

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
ФГБОУ ВО КОСТРОМСКАЯ ГСХА

Кафедра Экономика, управление и техносферная безопасность

ХОЛОДИЛЬНОЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Практикум

по контактной и самостоятельной работе

для студентов по направлению подготовки бакалавров

35.03.06 Агроинженерия

направленность (профиль)

«Технологическое оборудование для хранения и переработки

сельскохозяйственной продукции»

очной формы обучения

Каравеево 2020
Костромская ГСХА

УДК 621.185.64

ББК 31.39

Т 34

Составитель: к.т.н., доцент кафедры экономика управление и
техносферная безопасность, *А.Н. Смирнов*

Рецензент: к.с.-х.н., доцент кафедры технические системы в АПК
Кузнецов В.Н.

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета в качестве практикума по контактной и самостоятельной работе для студентов по направлению подготовки бакалавров 35.03.06 Агроинженерия направленность (профиль) «Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции» очной формы обучения

Т 34 Холодильное и вентиляционное оборудование: практикум по контактной и самостоятельной работе для студентов по направлению подготовки бакалавров 35.03.06 Агроинженерия направленность (профиль) «Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции» очной формы обучения Караваево: Костромская ГСХА, 2020. — 58 с.

В издании рассмотрены рекомендации по выполнению практических работ по данной дисциплине.

Практикум предназначен для контактной и самостоятельной работы по изучения дисциплины «Холодильное и вентиляционное оборудование» для студентов по направлению подготовки бакалавров 35.03.06 «Агроинженерия» направленность (профиль) «Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции» очной формы обучения

УДК 621.185.64

ББК 31.39

© ФГБОУ ВО Костромская ГСХА, 2020

© А.Н. Смирнов, составление, 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

1 ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	4
1.1 Цикл воздушной холодильной машины.....	5
1.2 Цикл парокомпрессионной холодильной установки.....	7
2 .КОМПРЕССОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.....	8
3.РАСЧЕТ И ВЫБОР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	19
3.1 Расчет и подбор конденсаторов.....	19
3.2 Расчет и подбор камерного оборудования. Подбор батарей.....	21
3.3 Расчет и подбор воздухоохладителей.....	24
4. ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	28
4.1 Подбор ресиверов.....	28
4.2 Подбор отделителей жидкости.....	34
4.3 Подбор промежуточного сосуда.....	35
4.4 Подбор маслоотделителей.....	37
4.5 Подбор аммиачного насоса.....	37
5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.....	41
6.ВЕНТЯЛЯЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ.....	43
6.1 <i>i-d</i> – Диаграмма влажного воздуха.....	43
6.2 Процессы нагрева и смешивания воздуха.....	45
Список рекомендуемых источников.....	50
Приложение.....	51

1. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Холодильные установки предназначены для искусственного охлаждения тел ниже температуры окружающей среды. Рабочее тело в холодильных машинах совершает обратный цикл, в котором затрачивается работа, чтобы отнять теплоту от охлаждаемого тела и перенести её в окружающую среду. Идеальным циклом холодильной установки является обратный цикл Карно.

Совершенство холодильных машин оценивается холодильным коэффициентом ε , показывающим соотношение отведённой от тела теплоты и работы, затраченной на это:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0},$$

где l_0 – цикловая работа на привод холодильной машины;

q_2 – теплота, отведённая от охлаждаемого тела.

В качестве рабочего тела в холодильных машинах используют воздух или хладоагенты с низкими температурами кипения: фреоны, аммиак, углекислоту.

