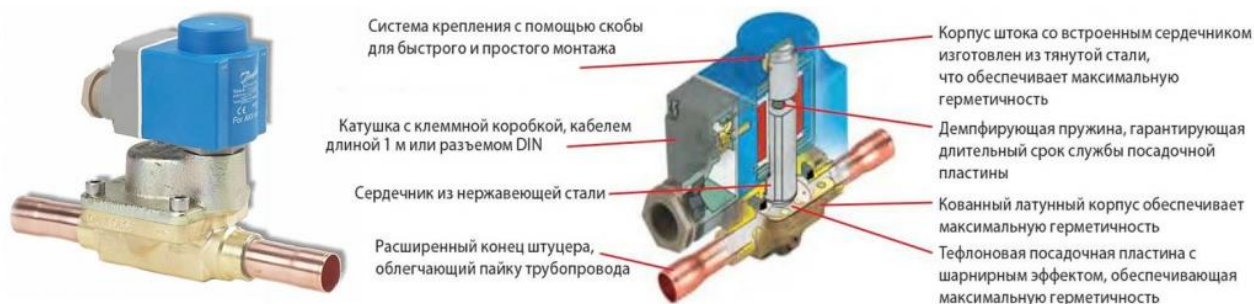
Терморегулирующий вентиль (ТРВ)



Терморегулирующий вентиль (ТРВ) – один из основных компонентов холодильных машин, известен как наиболее распространенный элемент для дросселирования и точного регулирования подачи хладагента в испаритель. ТРВ использует в качестве регулятора расхода хладагента клапан игольчатого типа, примыкающий к основанию тарельчатой формы. Количество и расход хладагента определяется проходным сечением ТРВ и зависит от температуры на выходе из испарителя. При изменении температуры хладагента на выходе из испарителя, давление внутри этой системы меняется. При изменении давления меняется проходное сечение ТРВ и, соответственно, меняется расход хладагента.

Термосистема заполнена на заводе-изготовителе точно определенным количеством того же хладагента, который является рабочим веществом данной холодильной машины. Задача ТРВ – дросселирование и регулирование расхода хладагента на входе в испаритель таким образом, чтобы в нем наиболее эффективно проходил процесс охлаждения. При этом хладагент должен полностью перейти в парообразное состояние. Это необходимо для надежной работы компрессора и исключения его работы т.н. «влажным» ходом (т.е. сжатие жидкости). Термобаллон крепится на трубопровод между испарителем и компрессором, причем в месте крепления необходимо обеспечить надежный термический контакт и теплоизоляцию от воздействия температуры окружающей среды. Последние 15-20 лет в холодильной технике стали получать широкое распространение электронные ТРВ. Они отличаются тем, что у них отсутствует выносная термосистема, а ее роль играет терморезистор, закрепленный на трубопроводе за испарителем, связанный кабелем с микропроцессорным контролером, который в свою очередь управляет электронным ТРВ и вообще всеми рабочими процессами холодильной машины.

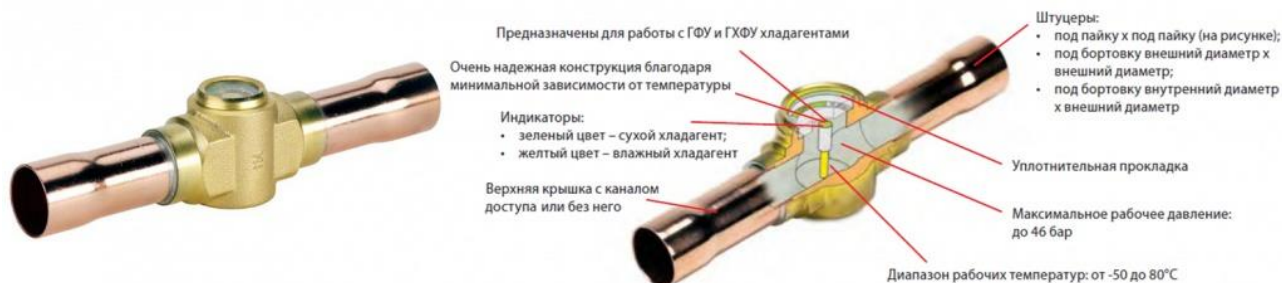
Соленоидный вентиль



Соленоидный вентиль служит для двухпозиционного регулирования («открыто-закрыто») подачи хладагента в испаритель холодильной машины либо для открытия-закрытия от внешнего сигнала определенных участков трубопроводов. При отсутствии питания на катушке тарелка клапана под воздействием специальной пружины удержи-

вает соленоидный клапан закрытым. При подаче питания сердечник электромагнита, соединенный штоком с тарелкой, преодолевает усилие пружины, втягивается в катушку, тем самым приподнимая тарелку и открывая проходное сечение клапана для подачи хладагента.

Смотровое стекло



Смотровое стекло в холодильной машине предназначено для определения:

1. состояния хладагента;
2. наличие влаги в хладагенте, которое определяется цветом индикатора.

Смотровое стекло обычно монтируют в трубопроводе на выходе из накопительного ресивера. Конструктивно смотровое стекло представляет собой металлический герметичный корпус с окном из прозрачного стекла. Если при работе холодильной машины в окне наблюдается поток жидкости с отдельными пузырями парообразного хладагента, то это может свидетельствовать о недостаточной заправке или других неисправностях в ее функционировании. Может устанавливаться и второе смотровое стекло на другом конце указанного выше трубопровода, в непосредственной близости от регулятора расхода, которым может быть соленоидный клапан, ТРВ или капиллярная трубка. Цвет индикатора показывает наличие или отсутствие влаги в холодильном контуре.

Фильтр-осушитель



Фильтр-осушитель или цеолитовый патрон еще один важный элемент контура холодильных машин. Он необходим для удаления влаги и механических загрязнений из хладагента, тем самым защищая от засорения ТРВ. Обычно он монтируется с помощью паяных или штуцерных соединений непосредственно в трубопровод между конденсатором и ТРВ (соленоидным клапаном, капиллярной трубкой). Чаще всего конструктивно представляет собой отрезок медной трубы диаметром 16...30 и длиной 90...170 мм, закатанный с обеих сторон и с присоединительными патрубками. Внутри по краям установлены две металлические фильтрующие сетки, между которыми расположен

гранулированный (1,5...3,0 мм) адсорбент, обычно это синтетический цеолит. Это т.н. разовый фильтр-осушитель, но существуют многоразовые конструкции фильтров с разборным корпусом и резьбовыми трубопроводными соединениями, требующими только время от времени замены внутреннего цеолитового картриджа. Замена разового фильтра-осушителя или картриджа необходима после каждого вскрытия внутреннего контура холодильной машины. Существуют одно-направленные фильтры, предназначенные для работы в системах «только холод» и дву-направленные, используемые в агрегатах «тепло-холод».

Ресивер



Ресивер – герметичный цилиндрический накопительный бак различной емкости, изготовленный из стального листа, и служащий для сбора жидкого хладагента и его равномерной подачи к регулятору расхода (ТРВ, капиллярная трубка) и в испаритель. Существуют ресиверы как вертикального, так и горизонтального типа. Различают линейные, дренажные, циркуляционные и защитные ресиверы. Линейный ресивер устанавливается с помощью паяных соединений в трубопровод между конденсатором и ТРВ и выполняет следующие функции:

- обеспечивает непрерывную и бесперебойную работу холодильной машины при различных тепловых нагрузках;
- является гидравлическим затвором, препятствующим попаданию пара хладагента в ТРВ;
- выполняет функцию масло- и воздухоотделителя;
- освобождает трубы конденсатора от жидкого хладагента.

Дренажные ресиверы служат для сбора и хранения всего количества заправленного хладагента на время ремонтных и сервисных работ, связанных с разгерметизацией внутреннего контура холодильной машины.

Циркуляционные ресиверы применяют в насосно-циркуляционных схемах подачи жидкого хладагента в испаритель для обеспечения непрерывной работы насоса и монтируют в трубопровод после испарителя в точку с самой низкой отметкой по высоте для свободного слива в него жидкости.

Защитные ресиверы предназначены для безнасосных схем подачи фреона в испаритель, их устанавливают совместно с отделителями жидкости во всасывающий трубопровод между испарителем и компрессором. Они служат для защиты компрессора от возможной работы «влажным» ходом.

Регулятор давления



Регулятор давления – автоматически управляемый регулирующий клапан, применяемый для снижения либо поддержания давления хладагента путем изменения гидравлического сопротивления потоку проходящего через него жидкого хладагента. Конструктивно состоит из трех основных элементов: регулирующего клапана, его исполнительного механизма и измерительного элемента. Исполнительный механизм непосредственно воздействует на тарелку клапана, изменяя или закрывая проходное сечение. Измерительный элемент сравнивает текущее и заданное значение давления хладагента и формирует управляющий сигнал для исполнительного механизма регулирующего клапана. В холодильной технике существуют регуляторы низкого давления, чаще называемые прессостатами. Они управляют давлением кипения в испарителе, их устанавливают во всасывающий трубопровод за испарителем. Регуляторы высокого давления называют маноконтроллерами. Их чаще всего применяют в холодильных машинах с воздушным охлаждением конденсатора для поддержания минимально необходимого давления конденсации при понижении температуры наружного воздуха в переходный и холодный период года, обеспечивая тем самым т.н. зимнее регулирование. Маноконтроллер устанавливают в нагнетательный трубопровод между компрессором и конденсатором.

ТЕМА 9. ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛА И РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

9.1. Общие сведения.

Во многих отраслях народного хозяйства для получения температур ниже температуры окружающей среды используется искусственное охлаждение. Охлаждение осуществляется с помощью холодильных машин. Согласно второму закону термодинамики тепло может быть перенесено из холодной среды в теплую путем затраты извне механической или тепловой энергии. Для этого осуществляют специальные термодинамические циклы. Обратный круговой процесс, осуществляющий искусственное охлаждение в результате переноса тепла от холодного тела в окружающую среду, называют холодильным циклом.

Комплекс технических устройств, с помощью которых осуществляется холодильный цикл, называется холодильной машиной. Рабочее тело, с помощью которого осуществляется холодильный цикл в холодильной машине, называется холодильным агентом. Холодильные машины, в которых происходит перенос тепла от более холодного тела к более нагретому в результате кипения и конденсации холодильного агента называют паровыми холодильными машинами.

Циклы паровых холодильных машин осуществляются в области влажного и перегретого пара холодильных агентов. Для построения и расчета циклов паровых холодильных машин необходимо знать термодинамические свойства холодильных агентов. Чаще всего при этом используют диаграммы состояний $\lg p-i$, $i-S$ и т. д., которые составлены на основании экспериментальных исследований и с помощью достаточно точных уравнений.

Целью работы является ознакомление с термодинамическими диаграммами холодильных агентов и принципиальными схемами современных холодильных машин, а также приобретение практических навыков в построении и проведении расчета теоретических циклов паровых холодильных машин.

Термодинамические диаграммы.

Для расчета циклов паровых холодильных машин используют термодинамические диаграммы состояния рабочих тел. Наиболее распространенными являются $T-S$ и $\lg p-i$ диаграммы. На рис 9.1. представлена наиболее распространенная диаграмма $\lg p-i$.

На диаграмме отмечены области различных агрегатных состояний рабочих веществ.

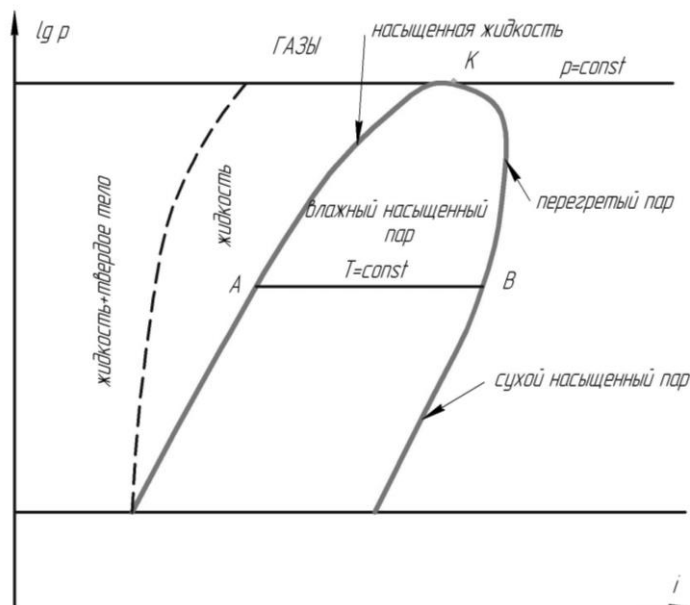


Рис 9.1. Диаграмма $\lg p - i$.

Критическая точка К характеризует состояние рабочего тела, при котором исчезает различие между жидкостью и паром. Состояния, лежащие выше критической точки, есть газы. Ниже критической точки рабочее тело может находиться при одной и той же температуре в жидком (точка А) и парообразном (точка В) состояниях.

Точка, в которой рабочее тело может находиться в твердом, жидком и газообразном состоянии, называется тройной точкой (точка С).

Критическая точка холодильных агентов характеризуется высокой температурой и большим давлением, а тройная - низким значением этих параметров (например холодильный агент R22 имеет $T_{кр} = 96,13 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{кр} = 49,86 \cdot 10^3 \text{ Па}$, $T_{тр} = -160 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Если подводить тепло к жидкости при постоянном давлении, то жидкость нагреется до состояния насыщения (точка А), а затем начнет превращаться во влажный насыщенный пар. При дальнейшем нагреве влажный пар становится сухим насыщенным (точка В), затем перегретым.

Линии, отходящие от критической точки К в диаграммах, являются пограничными кривыми, которые делят диаграмму на отдельные области состояния рабочего тела. Линия СК разделяет область переохлажденной жидкости (жидкости, имеющей температуру ниже температуры насыщения) и влажного насыщенного пара, а линия КD - области влажного насыщенного пара и перегретого пара (пара, имеющего температуру выше температуры насыщения).

Все состояния, лежащие на левой граничной кривой СК есть состояния насыщенной жидкости, а состояния на правой граничной кривой КD - состояния сухого насыщенного пара.

Состояния влажного насыщенного пара характеризуются степенью сухости X, которая показывает количество сухого насыщенного пара, содержащегося во влажном насыщенном паре. Для насыщенной жидкости $X = 0$, для сухого насыщенного пара $X = 1$.

Так как превращение жидкости в пар происходит при постоянном давлении и температуре, то в диаграмме в области влажного насыщенного пара изотермы совпадают с изобарами.

В диаграммах, построенных в международной системе единиц СИ, давление дано в мегапаскалях (МПа), для перевода единиц измерения давления необходимо помнить соотношения единиц давления ($1 \text{ бар} = 0,1 \text{ МПа} = 1,02 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ атм}$).

Диаграмму свойств рабочих тел T-S часто называют тепловой, так как по второму за-

кону термодинамики количество тепла можно определить по формуле $dq = T \cdot dS$, что графически означает площадь на диаграмме под процессом. В диаграмме $\lg p-i$ значения давлений откладываются по оси ординат в логарифмическом масштабе, это сделано для сокращения размеров диаграммы по вертикали. В процессах при постоянном давлении количество подведенной теплоты определяется равенством:

$$q = i_1 - i_2$$

где i_1, i_2 - энтальпии соответственно конца и начала процесса.

Следовательно, графически в диаграмме $\lg p-i$ количество тепла можно показать отрезком, параллельным оси абсцисс. Поэтому диаграмму иногда называют разностной.

9.2. Принципиальные схемы и теоретические циклы паровых холодильных машин.

Простейшая схема аммиачной одноступенчатой паровой холодильной машины с переохлаждением жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем с перегревом всасываемого пара в компрессор представлена на рис. 9.2.

Схема включает в себя испаритель И, компрессор КМ, конденсатор КД, регулирующий вентиль РВ. Все элементы схемы соединены между собой трубопроводами в один контур, внутри которого циркулирует холодильный агент.

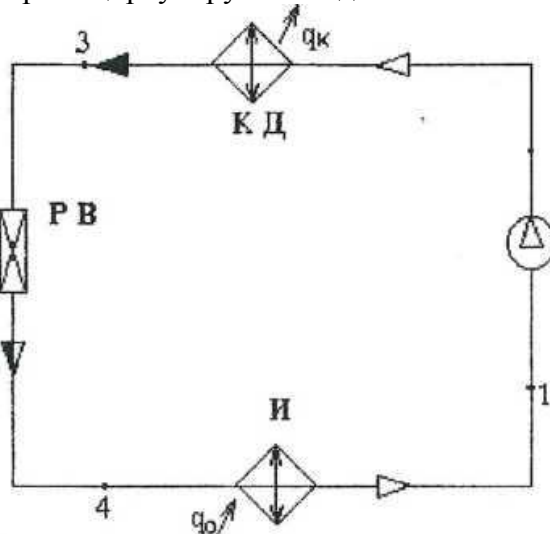


Рис. 9.2. Принципиальная схема паровой холодильной компрессионной машины.

Цикл холодильной машины в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$ представлен на рис. 9.3. Компрессор всасывает пары холодильного агента из испарителя, и сжимает их от давления кипения p_0 до давления конденсации p_k (процесс 1-2). При сжатии паров их температура повышается от $t_{вс}$ (t_1) до t_2 . Далее сжатые пары направляются в конденсатор, где за счет отвода тепла в окружающую среду (вода, воздух) происходит охлаждение перегретого пара до состояния сухого насыщенного при температуре конденсации (процесс 2-2') и процесс конденсации (процесс 2'-3'). За счет избытка теплопередающей поверхности конденсатора жидкий холодильный агент переохлаждается на $3..4^\circ\text{C}$ (процесс 3'-3), а затем дросселируется в регулирующем вентиле РВ (процесс 3-4) от давления конденсации до давления кипения.

После дросселирования влажный насыщенный пар (состояние 4) поступает в испаритель, где за счет подвода тепла от объекта охлаждения происходит процесс кипения холодильного агента (процесс 4-1'). Кроме того, в испарителе происходит небольшой перегрев паров холодильного агента относительно температуры насыщения

на 5... 15 °С (процесс 1'-1).

Пары, образовавшиеся в испарителе при кипении холодильного агента, отсасываются компрессором и цикл повторяется.

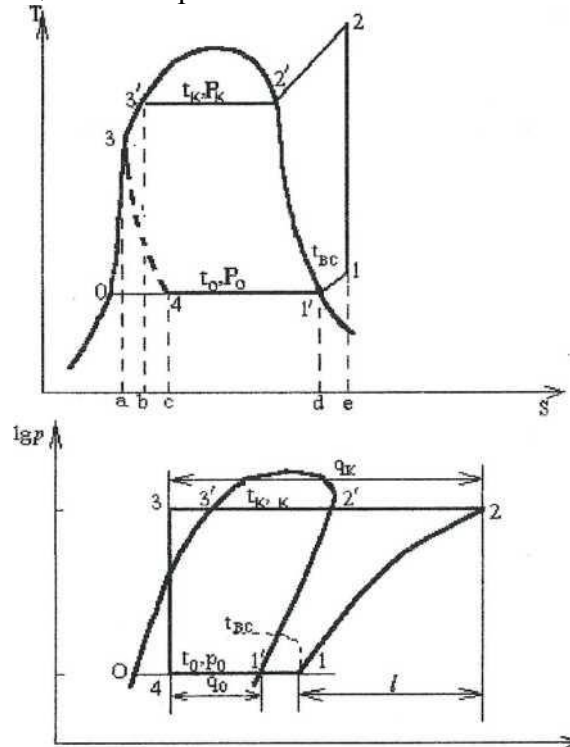


Рис. 9.3. Теоретический цикл паровой холодильной машины в диаграммах T-S и lg p-i

При использовании в качестве рабочих тел фреонов в схемы холодильных машин включают теплообменные аппараты (рис. 9.4). В дополнительном теплообменнике за счет теплообмена между теплым жидким холодильным агентом, идущим из конденсатора, и холодным паром холодильного агента, идущим из испарителя, происходит одновременно переохлаждение жидкого хладагента перед РВ (процесс 3'—3) и перегрев пара на 20... 40 °С (процесс 1'-1), всасываемого в компрессор.

Все остальные процессы аналогичны ранее рассмотренной схеме. Таким образом, цикл холодильной машины с теплообменником, построенный в диаграммах T-S и lg p-i, выглядит так же, как и цикл машины без теплообменника (см. рис. 3.3). Отличие циклов состоит лишь в величине перегрева пара (процесс 1'-1) и переохлаждения жидкости (процесс 3'-3).

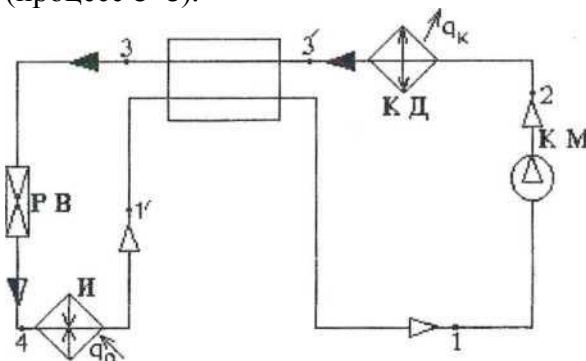


Рис. 9.4. Принципиальная схема паровой холодильной компрессионной машины с дополнительным теплообменником

В T-S-диаграмме удельная массовая холодопроизводительность цикла q_0 эквивалентна площади 4-3'-d-1'. Количество тепла, отводимого в конденсатор q_k изображается площадью b-3'2-e. Затраченная в компрессоре работа / изображается площадью O-3-3'-2-2-1-1'-4-O. Количество тепла, передаваемого в дополнительном теплообменнике от жидкого холодильного агента к парообразному, изображается площадью a-3-3'-b или

площадью $d-l-l-e$ и находится по формуле:

$$q_{\tau o} = i'_3 - i_3 = i_1 - i'_1$$

На $\lg p-i$ -диаграмме величины q_K , q_o , l показаны в виде отрезков.

Построение теоретических циклов паровых холодильных машин и их расчет
Для построения и расчета теоретического цикла холодильных машин в качестве исходных данных задаются: требуемая холодопроизводительность компрессора $Q_{от}$, кВт; температура кипения холодильного агента t_0 , °C; температура конденсации холодильного агента t_k , °C; холодильный агент.

9.3. Задание.

Настоящая работа проводится индивидуально каждым студентом в соответствии с вариантом. Вариант задания определяется двумя последними цифрами номера зачетной книжки по табл. 9.1.

Предпоследняя цифра шифра	Холодопроизводительность	Температура кипения t_0 , °C	Последняя цифра шифра	Температура конденсации t_k , °C	Схема холодильной машины	Холодильный агент
1	40	-15	1	+30	С дополнительным теплообменником	R22
2	60	-10	2	+35		R134
3	80	-25	3	+25		R22
4	100	-15	4	+30		R134
5	120	-20	5	+20		R22
6	140	-5	6	+15		R134
7	160	-30	7	+35	Без дополнительного теплообменника	АММИАК
8	180	-15	8	+30		(R717)
9	200	-20	9	+25		АММИАК
0	220	-25	0	+20		(R717)

Построение циклов в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$ практически удобнее начинать с нанесения на них изобар, соответствующих заданным температурам кипения и конденсации холодильного агента. Затем на изобаре p_0 необходимо определить точку 1. Для этого проводят изотерму, равную (вс. и пересечение изобары p_0 с изотермой t_{BC} дает искомую точку 1. Процесс сжатия холодильного агента в компрессоре происходит адиабатно, т. е. при постоянной энтропии. Следовательно, проводят линию постоянной энтропии от точки 1 до пересечения с изобарой p_k . Получена точка 2 характеризующая состояние холодильного агента после сжатия в компрессоре.

За процессом сжатия (процесс 1—2) на диаграмму следует нанести процессы, протекающие в конденсаторе. Эти процессы располагаются на изобаре конденсации. Конечная точка процесса конденсации - точка 3 пересечения этой изобары с изотермой, соответствующей температуре перед регулирующим вентилем. Для циклов с дополнительным теплообменником положение точки 3 определяют из теплового баланса до-

полнительного теплообменника $i'_3 - i_3 = i_1 - i'_1$, где только одно неизвестное i_3 .

Затем наносится линия, изображающая процесс дросселирования в регулирующем вентиле, которая проходит по изотерме i_3 до пересечения с изобарой p_0 . Точка 4 характеризует состояние холодильного агента при поступлении его в испаритель. После построения цикла в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$ следует определить параметры узловых точек цикла и занести их в таблицу:

Параметр	Номер точки						
	Г'	Г	2	2'	3'	3	4
T, °C							
i, МПа							
i, кДж/кг							
V, м ³ /кг							

Имея числовые значения параметров узловых точек цикла, приступают к его расчету.

При расчете теоретического цикла определяются следующие величины:

1. Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_0 = i_1' - i_4$$

2. Удельная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг;

$$l = i_2 - i_1$$

3. Удельная тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг;

для схем без теплообменника

$$q_k = i_2 - i_3,$$

для схем с теплообменником

$$q_k = i_2 - i_3',$$

Массовый расход хладагента, кг/с,

$$M = Q_{от} / q_0,$$

Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора, м³/с,

$$V_T = (M v_1) / \lambda$$

где v_1 - удельный объем пара на всасывании, м³/кг (точка 1 цикла); λ - коэффициент подачи компрессора, определяемый в зависимости от отношения давлений конденсации и кипения (p_k/p_0).

Для сальниковых поршневых компрессоров при условии $p_k/p_0 < 10$ коэффициент подачи может быть определен по формуле

$$\lambda = -0,55 p_k / p_0 + 1$$

Теоретическая мощность компрессора (адиабатическая), кВт,

$$N_T = M l = M (i_2 - i_1)$$

Тепловая нагрузка на конденсатор, кВт: для схем без теплообменника

$$Q_{кд} = M_{q_k} = M (i_2 - i_3)$$

для схем с теплообменником

$$Q_{\text{кд}} = M_{q_k} = M(i_2 - i_3')$$

На основании полученного значения U_T по каталогу (или прил. 3) подбирается компрессор, объемная производительность которого V_{KM} на 20-40 % больше требуемой V_T . Это обеспечивает работу компрессора с коэффициентом рабочего времени $b = 0,8-0,6$.

Далее производится перерасчет основных параметров с учетом характеристик выбранного компрессора.

Действительный массовый расход хладагента в компрессоре, кг/с,

$$M_{\text{KM}} = (\lambda V_{\text{KM}})/v_1$$

Действительная холодопроизводительность компрессора, кВт,

$$Q_0 = M_{\text{KM}} q_0$$

Действительная нагрузка на конденсатор, кВт:

для схем без теплообменника

$$Q_{\text{кд}} = M_{\text{KM}} q_k = M_{\text{KM}} (i_2 - i_3)$$

$$Q_{\text{кд}} = M_{\text{KM}} q_k = M_{\text{KM}} (i_2 - i_3)'$$

для схем с теплообменником

9.4. Контрольные вопросы

1. Что называется холодильной машиной? Дать определение холодильного цикла.
2. Цель работы.
3. Какие области состояния рабочих тел изображаются в термодинамических диаграммах (ТДД)?
4. Как изображаются изотермы, изобары, изоэнтальпы, изохоры, адиабаты в ТДД?
5. Почему Г-5-диаграмму называют «тепловой», а $\lg p$ / «разностной»?
6. Назовите основные характеристики и процессы цикла холодильной машины.
7. Назначение основных аппаратов холодильной машины и изображение процессов в ТДД, происходящих в них.
8. Назначение в схеме холодильной машины дополнительного теплообменника.
9. Составить тепловой баланс дополнительного теплообменника.