1.1 ЦИКЛ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

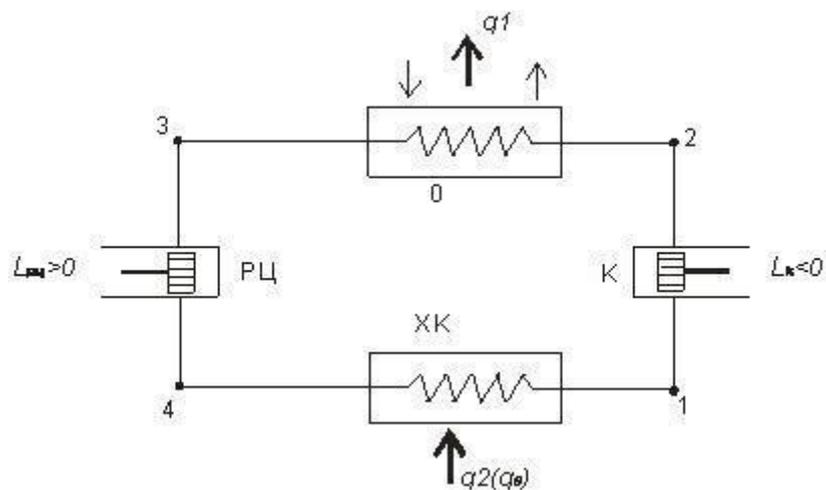


Рис. 1.1 Схема воздушной холодильной машины

Охлаждаемое помещение (рис. 1.1) или холодильная камера XK , в которой по трубам циркулирует охлаждённый воздух, отнимаемый теплоту от охлаждаемых тел q_2 ; компрессор K , всасывающий этот воздух и повышающий его давление от P_1 до P_2 , затрачивая работу на сжатие l_k ; охладитель O , в котором охлаждается сжатый в компрессоре воздух, отдавая теплоту q_1 ; расширительный цилиндр PC , в котором воздух расширяется, совершая работу, понижая давление и температуру. Из расширительного цилиндра воздух направляется снова в холодильную камеру. Цикл воздушной холодильной установки состоит из двух адиабат и двух изобар (рис. 1.2 и 1.3).

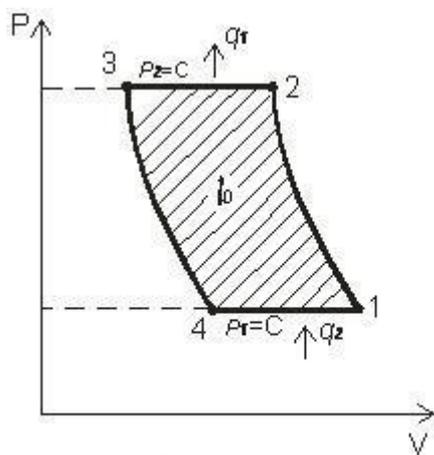


рис. 1.2

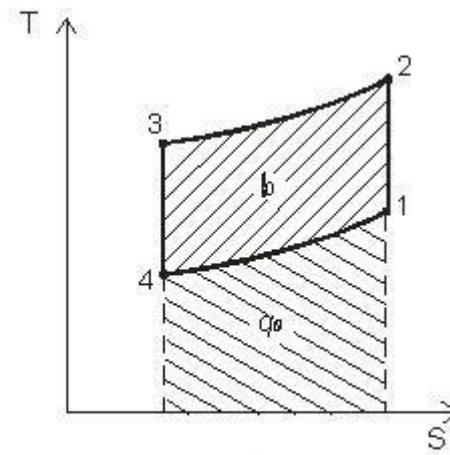


рис. 1.3

- 1 – 2 – адиабатное сжатие в компрессоре;
- 2 – 3 – изобарное охлаждение воздуха в охладителе;
- 3 – 4 – адиабатный процесс расширения в РЦ;
- 4 – 1 – изобарный процесс нагревания воздуха в холодильной камере.