ТЕМА 10. ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛА И РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

На предприятиях пищевой промышленности для замораживания продуктов используются специальные камеры и скороморозильные аппараты, в которых требуется поддержание низкой температуры. Анализ циклов одноступенчатых холодильных машин и их расчет показал, что при понижении температуры кипения холодильного агента возникает ряд негативных последствий:

уменьшение удельной массовой холодопроизводительности q_0 ;

увеличение температуры нагнетания холодильного агента и, как следствие, возможность пригорания смазочного масла на клапанах, или даже его самовоспламенение; уменьшение количества жидкого холодильного агента, поступающего в испаритель после дросселирования; ухудшение объемных и энергетических показателей компрессора; увеличение необратимых потерь, связанных с перегревом пара на нагнетании и процессом дросселирования.

Установлено, что при степени сжатия $p_k/p_0 > 9$ (p_k - давление конденсации, p_0 - давление кипения) применение одноступенчатого сжатия нецелесообразно, и следует перейти к двухступенчатому сжатию.

Цель работы - ознакомление студентов с принципиальной схемой и работой двухступенчатой холодильной машины и приобретение практических навыков в построении и проведении расчета циклов таких машин.

10.1. Принципиальная схема и цикл двухступенчатой холодильной машины.

На рис. 10.1 представлена схема двухступенчатой холодильной машины со змеевиковым промежуточным сосудом и однократным дросселированием.

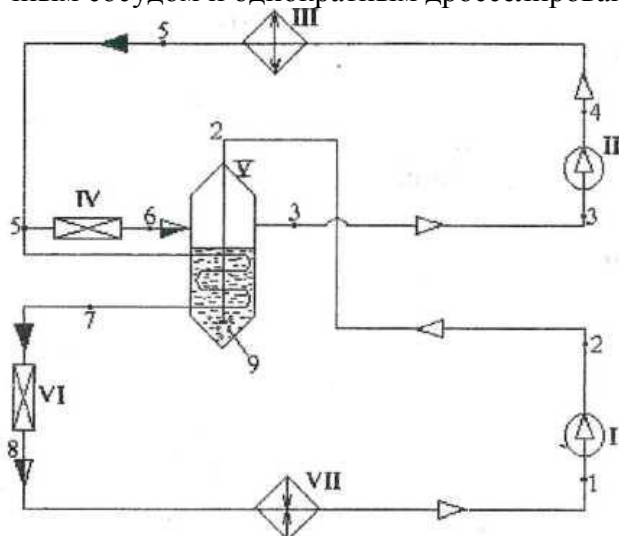


Рис. 10.1. Принципиальная схема двухступенчатой холодильной машины.

Холодильная машина включает в себя следующие элементы:

I - компрессор нижней ступени;

II - компрессор верхней ступени;

III - конденсатор;

IV - вспомогательный регулирующий вентиль;

V - промежуточный сосуд;

VI - основной регулирующий вентиль;

VII - испаритель

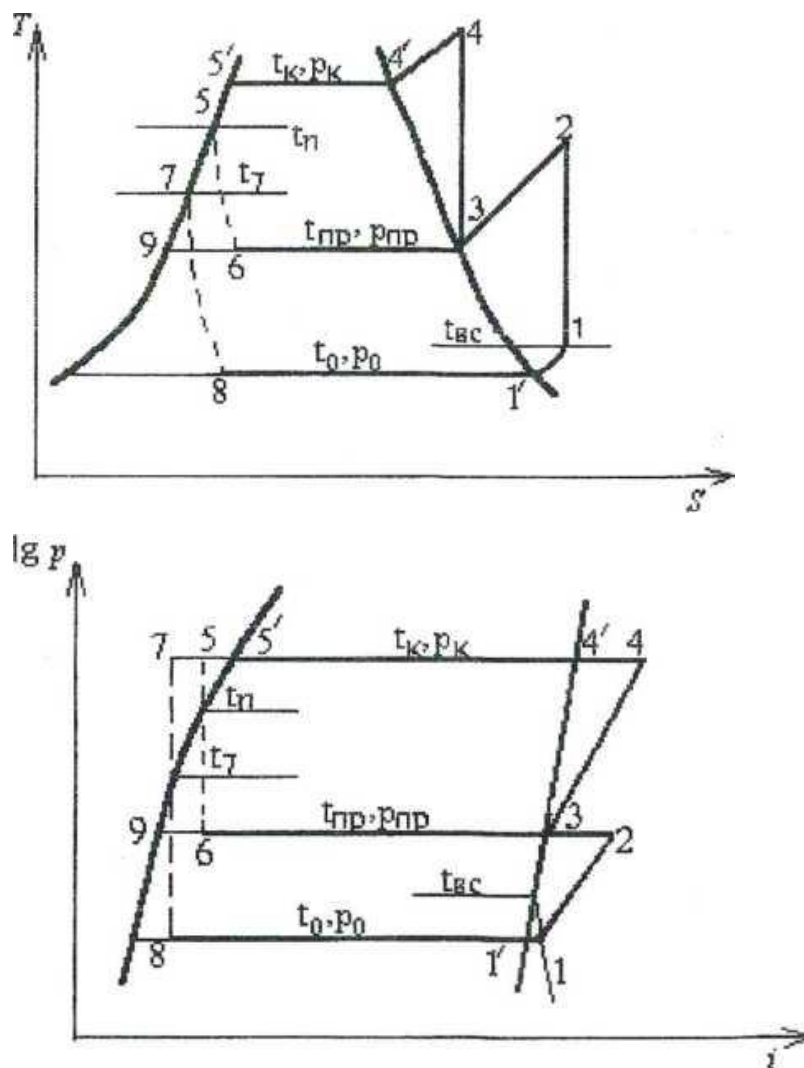


Рис. 10.2. Цикл двухступенчатой холодильной машины в диаграммах $T-S$ и $\lg p-i$

В двухступенчатых холодильных машинах хладагент последовательно сжимается вначале в компрессоре нижней ступени (низкого давления) от давления кипения p_0 до промежуточного p_{np} , а затем, после охлаждения в промежуточном сосуде, в компрессоре верхней ступени (высокого давления) от промежуточного p_{np} до давления конденсации p_k (рис. 10.2).

Промежуточный сосуд выполняет две основные функции: полное промежуточное охлаждение пара, идущего из компрессора нижней ступени. Оно осуществляется при прохождении пара через слой жидкости (барботаж), при этом жидкий холодильный агент кипит, воспринимая тепло от охлаждаемого пара. Процесс кипения происходит при промежуточных давлении и температуре; переохлаждение жидкого холодильного агента после конденсатора в змеевике промежуточного сосуда перед основным регулирующим вентилем. Охлаждение осуществляется также жидким холодильным агентом, кипящим при промежуточной температуре.

Цикл двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием изображен на рис. 10.2.

Построение цикла производится в следующем порядке:

По заданным температурам кипения t_0 и конденсации t_k находят соответствующие им давления p_0 и p_k .

Определяют промежуточное давление p_{np}

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_0 p_k}$$

Находят промежуточную температуру $t_{\text{пр}}$, соответствующую промежуточному давлению.

Рассчитывают температуру переохлаждения жидкого холодильного агента на выходе из змеевика промежуточного сосуда:

$$t_7 = t_{\text{пр}} + 3^\circ \text{C}$$

Определяют температуру переохлаждения жидкого хладагента после конденсатора t_n и температуру перегретого пара на всасывании в компрессор:

$$\begin{aligned} t_n &= t_k - (3 \dots 5)^\circ \text{C}, \\ t_n &= t_0 + (5 \dots 15)^\circ \text{C} \end{aligned}$$

На диаграмму наносят линии температур t_0 , t_k , t_n , $t_{\text{вс}}$, $t_{\text{пр}}$, t_7 и линии давлений p_0 , p_k и $p_{\text{пр}}$ в области перегретого пара, а линию p_k продолжают также и в области переохлажденной жидкости. В результате этих построений на диаграмме получаются точки 1', 3, 4', 5', 5, 7, 9.

Точка 1, характеризующая состояние пара всасываемого в компрессор, находится на пересечении изотермы $t_{\text{вс}}$ и изобары p_0 .

Точка 2, характеризующая состояние пара в конце сжатия в компрессоре нижней ступени, строится на пересечении адиабаты, проводимой из точки 1, с изобарой $p_{\text{пр}}$.

Точка 4, характеризующая состояние пара в конце сжатия в компрессоре верхней ступени, строится на пересечении адиабаты, проводимой из точки 3, с изобарой p_k .

Точка 6, характеризующая состояние влажного пара, подаваемого в промежуточный сосуд, строится на пересечении линии постоянной энтальпии, проводимой из точки 5, с линией $t_{\text{пр}}, p_{\text{пр}}$.

Точка 8, характеризующая состояние хладагента после дросселирования в основном регулирующем вентиле, строится на пересечении линии постоянной энтальпии, проводимой из точки 7, с линией t_0, p_0 .

Процессы, изображенные в диаграмме:

- 1-2 - адиабатное сжатие в компрессоре нижней ступени;
- 2-3 - полное промежуточное охлаждение пара после компрессора нижней ступени в промежуточном сосуде кипящим холодильным агентом (процесс 9-3);
- адиабатное сжатие в компрессоре верхней ступени;
- 4-5 - процесс отвода тепла в конденсаторе, который можно разделить на три процесса: 4-4' - охлаждение перегретого пара до состояния насыщения (сбив перегрева) при постоянном давлении p_k ; 4'-5' - конденсация хладагента при постоянных t_k и p_k ; 5-5' - переохлаждение холодильного агента при давлении p_k ;
- 5-6 - дросселирование части жидкого хладагента до промежуточного давления $p_{\text{пр}}$ во вспомогательном регулирующем вентиле;
- 5-7 - переохлаждение жидкого хладагента в змеевике промежуточного сосуда при давлении p_k кипящим хладагентом (процесс 9-3);
- 7-8 - дросселирование жидкого хладагента до давления кипения в основном регулирующем вентиле;
- 9-3 - кипение жидкого хладагента в промежуточном сосуде за счет подвода теплоты от пара, поступающего из компрессора нижней ступени, и жидкости, протекающей по змеевику;
- 8-1' - кипение в испарителе при постоянных t_0 и p_0 ;
- 1'-1 - перегрев пара на всасывании при постоянном давлении p_0 .

10.2. Задание.

Исходными данными для расчета холодильной машины двухступенчатого сжатия являются:

холодопроизводительность машины Q_0 , кВт;

температура кипения холодильного агента t_0 , °C;

температура конденсации холодильного агента t_K , °C;

вид холодильного агента.

Работа выполняется индивидуально каждым студентом в соответствии с вариантом.

Вариант задания определяется двумя последними цифрами номера зачетной книжки по табл. 10.1.

Таблица 10.1

Предпоследняя цифра шифра	Холодопроизводительность Q_0 , кВт	Температура кипения t_0 , °C	Последняя цифра шифра	Температура конденсации t_K , °C	Холодильный агент
1	300	-40	1	+35	Аммиак
2	280	-25	2	+50	R22
3	260	-20	3	+55	R134
4	240	-35	4	+40	Аммиак
5	220	-30	5	+45	R22
6	200	-25	6	+50	R134
7	180	-45	7	+30	Аммиак
8	160	-35	8	+40	R22
9	140	-30	9	+45	Аммиак
0	120	-50	0	+25	Аммиак

По данным табл. 10.1 строится цикл двухступенчатой холодильной машины в lg p-i-диаграмме. После построения цикла определяются параметры узловых точек и заносятся в таблицу:

Таблица 10.2

Параметр	Номер точки										
	1'	1	2	3	4	4'	5'	5	6	7	8
t_0 , °C											
p, МПа											
i, кДж/кг											
v, м³/кг											

Имея числовые значения параметров узловых точек цикла, приступают к его расчету. Рассчитывают для каждой ступени:

Удельную массовую холодопроизводительность q_0 , кДж/кг,

$$q_0 = i_{1'} - i_8$$

Расход пара в ступени низкого давления M_1 , кг/с,

$$M_1 = Q_0 / q_0$$

Расход пара в ступени высокого давления M_2 , кг/с,

$$M_2 = M_1 \left((i_2 - i_7) / (i_3 - i_6) \right)$$

Объемный расход пара, м³/с: в ступени низкого давления

$$V_1 = M_1 v_1$$

в ступени высокого давления

$$V_2 = M_2 v_3$$

где v_1 и v_3 - удельный объем пара, всасываемого соответственно ступенью низкого и высокого давления, $\text{м}^3/\text{кг}$.

По графику определяют коэффициенты подачи для каждой ступени в зависимости от степени сжатия: для ступени низкого давления $p_{\text{пр}}/p_0$ и ступени высокого давления p_k/p_0 . При этом следует учитывать тип компрессора. Как правило, на нижнюю ступень ставят винтовые компрессоры, а на верхнюю - поршневые.

Если справочная литература отсутствует, то коэффициенты подачи можно определить по следующим аппроксимационным зависимостям:
для винтовых компрессоров

$$\begin{aligned}\lambda_{\text{Н}} &= -0,019 p_{\text{пр}}/p_0 + 0,915, \\ \lambda_{\text{В}} &= -0,019 p_k/p_{\text{пр}} + 0,915,\end{aligned}$$

где $\lambda_{\text{Н}}$ и $\lambda_{\text{В}}$ - коэффициенты подачи соответственно ступеней низкого и высокого давления;

для поршневых сальниковых компрессоров

$$\lambda_{\text{Н}} = -0,05 p_{\text{пр}}/p_0 + 1,$$

$$\lambda_{\text{В}} = -0,05 p_k/p_{\text{пр}} + 1.$$

Рассчитывают описываемый объем компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$:
ступени низкого давления

$$V_{\text{Н.д}} = V_1/\lambda_{\text{Н}}$$

ступени высокого давления

$$V_{\text{В.д}} = V_2/\lambda_{\text{В}}$$

По вычисленным объемам подбирается либо двухступенчатый компрессор с общим блок-картером, в котором объединены ступени низкого и высокого давления, либо два одноступенчатых компрессора. Подбор компрессоров производится по справочной или учебной литературе, а также по каталогам выпускаемого оборудования. При отсутствии литературы можно воспользоваться табл. 2 прил. 3. В случае, если готовый двухступенчатый агрегат не подходит по объемной производительности какой-либо ступени, двухступенчатая холодильная машина может быть составлена из одноступенчатых агрегатов (табл. 1 прил. 3).

Определяют теоретическую мощность компрессора, кВт:
ступени низкого давления

$$N_{\text{Т.Н.д}} = M_1(i_2 - i_1)$$

ступени высокого давления

$$N_{\text{Т.В.д}} = M_2(i_4 - i_3)$$

Рассчитывают действительную мощность компрессора, кВт:
ступени низкого давления

$$N_{\text{и.Н.д}} = N_{\text{Т.Н.д}}/\eta_{\text{и.Н.д}}$$

ступени высокого давления

$$N_{\text{и.В.д}} = N_{\text{Т.В.д}}/\eta_{\text{и.В.д}}$$

где η -соответственно индикаторные КПД ступеней низкого и высокого давления.

Для современных поршневых и винтовых компрессоров, работающих на аммиаке, индикаторный КПД можно принимать 0,79-0,84.

Большие значения коэффициента относятся к более крупным компрессорам.

Для малых и средних компрессоров, работающих на хладагентах, индикаторный КПД можно принимать в пределах от 0,65 до 0,8.

Определяют эффективную мощность, кВт:

ступени низкого давления

$$N_{\epsilon_{Н.Д}} = N_{i_{Н.Д}} / \eta_{M_{Н.Д}}$$

ступени высокого давления

$$N_{\epsilon_{В.Д}} = N_{i_{В.Д}} / \eta_{M_{В.Д}}$$

где η - соответственно механический КПД нижней и верхней ступеней, учитывающий потери на трение.

Для крупных и средних компрессоров, работающих на аммиаке, механический КПД можно принимать от 0,82 до 0,92; для малых и средних компрессоров, работающих на фреонах, - от 0,84 до 0,97.

По эффективной мощности определяется пригодность электродвигателя, поставляемого в комплекте с агрегатом высокой и низкой ступени.

Вычисляют тепловой поток в конденсаторе, кВт.

$$Q_k = Q_0 + (N_{i_{Н.Д}} + N_{i_{В.Д}})$$

10.3. Контрольные вопросы

1. Причины перехода к двухступенчатому сжатию.
2. Условия перехода к двухступенчатому сжатию.
3. Из каких элементов состоит двухступенчатая холодильная машина?
4. Назначение элементов двухступенчатой холодильной машины.
5. Изобразить схему двухступенчатой холодильной машины.
6. Построить цикл двухступенчатой холодильной машины в lg p- i и F-S- диаграммах.
7. Выполнить расчет двухступенчатой холодильной машины.

ТЕМА 11. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОНДИЦИОНЕРОВ

План

- а) Кондиционеры сплит-систем.
- б) Канальные кондиционеры и кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией.
- в) Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами.
- г) Крышные кондиционеры.
- д) Центральные кондиционеры.

Кондиционеры сплит-систем. Для кондиционирования воздуха жилых и общественных помещений наибольшее распространение получили кондиционеры сплит-систем, которые состоят из внешнего блока (компрессорно-конденсаторного агрегата) и внутреннего блока (испарительного). Во внешнем блоке находятся компрессор, конденсатор и вентилятор. Внешний блок может быть установлен на стене здания, на крыше или чердаке, в подсобном помещении, т.е. в таком месте, где горячий конденсатор может обдуваться атмосферным воздухом. Внутренний блок устанавливается непосредственно в кондиционируемом помещении и предназначен для охлаждения или нагревания воздуха, его фильтрации и создания необходимой подвижности воздуха в помещении. Блоки соединены между собой двумя медными трубками в теплоизоляции, которые проводятся, как правило, в подвесных потолках, за панелями или закрываются декоративными пластиковыми коробами и применяются для кондиционирования помещений от 15 до 140 м². Основным преимуществом кондиционеров сплит-систем является относительная простота конструкции, позволяющая получать достаточно низкую стоимость кондиционера при быстрой и легкой его установке. Недостатком таких кондиционеров считается невозможность подачи в помещения свежего воздуха. Только модели большой мощности и настенно-потолочного типа позволяют организовать подмес небольшого количества свежего воздуха (до 10 %). Типы кондиционеров сплит-систем представлены на рис. 11.1.

Наибольшее распространение получили настенные кондиционеры, в которых к одному наружному блоку подсоединен один внутренний блок. При кондиционировании нескольких соседних комнат могут использоваться модели, в которых к одному наружному блоку подключены два – четыре внутренних блока. Такие системы называются мультисплит-системы.

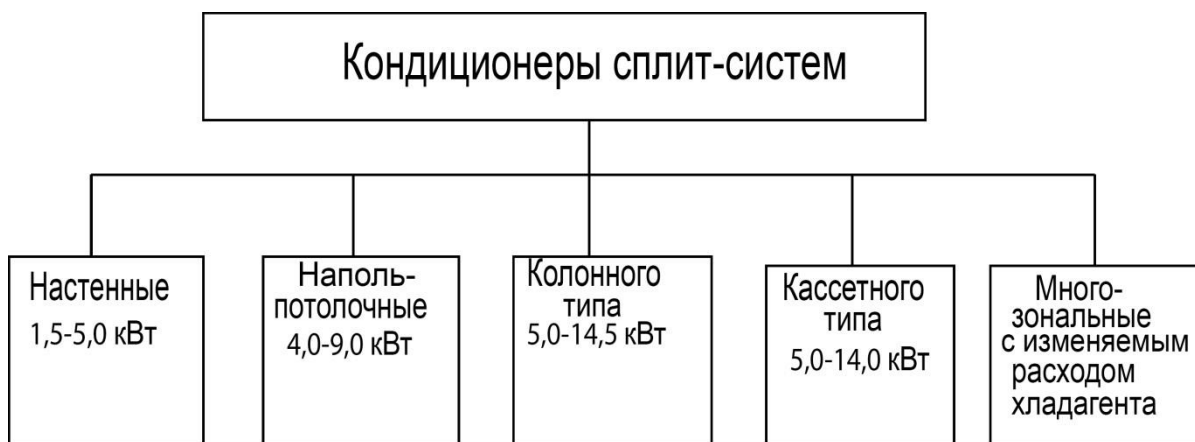


Рис. 11.1. Типы кондиционеров сплит-систем

Для кондиционирования здания, имеющего большое количество помещений с разными тепловыми нагрузками, изменяющимися в течение суток, были разработаны многозо-

нальные системы с изменяющимся расходом холодильного агента. Такие системы позволяют к одному наружному блоку подсоединять до 16 внутренних блоков не только различной мощности, но и разного конструктивного исполнения. Кроме того, блоки могут включаться и работать независимо друг от друга, причем часть их – на режиме охлаждения, а часть – на режиме обогрева.

Канальные кондиционеры и кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией. Канальные кондиционеры предназначены (рис. 11.2) для кондиционирования нескольких помещений одновременно 4. Канальный кондиционер рассчитан прежде всего на работу в режиме рециркуляции. Внутренние блоки канальных кондиционеров устанавливаются за подшивным потолком, воздух раздается воздуховодами по отдельным помещениям. Внутренний блок канального кондиционера имеет более простую конструкцию, так как к нему не предъявляются требования дизайна в отличие от кондиционеров сплит-систем. Воздух забирается из помещения через заборную решетку, проходит внутренний блок и системой воздуховодов снова подается в помещения через распределительные решетки. Блок имеет более мощный вентилятор, позволяющий преодолеть сопротивление распределительных воздуховодов и решеток. Канальный кондиционер состоит из двух блоков: компрессорно-конденсаторного (наружного блока) и испарительного (внутреннего блока).

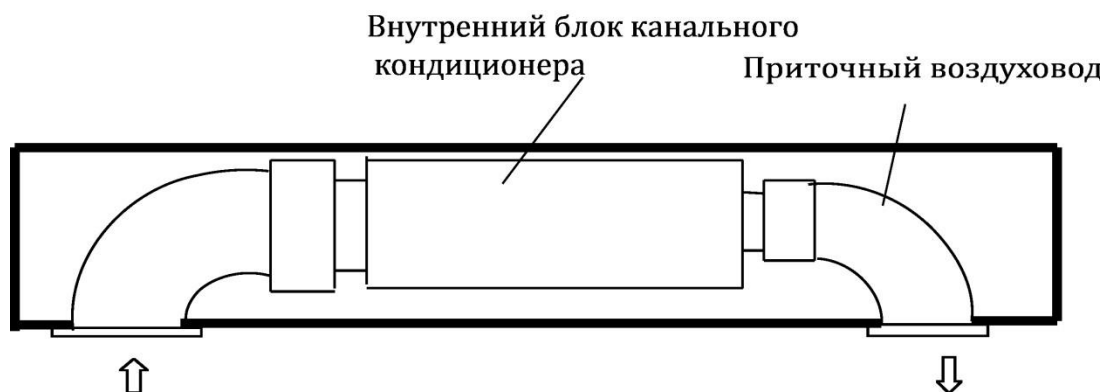


Рис. 11.2. Размещение внутреннего блока канального кондиционера

Более широкими возможностями и преимуществами обладают кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией, позволяющие эффективно решать одновременно задачи вентиляции и кондиционирования помещения в течение всего года.

Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами. Чиллер представляет собой холодильную машину, предназначенную для охлаждения жидкости (вода, незамерзающие жидкости). Некоторые модели чиллеров могут работать в режиме теплового насоса.

Фанкойл – это агрегат, устанавливаемый в помещении и включающий теплообменник с вентилятором, фильтр, пульт управления.

Системы с чиллерами и фанкойлами позволяют обеспечить независимое регулирование температуры одновременно в большом количестве помещений, например в гостиницах, офисах и т.д. Потребители – кондиционеры-доводчики (фанкойлы) могут произвольно включаться и выключаться, изменять свою холодо- или теплопроизводительность.

Кроме фанкойлов потребителями могут быть теплообменники центрального кондиционера, какое-либо технологическое оборудование.

Воздух из помещения подается вентилятором на теплообменник фанкойла, в котором он охлаждается или подогревается. В фанкойл может подаваться некоторое количество

свежего воздуха от центрального кондиционера или приточной установки. В этом случае система с чиллерами и фанкойлами одновременно решает задачи вентиляции. Циркуляция жидкости от чиллера к потребителям обеспечивается насосной станцией, представляющей собой законченный агрегат, включающий циркуляционные насосы, расширительный бак, аккумулирующий бак, запорную арматуру и необходимую автоматику.

Крышные кондиционеры. Крышные кондиционеры (рис. 11.3) представляют собой холодильную машину, конструктивно выполненную в виде моноблока, предназначенного для установки на плоских кровлях зданий. Если крыша имеет наклон, то кондиционер устанавливают на специальных рамах.

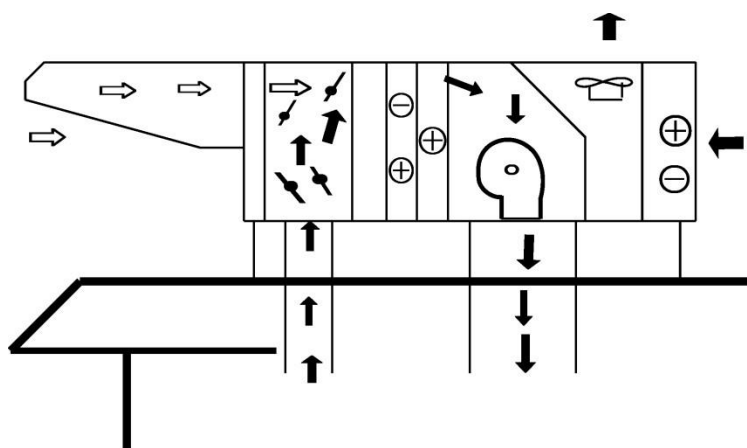


Рис. 11.3. Типовая схема крышного кондиционера

Крышные кондиционеры позволяют одновременно осуществлять вентиляцию и регулировать температуру воздуха в помещении. Обычно они применяются для кондиционирования и вентиляции супермаркетов, спортивных сооружений, конференц-залов, т.е. больших открытых залов с общей крышей. Свежий воздух забирается с улицы через воздухозаборную решетку. Рециркуляционный воздух забирается из помещения и подается в смесительную камеру. Расход воздуха регулируется изменением положения заслонок. Из смесительной камеры воздух проходит через фильтр и подается к теплообменнику (испарителю или конденсатору) холодильной машины, где он охлаждается или нагревается (в кондиционерах с тепловым насосом).

Для подогрева воздуха в кондиционер может встраиваться дополнительный электрический или водяной нагреватель. После теплообменников воздух с требуемой температурой подается центробежным вентилятором в воздуховоды для раздачи по помещениям. Воздух для охлаждения конденсатора забирается из атмосферы вентилятором, входящим в конструкцию кондиционера и выбрасывается в атмосферу. Диапазон мощностей крышных кондиционеров от 8 до 140 кВт, расход воздуха от 1500 до 25000 м³/ч.

Центральные кондиционеры. Центральные кондиционеры, нашедшие широкое применение в комфортном и технологическом кондиционировании, представляют собой неавтономные кондиционеры, снабжаемые извне холодом (подводом холодной воды или незамерзающих жидкостей), теплом (подводом горячей воды или пара) и электроэнергией для привода вентиляторов, насосов, запорнорегулирующих аппаратов на воздушных и жидкостных коммуникациях и пр.