Удельная холодопроизводительность воздуха (количество теплоты, полученной 1 кг воздуха в холодильной камере при $P_1 = \text{const}$) в кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_{P_m} (T_1 - T_4).$$

Работа, затраченная компрессором на сжатие 1 кг воздуха в адиабатном процессе в кДж/кг:

$$l_K = h_2 - h_1 = c_{P_m} (T_2 - T_1).$$

Работа, полученная при расширении воздуха в расширительном цилиндре в кДж/кг:

$$l_{PЦ} = h_3 - h_4 = c_{P_m} (T_3 - T_4)$$

где c_{P_m} – средняя массовая теплоёмкость воздуха при постоянном давлении, кДж/кг·К.

Работа, затраченная в цикле в кДж/кг:

$$l_0 = l_k - l_{pc}$$

Расход холодильного агента в кг/с:

$$m = \frac{Q}{q_0},$$

где Q – холодопроизводительность установки, кДж/с

q_0 – удельная холодопроизводительность 1 кг воздуха, кДж/кг

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_0}.$$

Теоретическая мощность для привода компрессора в кВт:

$$N = m \cdot l_0.$$

1.2 ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

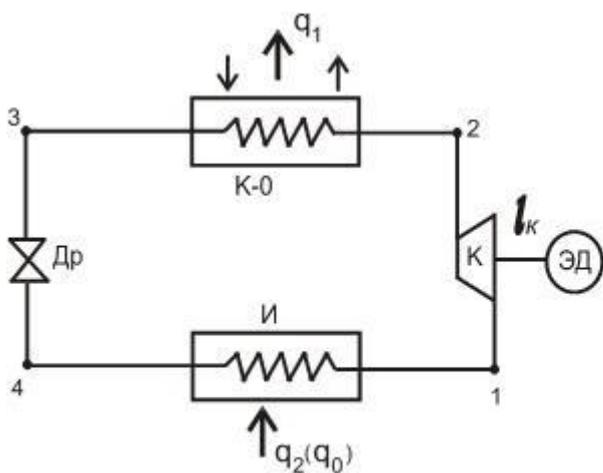


Рис.1.4

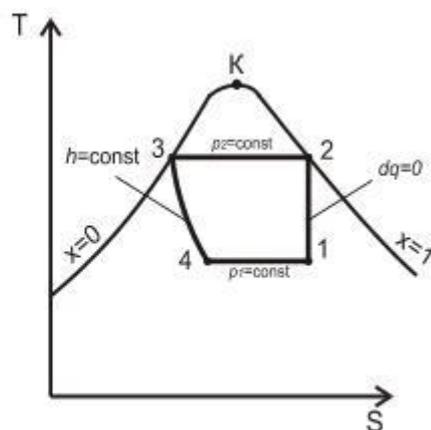


Рис.1.5

Насыщенный пар хладоагента (хладона, фреона, аммиака, углекислот и др.) всасывается компрессором K (рис. 1.4) и адиабатно сжимается (процесс 1–2), при этом повышается его давление и

температура (рис. 1.5). Из компрессора пар поступает в конденсатор – охладитель $K-O$, где конденсируется при постоянном давлении и температуре, вследствие отнятия у него теплоты q_1 и передаче ее охлаждающей воде (процесс 2 – 3). Полученный жидкий хладон поступает в редукционный (дроссельный) вентиль $Др$, в котором происходит его дросселирование при неизменной энтальпии ($h = \text{const}$), сопровождаемое снижением давления и температуры (процесс 3 – 4), при этом частично хладон вскипает. Полученный влажный насыщенный пар (с небольшой степенью сухости) направляется в испаритель $И$, где отнимает теплоту от охлаждаемых тел q_2 и активно испаряется, степень сухости его увеличивается (процесс 4 – 1).

Холодопроизводительность 1 кг хладагента в кДж/кг:

$$q_0 = q_2 = h_1 - h_4 = r(x_1 - x_4),$$

где r , кДж/кг – теплота парообразования хладагента при давлении P_1 и температуре насыщения t_1 ,

x_1, x_2 – соответственно степени сухости насыщенного пара после испарителя и до него.