Центральные кондиционеры предназначены для обслуживания нескольких помещений или одного большого помещения. Иногда несколько центральных кондиционеров обслуживают одно помещение больших размеров (театральный зал, стадион, производственный цех и т.п.). Современные центральные кондиционеры выпускаются в секци-

онном исполнении и состоят из унифицированных типовых секций, предназначенных для тепловлажностной обработки воздуха, смешения и перемещения потоков воздуха. Корпус кондиционера выполнен на базе каркаса из алюминиевых профилей, к которым крепятся постоянные и съемные панели. Панели состоят из наружного и внутреннего оцинкованных листов, между которыми устанавливается минераловатная теплоизоляционная прокладка.

Требования к параметрам кондиционируемого воздуха лежат в основе технологической компоновки, поэтому набор секций может быть весьма разнообразен. Секции могут быть смонтированы в двухъярусном исполнении. Размеры секций унифицированы и зависят, как правило, от расхода и скорости обрабатываемого воздуха. Основные секции, используемые при компоновке центрального кондиционера, такие: вентиляционная, охлаждения, нагрева, увлажнения, фильтрации, шумоглушения и секция теплоутилизации. Выбор той или иной компоновки (технологической схемы обработки воздуха) зависит от многих факторов, в первую очередь от назначения и режима использования помещений, а также от санитарно-гигиенических, строительно-монтажных, архитектурных, эксплуатационных и экологических требований.

Вопросы:

1. Кондиционер-доводчик.
2. Крышный кондиционер.
3. Воздухораспределитель. Что такое чиллер?
4. Основное конструктивное отличие сплит-систем от других кондиционеров?
 - Конструкция монтируется за фальшпотолком.
 - Наличие наружного и внутреннего блоков.
 - Наличие двух компрессоров.
 - Отсутствие вентилятора.
5. Где располагается конденсатор при наличии наружного и внутреннего блоков кондиционера?
 - Во внутреннем блоке.
 - В наружном блоке.
 - Конденсатор не нужен.
6. Какого типа вентилятор используется во внутреннем блоке кондиционера сплит-системы?
 - Осевой.
 - Тангенциального типа.
 - Канальный.
7. Каким образом в кондиционере сплит-систем происходит охлаждение конденсатора?
 - Воздушное охлаждение.
 - Водяное охлаждение.
 - Не охлаждается.

ТЕМА 12. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В отличие от основных элементов – компрессора, конденсатора, дроссельного вентиля и испарителя, совокупность процессов в которых и составляет термодинамический цикл холодильной машины, элементы вспомогательного оборудования, за редким исключением, в формировании цикла не участвуют. Тем не менее, они играют существенную роль – делают работу холодильной машины более удобной, безопасной и долговечной.

12.1. Аммиачные холодильные машины

Назначение, устройство и место расположения вспомогательного оборудования в таких холодильных машинах рассмотрим на примере холодильной установки на две температуры кипения. В схему включены одноступенчатый и два двухступенчатых компрессора, имеющие общую нагнетательную линию.

Маслоотделитель II устанавливают на нагнетательном трубопроводе перед **конденсатором III** для отделения масла, увлекаемого парами холодильного агента из компрессора, чтобы не допустить попадания его в больших количествах в теплообменные аппараты (конденсатор и испаритель).

Из компрессора масло уносится в виде мелких капель, либо в парообразном состоянии, так как при температурах 80...150 °С оно частично испаряется (3...30 %). В самых простых маслоотделителях отделение масла происходит под действием резкого изменения направления движения и разности между плотностями масла и пара.

Для изменения направления движения пара в аппарате устанавливают перегородку (рис. 12.1 а) или определенным образом располагают патрубки. В этом случае маслоотделители улавливают только 40...60 % масла, унесенного из компрессора, так как пары масла и его очень мелкие капли такие аппараты не улавливают.

В циклонный маслоотделитель (рис. 12.1 б) пар поступает по патрубку 1 и попадает на направляющие лопатки 4, где приобретает вращательное движение. Под действием центробежной силы капли масла отбрасываются на корпус и образуют медленно стекающую вниз пленку. При выходе со спирали пар резко изменяет направление и по патрубку 2 уходит из маслоотделителя. Перегородка 5 защищает отделившееся масло от струи пара.

Для более тщательного отделения масла в маслоотделителях применяют также водяное охлаждение (рис. 12.1 в) или промывку выходящего из компрессора пара в жидком аммиаке (рис. 12.1 г). При этом парообразное масло конденсируется и вязкость его увеличивается, в результате чего образуются более крупные капли масла, которые легко отделяются от пара холодильного агента.

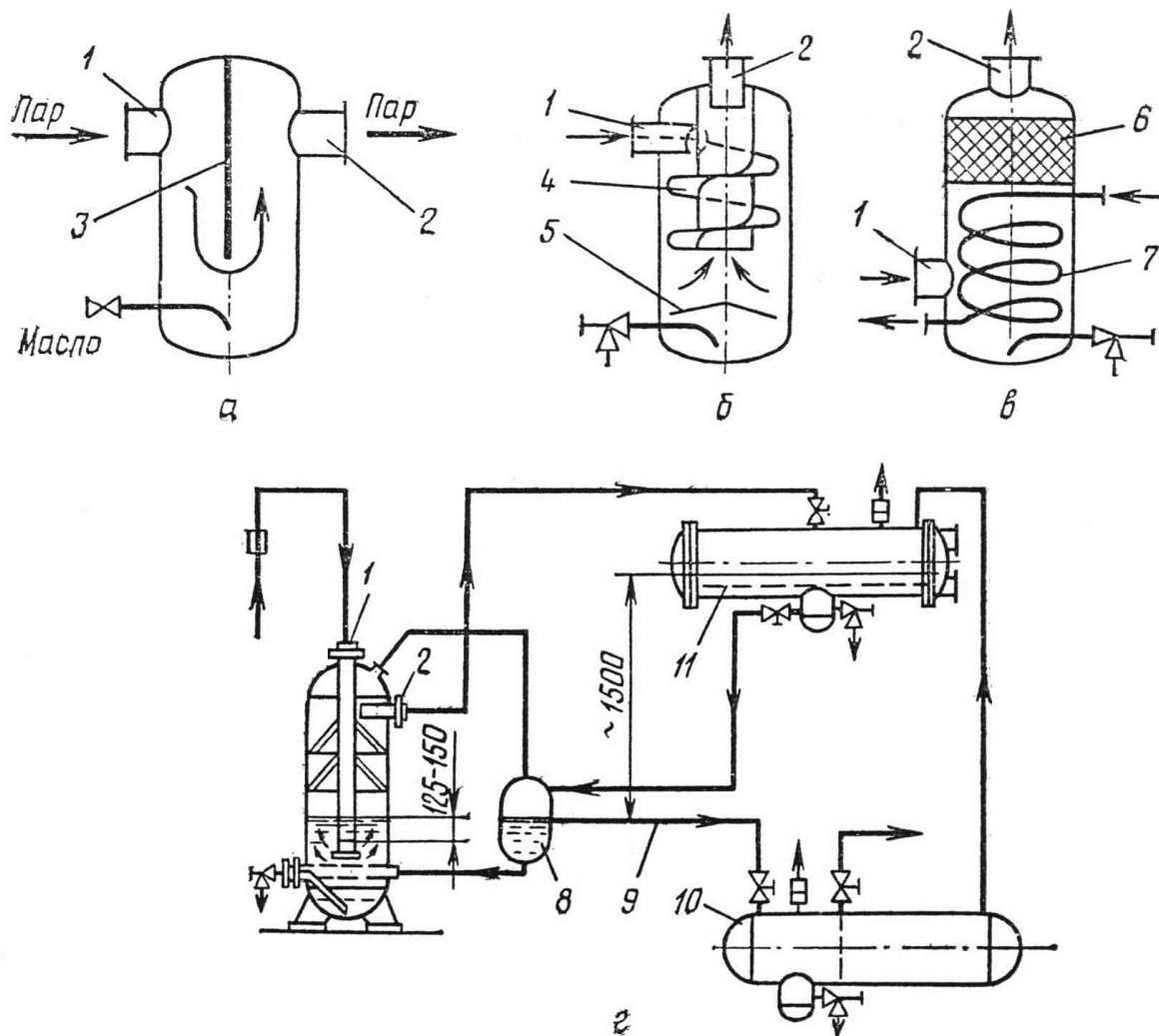


Рис. 12.1 Маслоотделители: а – с перегородкой; б – циклонный; в – с водяным охлаждением; г – с промывкой паров в жидком аммиаке; 1 – патрубок для входа пара; 2 – патрубок для выхода пара в конденсатор; 3 – перегородка; 4 – направляющие лопатки; 5 – перегородка, защищающая от струи пара; 6 – насадка; 7 – водяной змеевик; 8 – уровнедержатель; 9 – переливная труба; 10 – ресивер; 11 – конденсатор

В маслоотделителе с водяным охлаждением (рис. 12.1 в) охлаждающая вода циркулирует по змеевику 7. Пар холодильного агента с маслом подается через патрубок 1 и многократно изменяет направление движения вследствие соответствующего расположения патрубков и насадки 6 из отбойных колец (или металлической стружки). Пар выходит через патрубок 2. Масло выпускают через поплавковый перепускной клапан в картер компрессора.

В маслоотделителе с промывкой паров в жидком аммиаке (рис. 12.1 г) пар вместе с маслом поступает из компрессора через патрубок 1, опущенный под уровень жидкого аммиака. Жидкость в маслоотделитель подводят от конденсатора (или ресивера). При выходе из патрубка 1 пар барботирует через слой жидкости и охлаждается, что обуславливает лучшее отделение масла. Поднимаясь по аппарату, пар проходит отбойные тарелки с отверстиями, которые тоже способствуют задержанию масла, и выходит через патрубок 2 в конденсатор 11. Плотность масла больше, чем жидкого аммиака, поэтому оно скапливается в нижней части аппарата, под жидким аммиаком и периодически выпускается из маслоотделителя.

В циклонных маслоотделителях и маслоотделителях с водяным охлаждением или с промывкой пара в жидком аммиаке отделяется 95...97 % масла, унесенного парами из компрессора.

Маслоотделители подбирают по диаметру корпуса или нагнетательного штуцера

d компрессора, который определяют из уравнения неразрывности или сплошности потока:

$$d = \sqrt{\frac{4M v_2}{\pi w}}, \quad (12.1)$$

где M – массовый расход пара, кг/с;

v_2 – удельный объем нагнетаемого компрессором пара, м³/кг;

w – скорость движения пара в корпусе (в штуцерах), м/с.

Скорость движения пара в корпусе маслоотделителя должна поддерживаться 0,7...1 м/с, а в нагнетательных штуцерах – для аммиака 20...25 м/с (для хладонов 15...20 м/с).

Выпуск масла из маслоотделителя аммиачной холодильной установки опасен (маслоотделитель находится под давлением 0,8...1,8 МПа) и приводит к потере холодильного агента.

Градирия IV является важнейшим элементом оборотной системы водоснабжения конденсатора (трубопроводы этой системы обозначают на схеме цифрой 1). Она устанавливается на открытом воздухе, вблизи компрессорного цеха, и представляет собой обычное душирующее устройство больших размеров. Предназначена для охлаждения проточной воды в системе конденсатора III. Для интенсификации теплоотдачи от оборотной воды к окружающему воздуху градирии часто снабжают вентиляторами. Такие градирии называют **вентиляторными**.

Отметим также, что на крупных холодильных установках, а также в системах оборотного водоснабжения других предприятий (например, тепловых электростанций), часто вместо градирен используют брызгательные бассейны, декоративные фонтаны и т.п., выполняющие по сути ту же функцию охлаждения оборотной воды.

Водяной насос V устанавливают рядом с градирией для организации движения оборотной воды через конденсатор. Как правило, в таких системах используются герметичные центробежные насосы.

Линейный ресивер VI устанавливается на стороне высокого давления за конденсатором и связан с ним жидкостной и паровой уравнительными линиями. Он предназначен для сбора конденсата аммиака и создания его запаса, что необходимо для бесперебойной работы холодильной установки. Кроме того, линейный ресивер предназначен для освобождения конденсатора от излишка жидкого аммиака.

При эксплуатации ресивер по соображениям безопасности заполняют жидкостью только на 50 % объема. Вместимость линейного ресивера рассчитывают по общему объему испарительной системы.

Отечественной промышленностью выпускаются линейные ресиверы двух типов: горизонтальные РД и вертикальные РДВ (рис. 12.2). Ресиверы РД могут быть использованы в качестве циркуляционных, защитных или дренажных ресиверов.