Работа цикла эквивалентна работе, затраченной на сжатие в компрессоре в адиабатном процессе в кДж/кг:

$$l_0 = l_K = h_2 - h_1.$$

Удельная теплота, выделяемая в конденсаторе в кДж/кг:

$$q_1 = q_0 + l_0 = (h_1 - h_4) + (h_2 - h_1) = h_2 - h_4,$$

но $h_4 = h_3$, $q_1 = h_2 - h_3$.

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}.$$

Задачи разделу 1

1. Парокомпрессионная холодильная установка имеет холодопроизводительность 210 МДж/ч. Определить мощность на привод компрессора, холодильный коэффициент и часовой расход фреона – 12, если известно: параметры фреона перед компрессором $t_1 = -15\text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 0,92$; за компрессором $t_2 = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $x_2 = 1$. Изобразить цикл в Ts – диаграмме.

Ответ: $\varepsilon = 3,1$; $N = 18,3\text{ кВт}$; $m_{\text{ф}} = 2000\text{ кг/ч}$.

2. Для отопления здания используется тепловой насос (термотрансформатор), действующий по обратному циклу Карно. Определить часовую теплопроизводительность установки, если известно: температура окружающей среды $t_{o.c.} = -5\text{ }^\circ\text{C}$, температура отопительных приборов $25\text{ }^\circ\text{C}$, а мощность привода компрессора $N = 15\text{ кВт}$.

Ответ: $Q = 530\text{ Мдж/ч}$.

3. Для условий предыдущей задачи определить коэффициент эффективности теплового насоса, полагая, что осуществляется обратный цикл Карно.

Ответ: $\varepsilon_{Т.Н.} = 8,9$.

4. Парокомпрессионная холодильная установка работает на фреоне – 12. Определить холодильный коэффициент установки и мощность привода компрессора, если известно: холодопроизводительность 500 МДж/ч; минимальная температура хладагента $t_1 = -17\text{ }^\circ\text{C}$, максимальная температура хладагента $t_2 = 30\text{ }^\circ\text{C}$ при $x_2 = 1$.

Ответ: $\varepsilon = 4,38$; $N = 32\text{ кВт}$.

5. Воздушная холодильная машина обеспечивает температуру в интерьере лаборатории $5\text{ }^\circ\text{C}$ при наружной температуре $20\text{ }^\circ\text{C}$. Холодопроизводительность машины 840 МДж/ч. Давление воздуха после компрессора $P_2 = 5\text{ бар}$, а в холодильной камере $P_1 = 1\text{ бар}$. Определить мощность, потребляемую приводом компрессора, и холодильный коэффициент установки. Представить цикл в Pv – и Ts – диаграммах.

Ответ: $N = 138\text{ кВт}$; $\varepsilon = 1,7$.

6. Воздушная холодильная машина используется для производства льда при $t_n = -3 \text{ }^\circ\text{C}$ из воды с температурой $t_g = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура воздуха, поступающего в компрессор $t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, а давление $P_1 = 0,98 \text{ бар}$; давление воздуха после компрессора $P_2 = 4 \text{ бар}$. Температура воздуха перед расширением (после предварительного охлаждения) $t_3 = 19 \text{ }^\circ\text{C}$. Массовый часовой расход воздуха $m = 1293 \text{ кг/ч}$. Определить холодильный коэффициент и потребляемую мощность на привод компрессора.

Ответ: $\varepsilon = 2,2$; $N = 12 \text{ кВт}$.

7. Определить мощность двигателя воздушной холодильной машины при холодопроизводительности 600 МДж/ч , если температура в холодильной камере $t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, температура окружающей среды $25 \text{ }^\circ\text{C}$, давление за компрессором по манометру $P_2 = 4 \text{ ати}$, а в холодильной камере избыточное давление отсутствует. Барометрическое давление $B = 750 \text{ мм рт.ст.}$

Ответ: $N = 102 \text{ кВт}$.

Вопросы для самостоятельного изучения

1. Какими термодинамическими процессами характеризуются подвод и отвод теплоты в воздушной компрессионной холодильной машине?
2. Почему в одинаковых условиях цикл Карно выгоднее цикла воздушной холодильной машины?
3. Чем отличается действительный цикл паровой холодильной машины от цикла Карно?
4. Объясните, почему холодильный коэффициент в цикле с регулирующим вентилем меньше холодильного коэффициента в цикле Карно.
5. Что называется процессом переохлаждения жидкости?
6. Объясните, почему холодильный коэффициент в цикле с переохлаждением больше холодильного коэффициента в цикле без переохлаждения.
7. Что называют «сухим» ходом компрессора?

8. Работа каким ходом («сухим» или «влажным») компрессора термодинамически более выгодна и почему?
9. Что называют регенеративным циклом холодильной машины?
10. Для каких хладагентов термодинамически более выгодно применять регенеративные циклы?
11. Как определить температуру переохлаждения в регенеративном цикле?

2 .КОМПРЕССОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Компрессор – это машина, предназначенная для повышения давления путём сжатия газа до избыточного давления не ниже 0,2 МПа. Компрессоры приводятся в действие электродвигателями, турбинами. Несмотря на различные конструкции, в них протекают одни и те же процессы: впуск газа, его сжатие и нагнетание (выпуск).

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ КОМПРЕССОРА

Рассмотрим Pv -диаграмму для идеального поршневого компрессора (рис.2.1)

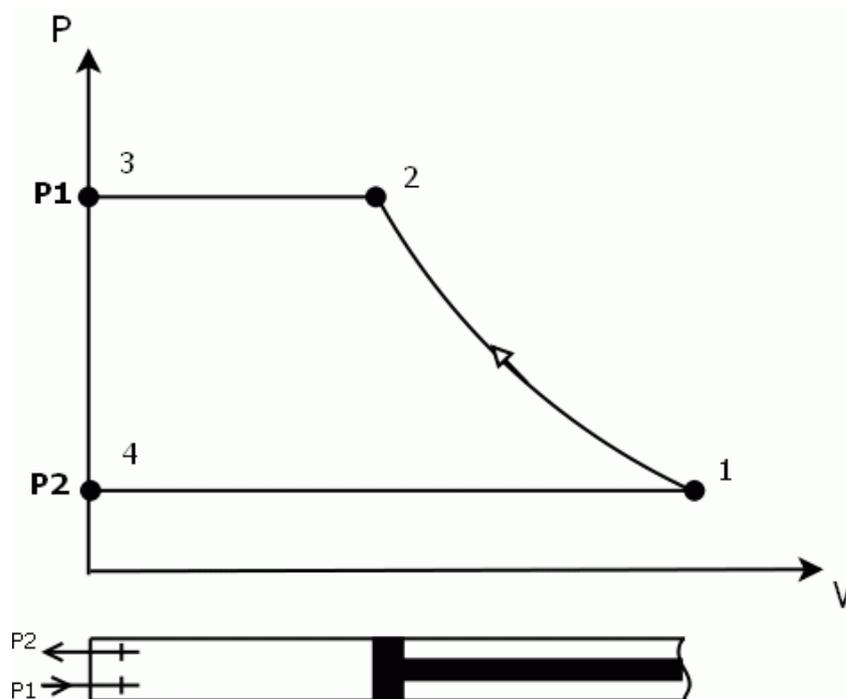


Рис.2.1 Pv -диаграмма идеального поршневого компрессора

При движении поршня слева направо давление газа в цилиндре становится меньше, чем P_1 и открывается впускной клапан и цилиндр заполняется газом, т. е. 4 – 1 соответствует всасыванию при $P_1 = const$.