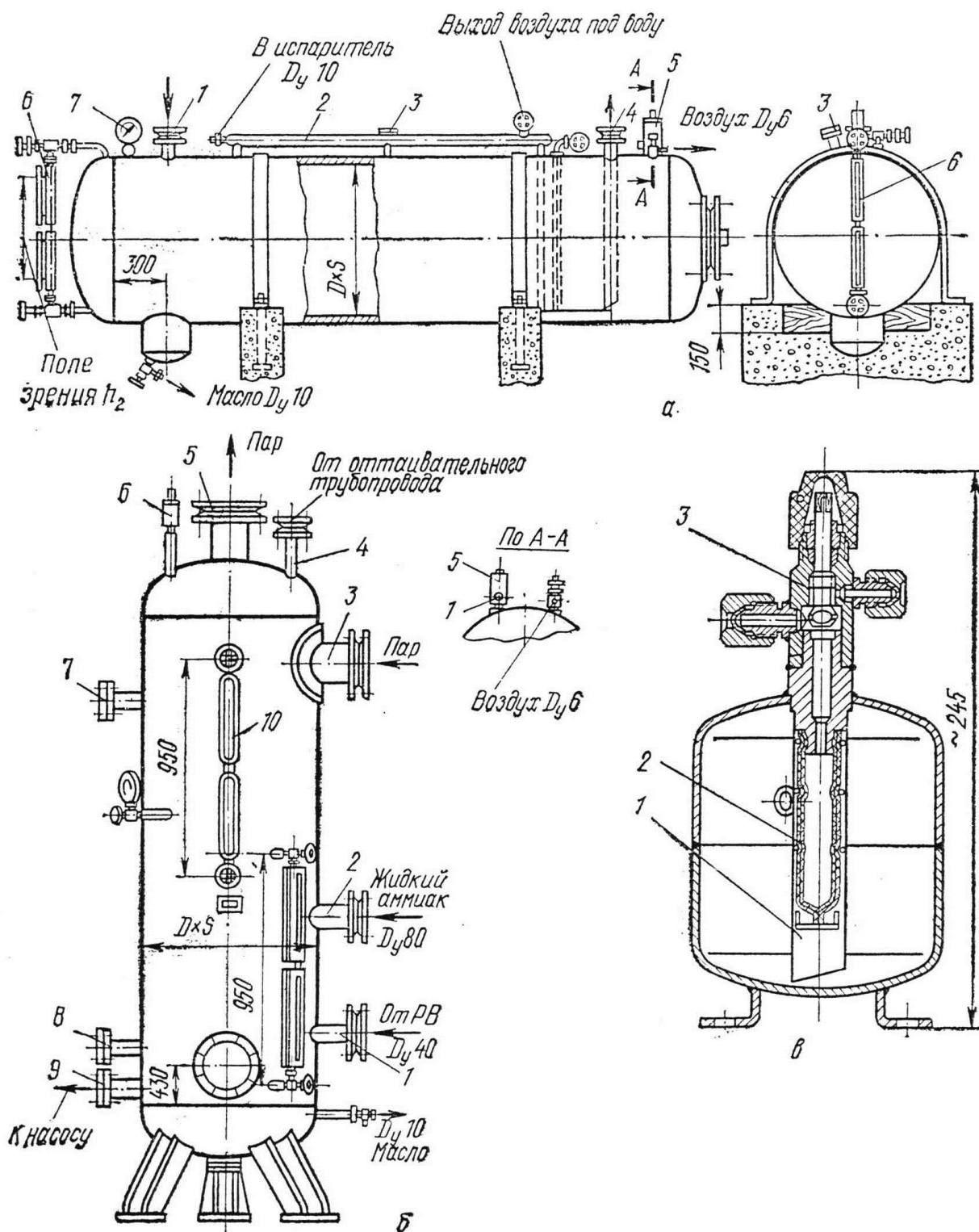


Рис. 12.2. Ресиверы: а – линейный аммиачный горизонтальный; б – вертикальный циркуляционный (дренажный и защитный) аммиачный; в – линейный вертикальный

Циркуляционный ресивер XVI необходим в крупных аммиачных холодильных установках с принудительной циркуляцией аммиака в приборах охлаждения. Циркуляционный ресивер устанавливают на стороне низкого давления и используют как резервуар, из которого **аммиачный насос XVII** забирает жидкость и под давлением направляет в охлаждающие батареи. Циркуляционные ресиверы бывают горизонтальные и вертикальные.

Горизонтальный циркуляционный ресивер устроен так же, как и линейный.

В вертикальный циркуляционный ресивер (рис. 12.2 б) аммиак поступает от регулирующего вентиля по патрубку 1, затем жидкость забирается аммиачным насосом через патрубок 9 и направляется в батареи камер. Из батарей пар по патрубку 3 возвраща-

ется в ресивер, где жидкость отделяется от пара и сухой пар отводится к компрессору по патрубку 5. Вертикальный ресивер снабжен также патрубками 7 и 8 (уравнительных линий) для подключения регулятора и сигнализатора уровня, патрубком 2 для слива жидкости с батарей (перед оттаиванием снеговой шубы с их поверхности), патрубком 4 для подачи пара со стороны нагнетания (для продувки аппарата), а также предохранительным клапаном 6, мановакуумметром, указателем уровня 10 и патрубком для выпуска масла.

Циркуляционный ресивер должен вмещать всю жидкость из батарей и воздухоохладителей данной температуры кипения при условии, что батареи заполняют жидкостью на 25-30 % в системах с верхней подачей агента и на 60 % – в системах с нижней подачей агента, а воздухоохладители – на 50 % своей вместимости.

Вместимость циркуляционных ресиверов при верхней подаче жидкого аммиака в приборы охлаждения можно рассчитывать по формулам:

$$\text{для горизонтальных ресиверов } V_{ц.г}^p \geq 2,25 (0,25 V_{\delta} + 0,5 V_{\epsilon}) + V_{вс.тр} \cdot 0,25,$$

$$\text{для вертикальных ресиверов } V_{ц.в}^p \geq 3,25 (0,25 V_{\delta} + 0,5 V_{\epsilon}) + V_{вс.тр} \cdot 0,25,$$

где V_{δ} , V_{ϵ} – геометрическая вместимость труб батарей и воздухоохладителей, м³; $V_{вс.тр}$ – вместимость трубопроводов для всасывания пара и слива жидкого аммиака.

Дренажный ресивер является резервуаром для спуска жидкого холодильного агента из приборов охлаждения при оттаивании снеговой шубы горячими парами. В качестве дренажных ресиверов используют те же аппараты, что и для циркуляционных ресиверов, т.е. они могут быть горизонтальные (рис. 12.2 а), но без воздухоохладителя, либо вертикальные (рис. 12.2 б). Дренажный ресивер должен вмещать жидкость из батарей и воздухоохладителей самой большой камеры на холодильнике при условии его заполнения на 80 %.

$$V_{\delta\delta} \geq \frac{V_{\delta} + V_{\epsilon}}{0,8} \cdot 1,2.$$

Защитный ресивер применяют в безнасосных схемах и устанавливают под отделителями жидкости (горизонтальный ресивер) для приема жидкости в случае выброса ее из батарей при повышенных тепловых нагрузках. При использовании вертикальных ресиверов отделение жидкости происходит в верхней зоне аппарата.

Вместимость защитных ресиверов можно рассчитать по формулам:

$$\text{а) для горизонтального } V_{з.г} \geq 0,35 (V_{\delta} + V_{\epsilon});$$

$$\text{б) для вертикального } V_{з.в} \geq 0,45 (V_{\delta} + V_{\epsilon}).$$

Как правило, ресиверы дренажные и защитные при нормальной работе жидкостью не заполнены. Все ресиверы снабжены предохранительными клапанами, манометрами или мановакуумметрами, указателями уровня и запорными вентилями.

Переохладитель жидкости VII применяют для охлаждения аммиака перед регулирующим вентилем ниже температуры конденсации.

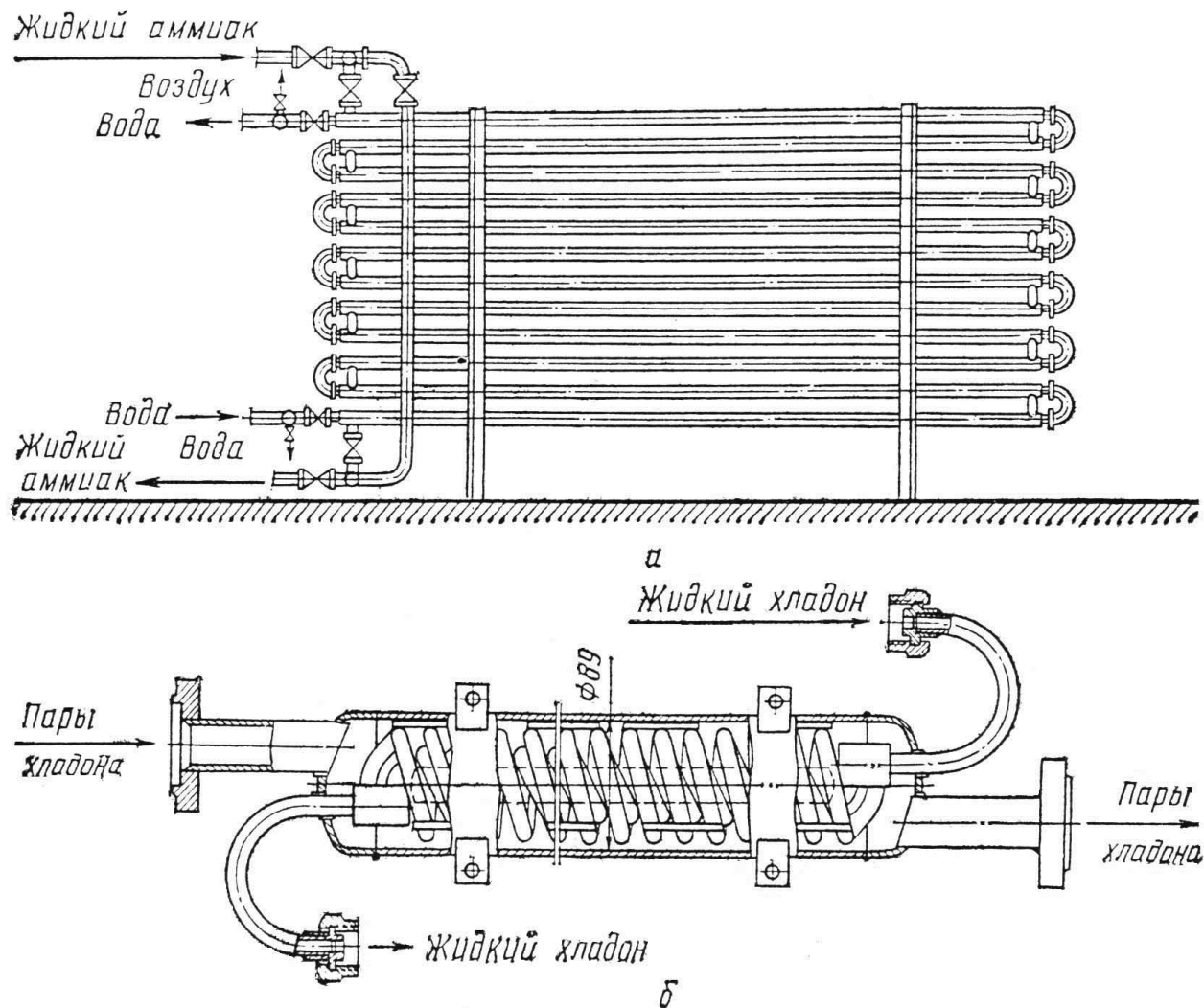


Рис. 12.3. Аппараты для переохлаждения жидкости: а – преохладитель; б – регенеративный теплообменник (РТО).

Он представляет собой противоточный аппарат (рис. 12.3 а) из двойных труб: наружных диаметром 57×3 мм и внутренних диаметром 38×2,5 мм. Концы наружных труб подогнуты и приварены к внутренним. Жидкий аммиак поступает в аппарат сверху и проходит по кольцевому межтрубному пространству. Переход из межтрубного кольцевого пространства одной трубы в другую осуществляется по соединительным патрубкам. Охлаждающая вода поступает противотоком (снизу) по внутренним трубам, соединенным между собой чугунными калачами на резиновых прокладках. Преохладитель может иметь одну или несколько секций, соединенных параллельно аммиачными и водяными коллекторами.

Тепловой поток в преохладителе определяют по формуле

$$Q_n = M_{x,a} (i_{3'} - i_3),$$

где $M_{x,a}$ – масса циркулирующего холодильного агента, кг/с;

$i_{3'}$ и i_3 — удельные энтальпии жидкого холодильного агента на входе в преохладитель и выходе из него, Дж/кг.

Преохладители подбирают по площади теплопередающей поверхности F_n , которую определяют по формуле

$$F_n = \frac{Q_n}{k_n \cdot \theta_n},$$

где θ_n – средний температурный напор между холодильным агентом и водой;

k_n – коэффициент теплопередачи преохладителя, численные значения которого

лежат в диапазоне $600 \div 700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

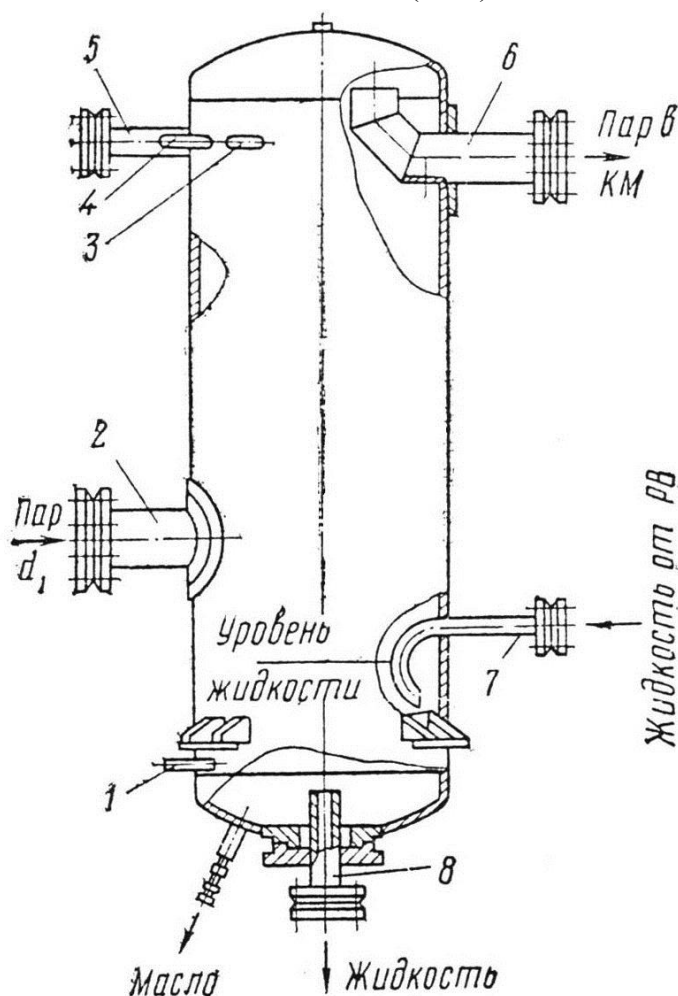


Рис. 12.4. Отделитель жидкости

влажный пар из приборов охлаждения. Влажный пар осушается вследствие выпадения капелек жидкости. В аппарате предусмотрен также патрубок 3 для манометра, патрубок 5 для подсоединения уравнильной паровой линии, патрубки 1 и 4 для подключения регуляторов и сигнализаторов уровня жидкости в аппарате. При опасном повышении уровня жидкости автоматический прибор выключает компрессор и предотвращает возможность гидравлического удара.

Отделители жидкости подбирают по диаметру всасывающего штуцера компрессора. Скорость движения пара в штуцере принимают $18 \dots 20 \text{ м/с}$ для аммиака, $10 \dots 15 \text{ м/с}$ для фреонов.

Отделитель жидкости IX предназначен для защиты компрессора от попадания в него жидкого холодильного агента и, следовательно, для обеспечения сухого хода компрессора. Его применяют в аммиачных установках при непосредственном охлаждении камер, а также на выходе из рассольных испарителей.

Отделитель жидкости представляет собой вертикальный цилиндрический аппарат (рис. 12.4), в котором в результате резкого изменения направления потока и уменьшения скорости движения (до $0,5 \text{ м/с}$) жидкость опускается в нижнюю часть аппарата, а сухой пар из верхней части отбирается компрессором. Через патрубок 7 холодильный агент поступает от регулирующего вентиля для отделения пара, полученного при дросселировании. Через патрубок 5 жидкость сливается в камерные приборы охлаждения, а через патрубок 2 возвращается

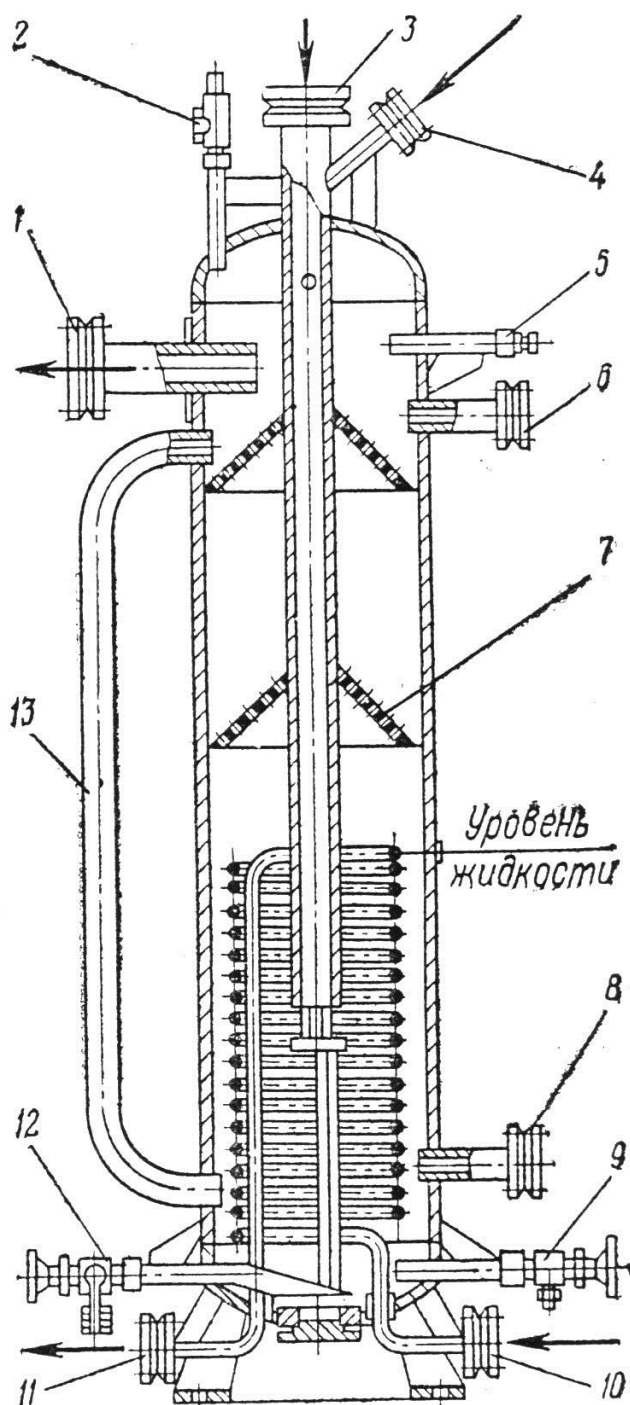


Рис. 12.5. Промежуточный сосуд

ака поддерживается поплавковым регулятором и контролируется дистанционным указателем уровня, а также по обмерзанию трубки 13 (указатель уровня). Для подключения автоматического регулятора и сигнализатора предусмотрены патрубки 6 и 8 (уравнительные паровая и жидкостная линии).

Промежуточные сосуды подбирают по диаметру всасывающего штуцера ступени высокого давления.

В системе холодильной машины вместе с холодильным агентом могут находиться воздух и другие газы (продукты частичного разложения смазочного масла и рабочего тела), которые не конденсируются при температурах и давлениях, создаваемых в холодильной установке. Основной частью неконденсирующихся газов является воздух.

В систему воздух проникает при вскрытии отдельных элементов установки во

Промежуточные сосуды XIX

применяют в многоступенчатых холодильных машинах для полного промежуточного охлаждения пара холодильного агента после низкой ступени сжатия, а также для переохлаждения жидкости перед дросселированием за счет кипения в сосуде жидкого холодильного агента при промежуточном давлении. Кроме того, эти аппараты играют роль отделителя жидкости.

В настоящее время в аммиачных двухступенчатых холодильных машинах широко применяют промежуточный сосуд со змеевиком (рис. 12.5). В змеевик по патрубку 10 входит основной поток жидкого аммиака из конденсатора или противоточного водяного переохладителя. В змеевике жидкость переохлаждается до температуры на $3...4^{\circ}\text{C}$ выше температуры жидкого аммиака, кипящего в межзмеевиковом пространстве при промежуточном давлении. Переохлажденная жидкость выходит через патрубок 11 к регулирующему вентилю.

В межзмеевиковое пространство под уровень жидкости подается часть жидкого аммиака из конденсатора (после дросселирования до промежуточного давления) по патрубку 4. По трубе 3 также поступает под уровень жидкости перегретый пар после сжатия в цилиндре низкой ступени. Здесь пар барботирует через слой кипящего жидкого аммиака и охлаждается до температуры насыщения. Охлажденный пар проходит конусные отбойники 7, которые задерживают капли жидкости, образовавшиеся при барботаже, и отсасывается цилиндром высокой ступени через патрубок 1.

В сосуде уровень жидкого амми-

время ремонта, пуске компрессора и работе на низкие температуры кипения, требующие вакуума. Некоторое количество воздуха остается в системе и перед первоначальным заполнением холодильным агентом.

Воздух скапливается в конденсаторе и линейном ресивере, где жидкий холодильный агент создает гидравлический затвор, препятствующий проникновению в испарительную систему не только пара высокого давления, но и воздуха.

Накапливаясь в конденсаторе, воздух образует газовую пленку у поверхности теплообмена, которая создает дополнительное термическое сопротивление. При этом ухудшается теплоотдача при конденсации, повышается давление в конденсаторе, увеличивается расход электроэнергии и снижается холодопроизводительность машины.

В аммиачных установках средней холодопроизводительности иногда воздух удаляют через воздухопускной кран в сосуд с водой.

Применение специальных аппаратов – **воздухоотделителей** позволяет выпускать воздух непрерывно, без остановки машины, при незначительных потерях аммиака. Находят применение двухтрубный воздухоотделитель и автоматический АВ-4.

На рис. 6.6 показан двухтрубный воздухоотделитель, который монтируют над линейным аммиачным ресивером (см. рис. 12.2 а). Из ресивера паровоздушная смесь поступает по соединительному патрубку в межтрубное кольцевое пространство толщиной 5-6 мм. Смесь охлаждается жидким аммиаком, который поступает также из ресивера, и дросселируется в регулирующем вентиле, установленном перед воздухоотделителем. При охлаждении аммиак конденсируется и сливается непосредственно в ресивер по трубе, опущенной под уровень жидкости. Отделенный воздух выпускается в стеклянный сосуд с водой, что позволяет наблюдать за движением пузырьков воздуха через воду, либо по специальному трубопроводу выводится выше крыши здания холодильника.

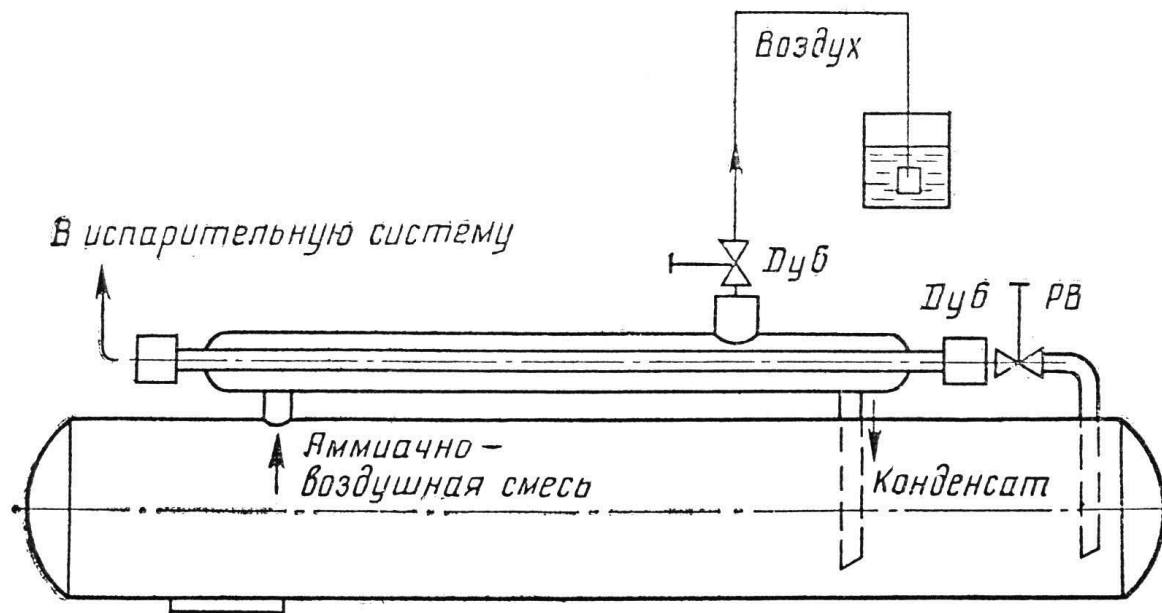


Рис. 12.6. Воздухоотделитель двухтрубный

12.2. Фреоновые холодильные машины

Крупные фреоновые холодильные машины, как правило, работают на R22, а холодильные машины малой мощности – на современных заменителях озоноразрушающего R12 (R134a, R401A, R406A и др.). Существенным их различием является отсутствие маслоотделителей у последних, тогда как в холодильных машинах на R22 маслоотделители иногда включают в схему.

Ниже приведена принципиальная схема двухступенчатой низкотемпературной

холодильной машины на R22 (рис. 12.7), включающая маслоотделитель.

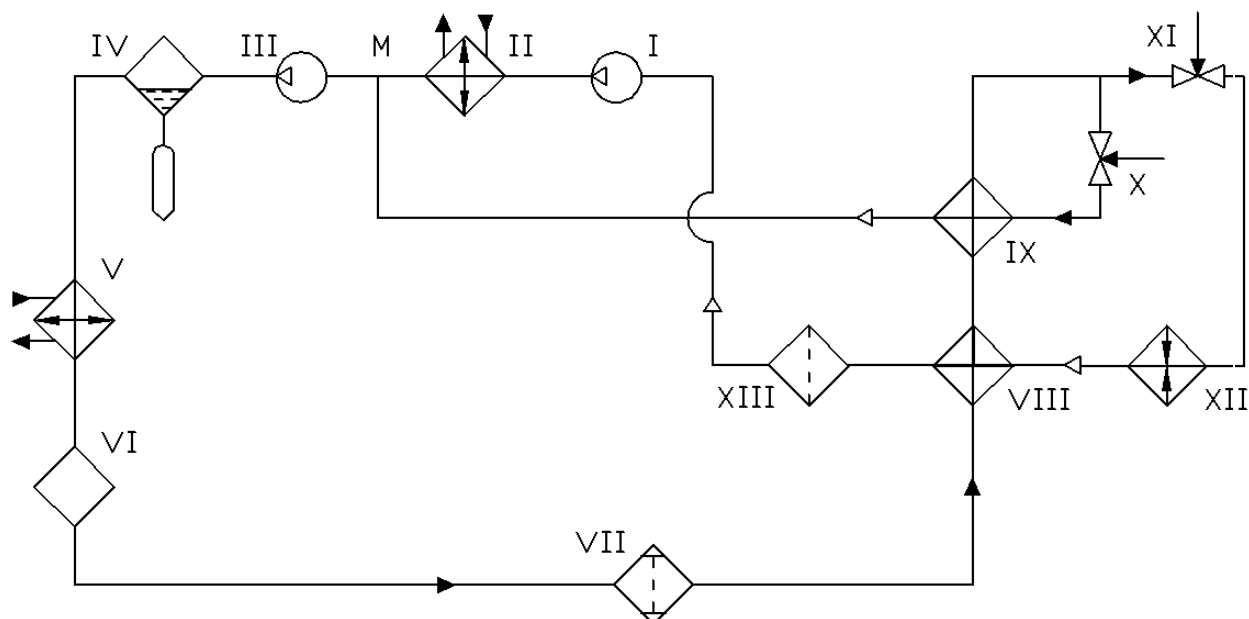


Рис. 12.7. I, III – компрессоры ступеней СНД и СВД, соответственно; II – охладитель пара, IV – маслоотделитель с маслосборником, V – конденсатор, VI – линейный ресивер, VII – фильтр-осушитель, VIII – регенеративный теплообменник (РТО), IX – переохладитель жидкости, X, XI – регулирующие вентили, XII – испаритель. XIII – газовый фильтр

Здесь после сжатия в компрессоре СНД I пар охлаждается проточной водой в охладителе пара II и в точке М смешивается с потоком пара, возникшим при кипении фреона в переохладителе жидкости IX. Образовавшаяся смесь сжимается далее в компрессоре СВД II и подается на конденсацию в V, откуда свободно стекает в линейный ресивер VI. Здесь хранится некоторый запас жидкого R22. Некоторая часть его постоянно отбирается и направляется в **фильтр-осушитель VII** (рис. 12.8), призванный, кроме фильтрующей функции, убрать из фреона примеси воды, даже небольшое количество которой может замёрзнуть в дроссельном вентиле и вывести машину из строя.