При обратном движении поршня впускной клапан закрывается и газ сжимается по линии 1 – 2 до давления $P > P_2$. В результате открывается выпускной клапан и газ вытесняется поршнем в ресивер. Линия 3 – 4 соответствует нагнетанию сжатого газа при $P_2 = const$. Выпускной клапан закрывается и все повторяется. Линии 4 – 1 и 2 – 3 не являются термодинамическим процессом, т.к. состояние рабочего тела в них остается неизменным, а меняется только его количество.

Процесс сжатия (соответствующий линии 1 – 2) может быть осуществлен по разному — он может быть изотермическим, адиабатным или политропным (рис.2.2)

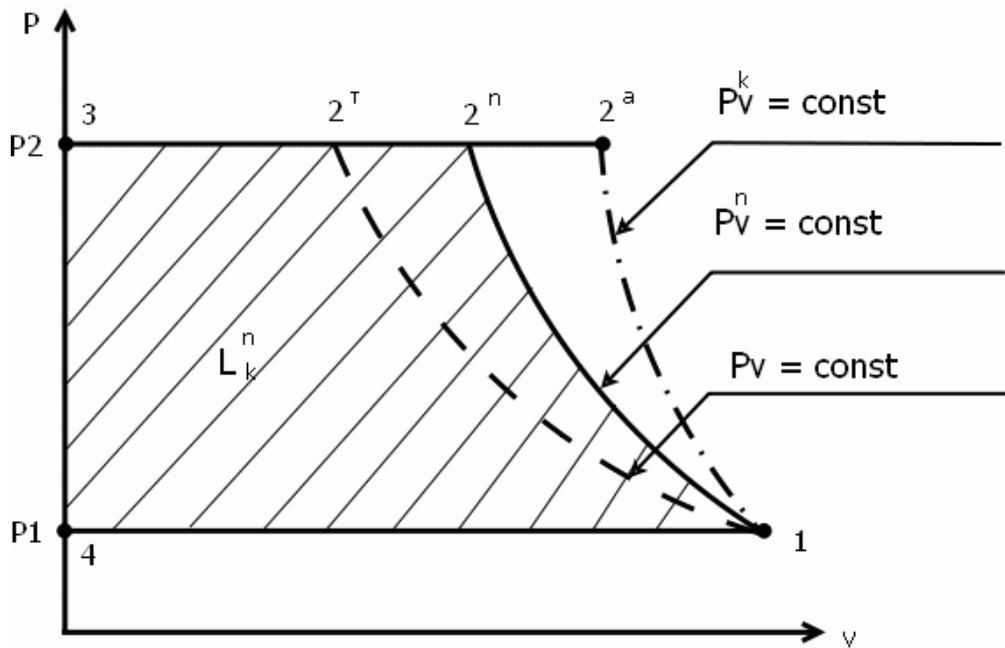


Рис.2.2 Pv -диаграмма сжатия в идеальном компрессоре

Как следует из Pv - диаграммы при изотермическом сжатии работа компрессора наименьшая, а при адиабатном сжатии – наибольшая.

Работа l_k , затрачиваемая на сжатие 1 кг газа в компрессоре, графически изображается площадью 1-2-3-4-1 и определяется как алгебраическая сумма трех работ:

– работы, затраченной на сжатие 1 кг газа

$$l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} P dv \text{ или площадь } 1-2-v_2-v_1;$$

– работы выталкивания $l_{2-3} = P_2 v_2$ или площадь 2-3-0- v_2 ,

– работы всасывания $l_{4-1} = P_1 v_1$ или площадь 4-1- v_1 -0.

$$l_k = l_{1-2} + l_{2-3} - l_{4-1} = \int_{v_1}^{v_2} P dv + P_2 v_2 - P_1 v_1$$

Работа компрессора зависит от характера процесса сжатия. При политропном сжатии получим выражение для работы компрессора, учитывая что

$$l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} P dv = -\frac{1}{n-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2)$$

$$\begin{aligned} l_k &= -\frac{1}{n-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) - (P_1 v_1 - P_2 v_2) \\ &= (P_1 v_1 - P_2 v_2) \cdot \left(-\frac{1}{n-1} - 1\right) \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} l_k &= -\frac{1}{n-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) = \frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) \\ &= \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \end{aligned}$$