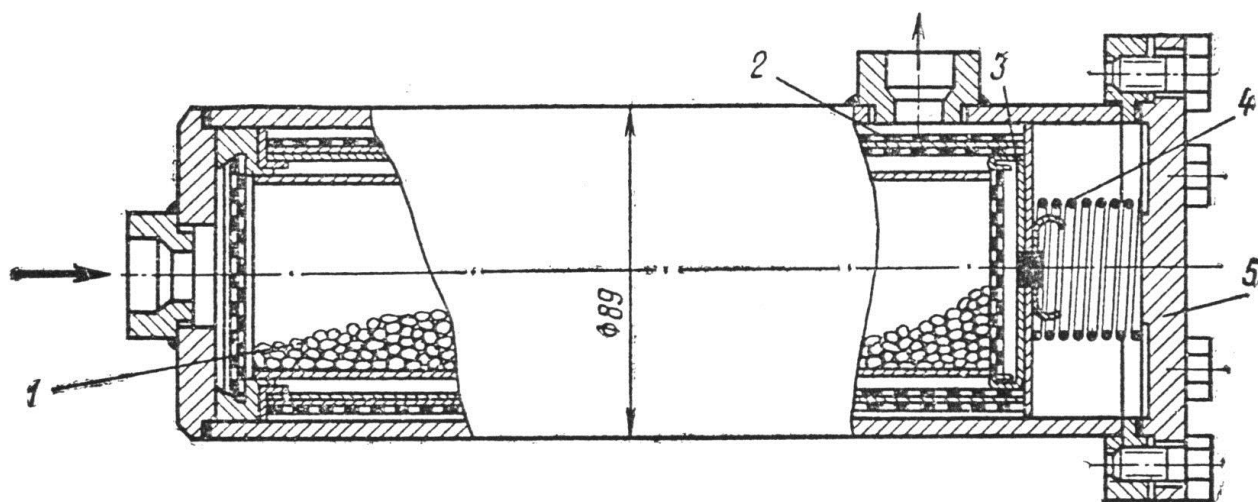


Рис. 12.8. Фильтр-осушитель

Обычно его устанавливают перед дроссельным вентилем, либо другим элементом схемы, в котором резко падает температура жидкого агента. Внутри он полностью заполнен мелкокораздробленным цеолитом 1. На входе в осушительный патрон и на выхо-

де из него установлены двухслойные фильтрующие сетки 2 из стальной оцинкованной проволоки и фильтрующая ткань. Стакан с цеолитом и фильтры расположены в сетчатом каркасе 3, прижатом пружиной 4.

Цеолит адсорбирует воду на пористой поверхности, но его поглощающая способность постепенно уменьшается. Ее можно восстановить, если цеолит просушить горячим воздухом при температуре выше 200 °С. Просушенный цеолит нужно засыпать в осушитель горячим и сразу закрыть крышку 5, чтобы предотвратить поглощение влаги из воздуха. После этого жидкий R22 поступает в **регенеративный теплообменник (РТО) VIII**. Их используют только в машинах, работающих на фреонах. В кожухозмеевиковом теплообменнике (рис. 12.3 б) жидкость проходит по внутреннему змеевику, а пар – противотоком по межзмеевиковому пространству.

В результате теплообмена жидкий хладон переохлаждается, а пары – значительно перегреваются. Перегрев пара хладона при всасывании исключает влажный ход компрессора, повышает коэффициент подачи, а, следовательно, и действительную холодопроизводительность машины.

Устанавливают РТО непосредственно перед дроссельным вентилем. Тепловую нагрузку в теплообменнике можно определить по формуле

$$Q_{m.o} = M_{x.a} (i_1 - i_1') = M_{x.a} (i_4 - i_4'),$$

где $Q_{m.o}$ – тепловой поток в теплообменнике, Вт;

$M_{x.a}$ – массовый расход циркулирующего агента, кг/с;

i_1 и i_1' – удельная энтальпии пара, входящего и выходящего из теплообменника, Дж/кг (рис. 3.9);

i_4 и i_4' – удельная энтальпии жидкости, входящей и выходящей из теплообменника, Дж/кг.

Коэффициент теплопередачи в теплообменнике $k = 120...180$ Вт/(м²·К).

Газовый фильтр XIII устанавливают на всасывающей магистрали компрессора или непосредственно на компрессоре. Улавливая различные загрязнения, он защищает компрессор от повреждений поверхности цилиндров и клапанов. Конструктивно он практически не отличается от фильтра-осушителя (рис. 12.8), однако не имеет цеолитового наполнителя.

Вопросы для самоконтроля:

1. В чём отличие основных элементов холодильной машины от элементов вспомогательного оборудования?
2. Перечислите известные Вам элементы вспомогательного оборудования аммиачной и фреоновой холодильных машин.
3. В каких холодильных машинах устанавливают маслоотделители, а в каких нет?
4. Назовите назначение и место в схеме известных Вам ресиверов.
5. Назначение, место в схеме и устройство РТО.

13. ПРИЛОЖЕНИЯ.

Коэффициенты теплоотдачи для наружных и внутренних поверхностей

Поверхности ограждений	Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² ·К)
Наружные	
при расположении холодильника в черте города	17,4
при строительстве холодильника в пригороде и сельской местности	23,3
Внутренние	
при циркуляции воздуха в камере:	
слабой	8,0
умеренной	9,0
интенсивной	10,5

Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов

Материалы	Стандартная толщина слоя δ , мм	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)
1	2	3
Теплоизоляционные		
Пенопласт поливинилхлорид ПВХ-1	50, 60, 80	0,052
Пенопласт поливинилхлорид ПВХ-2	50, 60, 80	0,047
Пенопласт фенольно-резольный ФРП-1	50, 100	0,058
Плиты перлитогелевые	80, 100	0,076...0,087
Плиты минераловатные	50, 60	0,07
Рипор	-	0,025...0,03
Пенопласт полистирольные ПСБ-С	25, 50, 100	0,035
Пенопласт полиуретановый ПУ-101	25	0,041
Пенопласт полиуретановый ППУ-3с	25	0,047
Пароизоляционные		
Гидроизол	1,0	0,25
Стеклорубероид	2,0	0,30
Пергамин и рубероид	1,0	0,15
Битум	1,0	0,17
Строительные		
Кирпич	120	0,82
Бетонные и железобетонные изделия	40, 50, 80, 100, 140, 150, 200	1,86
Штукатурка (сложный раствор)	20,0	0,98
Цементно-песчаный раствор	25,0	0,86
Керамзитобетон	240,0	0,47
Песок уплотненный	-	0,58

Нормативные коэффициенты теплопередачи, Вт/(м²·К)

Температура наружного воздуха сред- негодовая $t_{ср}$, °С	Температура помещения $t_{пм}$, °С						
	-25	-20	-18	-2	0	+4	+12
1	2	3	4	5	6	7	8
	а) для наружных стен (верхнее значение) и покрытий (нижнее значение)						
от 0 °С и ни- же	0,25	0,28	0,29	0,49	0,52	0,58	0,7
	0,23	0,25	0,26	0,44	0,45	0,47	0,52
от 0 до 8°С	0,22	0,25	0,26	0,37	0,40	0,44	0,64
	0,20	0,22	0,23	0,33	0,34	0,42	0,52
от 8,1 °С и выше	0,20	0,21	0,22	0,29	0,30	0,35	0,52
	0,18	0,19	0,20	0,26	0,27	0,33	0,47
	б) для обогреваемых полов: лежащих на грунте						
	0,21	0,24	0,25	0,38	0,41	-	-
	в) для перегородок между камерой и неохлаждаемыми помещениями (коридорами, вестибюлями, тамбурами и т.д)						
	0,27	0,28	0,29	0,40	0,44	0,52	0,64
	г) для перегородок между охлаждаемыми камерами						
Температура воздуха в смежных ка- мерах, °С	-35 и -2...0	-35 и -25...-18	-18...-25 и -2...+4	-18...-25 и -18...-25	+12 и 0...+4		
Нормативный коэффициент теплопереда- чи, Вт/(м ² ·К)	0,26	0,47	0,28	0,58	0,52		

Значения избыточной разности температур, характеризующей действие солнечной радиации

Виды ограждения	Ориентировка поверхности по сторонам света								
	Ю			ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ
	Географическая широта								
	40°	50°	60°	от 40 до 60°		от 40 до 60°		от 40 до 60°	
	Избыточная разница температур, °C								
Стены:									
бетонные	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6
кирпичные	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3
побеленные известью или оштукатуренные светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5
покрытие штукатуркой на темном месте	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9
Плоская кровля, покрытая:	Независимо от ориентировки и широты								
толем, асфальтом	18,5								
темным рубероидом	17,7								
светлым рубероидом	14,9								

Энтальпия пищевых продуктов при различных температурах, кДж/кг

Температура продукта, °С	Продукт									
	Мясо говядина, птица	Баранина	Свинина мясная	Субпродукты мясные	Молоко цельное	Кефир, простокваша	Сметана	Масло сливочное	Сыр	Творог
+35	345	334	318	384	458	-	-	240	-	-
+30	329	314	302	366	437	118	110	221	104	405
+20	297	287	273	331	398	78,6	73,7	183	75,7	369
+15	280	271	257	313	378	59	55,2	155	61,5	352
+14	277,8	268,2	254,3	310,5	374,0	55,1	51,6	149,6	58,7	295,9
+12	271,1	261,9	248,5	303,4	366,0	47,3	44,4	138,7	53,2	291,9
+10	264,8	255,6	242,2	269,2	358,5	39,4	36,8	129,9	47,7	280,8
+8	258,5	249,3	236,5	289,5	350,7	31,4	29,3	121,5	42,3	273,7
+6	251,8	243,0	230,0	282,4	342,6	23,7	21,2	114,4	36,7	266,8
+4	245,5	236,7	224,2	275,3	334,4	15,9	130,	107,7	31,0	259,8

+2	238,8	230,5	217,9	268,6	326,8	8,0	5,9	104,4	25,2	252,3
0	232,5	224,2	212,0	261,5	318,0	0	0	95,1	22,7	245,9
-2	98,9	96,0	91,8	109,8	111,0	-	-	60,3	14,3	-
-4	66,2	64,5	62,0	72,9	73,7	-	-	44,8	8,4	41,3
-6	50,7	49,4	47,3	55,3		-	-	36,5	4,1	25,9
-8	39,4	38,5	37,3	43,2		-	-	29,3	1,3	10,5
-10	30,2	29,7	28,9	33,1		-	-	23,5	-	0
-12	22,2	21,8	21,4	24,3		-	-	17,6	-	- 12,0
-14	15,9	15,5	15,1	17,2		-	-	12,6	-	- 22,1
-16	10,0	9,6	9,6	10,9		-	-	8,0	-	- 32,2
-18	4,6	4,6	4,6	5,0		-	-	3,8	-	- 43,8
-20	0	0	0	0		0	0	0	0	-

Удельный приток теплоты при открывании дверей, Вт/м²

Тип камер	Высота камер 6м и площадь, м2		
	до 50	50-150	более 150
Камера хранения охлажденных продуктов	29	15	12
Камера хранения мороженных продуктов	22	12	8

Характеристики одноступенчатых агрегатов

Показатели	Агрегаты					
	с поршневыми компрессорами				с винтовыми компрессорами	
	A4O-7-2	A8O-7-2	A11O-7-0	A22O-7-0	21A28O-7-0	A350-7-0
Холодопроизводительность, кВт, при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ $t_k = 30^\circ\text{C}$	44,6	92,8	140	280	300	405
Потребная мощность, кВт, при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ $t_k = 30^\circ\text{C}$	15	30	42,4	58,9	90,5	137
Теоретическая объемная производительность компрессора, м ³ /с	0,029	0,058	0,0836	0,167	0,175	0,236
Мощность электродвигателя, кВт	18,5	37	75	132	180	200

Характеристики двухступенчатых агрегатов

Показатели			
	Аммиачные двухступенчатые		Двухступенчатый с поршневым компрессором
	АД130-7-4	АД260-7-4	АД55-7-5
Холодопроизводительность, кВт, при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ $t_k = +35^\circ\text{C}$	157	314	67,5
Потребная мощность, кВт, при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ $t_k = +35^\circ\text{C}$	97,8	196	39
Агрегат ступени низкого давления: марка агрегата теоретическая объемная производительность, м ³ /с мощность электродвигателя, кВт	АН130-7-6 0,243 55	АН260-7-6 0,486 100	0,128
Агрегат высокого давления: марка агрегата теоретическая объемная производительность, м ³ /с мощность электродвигателя, кВт	A110-7-0 0,0836 75	A220-7-0 0,167 132	0,055

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕМА 1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ И ПРИБОРЫ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ.....	3
ТЕМА 2. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ И ПРИБОРЫ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ	10
ТЕМА №3. ТЕПЛОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ	21
ТЕМА4. ВЫПАРИВАНИЕ.....	33
ТЕМА 5. СУШКА	43
ТЕМА 6. РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ ОХЛАЖДАЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯ	53
ТЕМА 7. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ В ОХЛАЖДАЕМОЕ ПОМЕЩЕНИЕ	59
ТЕМА8. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ	65
ТЕМА 9. ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛА И РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ	71
ТЕМА 10. ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛА И РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ.....	78
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ	78
ТЕМА 11. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОНДИЦИОНЕРОВ	84
ТЕМА 12. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.	88
13. ПРИЛОЖЕНИЯ	99