Окончательно:

$$l_k = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

т.е. при политропном сжатии работа компрессора в n раз больше работы политропного сжатия

$$l_k = n l_{n \text{ сж}}$$

при адиабатном сжатии работа компрессора в k работы адиабатного сжатия

$$L_a = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

при изотермическом процессе работа компрессора равна работе изотермического сжатия

$$L_a = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

В действительности в компрессор поступает не 1 кг, а m кг/с газа. Тогда теоретическая мощность привода компрессора определится из уравнения

$$N_0 = m \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ Вт},$$

или

$$N_0 = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ Вт},$$

где V_1 , м³/с – производительность компрессора.

Действительная мощность привода компрессора

$$N_d = \frac{N_0}{\eta_k \cdot 1000}, \text{ кВт},$$

где η_k – эффективный КПД компрессора. Из рассмотренного выше следует, что минимальные затраты энергии на привод компрессора

возможны при изотермическом процесса сжатия в нем. В соответствии с 1-ым законом термодинамики, в изотермическом процессе от сжимаемого газа должна отводиться теплота, эквивалентная затрачиваемой работе, чтобы температура оставалась неизменной.

Приближение процесса сжатия в компрессоре к изотермическому имеет не только термодинамическое, но и эксплуатационное значение. При сжатии по адиабате (без охлаждения) или политропе в конце сжатия повышается температура газа, что может вызвать возгорание смазки и соответствующие неполадки. Поэтому компрессор, как правило, имеет систему охлаждения. Особенно это актуально при высокой степени повышении давления.

Стремление приблизить процесс сжатия к изотермическому привело к созданию многоступенчатых компрессоров. Сжатие в них осуществляется последовательно в несколько ступеней и с промежуточным изобарным охлаждением газа после каждой ступени до начальной температуры. В этом случае в целом процесс сжатия с увеличением числа ступеней все больше приближается к изотермическому.

Задачи по разделу 2

1. Определить работу на привод поршневого компрессора, если известно, что сжатие в первом случае протекает изотермически, во втором адиабатно, а в третьем политропно с показателем $n = 1,8$. Рабочее тело (воздух) сжимается от нормальных условий до конечного давления – 8 бар (абс.). Изобразить процессы сжатия в Pv – и Ts – диаграммах.

Ответ: $l_m = 164$ кДж/кг; $l_{ад} = 219$ Дж/кг; $l_n = 265$ кДж/кг.

2. Идеальный поршневой компрессор сжимает $450 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха от давления $p_1 = 0,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $t_1 = 30^\circ \text{ С}$ до $p_2 = 4,9 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Определить мощность, затрачиваемую на привод компрессора, если сжатие происходит адиабатно, и температуру газа на выходе из компрессора.

Ответ: $N = 28,5 \text{ кВт}; t = 207^\circ \text{ С}$.

3. Компрессор воздушной холодильной установки сжимает воздух до давления $0,4 \text{ МПа}$. Определить теоретическую температуру в холодильной камере, если начальное давление $0,1 \text{ МПа}$, а температура окружающей среды 25° С . Сжатие и расширение считать адиабатными процессами. Сжатый воздух охлаждается до температуры окружающей среды.

Ответ: $t_{\text{хк}} = -71^\circ \text{ С}$.

4. Компрессор сжимает $600 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха от давления $p_1 = 98 \text{ кПа}$ до $p_2 = 638 \text{ кПа}$. Определить теоретическую мощность, необходимую на привод компрессора, если сжатие происходит: а) по адиабате; б) по политропе с показателем $n = 1,3$; в) по изотерме.

Ответ: $N_{\text{ад}} = 40,6 \text{ кВт}; N_{\text{пол}} = 38,3 \text{ кВт}; N_{\text{из}} = 30,5 \text{ кВт}$.

5. Двухступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 0,0981 \text{ МПа}$ до давления $p_2 = 5,88 \text{ МПа}$. Сжатие происходит в политропном процессе с показателем $n = 1,25$. Начальная температура воздуха $t_1 = 20^\circ \text{ С}$, производительность компрессора $500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Определить расход воды на охлаждение цилиндров и промежуточного холодильника, если температура воды возрастает от 10 до 30° С ; а также мощность двигателя на привод компрессора, если $\eta_{\text{к}} = 0,66$. Компрессор без вредного объема.

Ответ: $N = 58,7 \text{ кВт}; M = 2390 \text{ кг/ч}$.

6. В двухступенчатом компрессоре без вредного объема воздух адиабатически сжимается от $0,98 \cdot 10^5$ до $49 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Определить производительность компрессора, если мощность его двигателя 60 кВт , а КПД компрессора $\eta_{\text{к}} = 0,65$. Начальная температура воздуха равна 27° С .

Ответ: $239,5 \text{ м}^3/\text{ч}$.

7. В изотермическом компрессоре воздух сжимается от 0,98 до 9,8 бар.. Как изменится мощность двигателя для привода компрессора, если сжатие будет производиться изотермически до 980 бар?

Ответ: в 3 раза.

8. Определить объемную часовую производительность по сжатому воздуху компрессора, сжимающего воздух от $p_1 = 98$ кПа и $t_1 = 15$ °С до $p_2 = 784$ кПа. Сжатие изотермическое, мощность двигателя 40 кВт.

Ответ: $V=88,4$ м³/ч.

9. В результате уменьшения расхода воды, охлаждающей цилиндр компрессора, температура сжатого воздуха на выходе из компрессора возрастает от 100 до 150 °С. Начальная температура воздуха остается постоянной и равной 117 °С. Давление сжатого воздуха $p_2 = 4,41$ бар, начальное давление $p_1 = 0,981$ бар. Как изменится затрачиваемая мощность?

Ответ: приблизительно на 6 %.

10. Кислородный компрессор сжимает кислород от давления $p_1 = 0,98 \cdot 10^5$ Па и $t_1 = 17$ °С до давления $p_2 = 3,43 \cdot 10^5$ Па. Определить необходимую мощность двигателя на привод компрессора, если адиабатический КПД установки $\eta_{ад} = 0,83$. Производительность компрессора 200 м³/ч по сжатому газу.

Ответ: $N = 23,4$ кВт.

11. Определить экономию в работе, полученную за счет перехода от одноступенчатого к двухступенчатому адиабатическому сжатию воздуха в поршневом компрессоре без вредного объема.

Начальное давление $p_1 = 0,98 \cdot 10^5$ Па, температура $t_1 = 17$ °С. Конечное давление $p_2 = 9,8 \cdot 10^5$ Па.

Ответ: 16,5 %.

Вопросы для самостоятельного изучения

1. В чем состоит назначение компрессора в схеме холодильной установки?
2. Как подразделяются компрессоры?
3. Перечислите преимущества бескрейцкопфных компрессоров по сравнению с крейцкопфными.
4. Почему оппозитные компрессоры имеют две системы смазки?
5. Какова наиболее распространенная конструкция клапанов компрессора?
6. В чем особенности работы винтовых и ротационных компрессоров?
7. Перечислите способы регулирования производительности компрессоров различных конструкций.
8. Назовите преимущества герметичных компрессоров.
9. Расскажите о принципе работы, преимуществах и недостатках ротационного компрессора с вращающимся ротором.
10. В чем преимущества и недостатки винтового компрессора?
11. Что называется геометрической степенью сжатия винтового компрессора?
12. Каковы основные детали спирального компрессора?

3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

3.1 Расчет и подбор конденсаторов

В холодильных установках применяют кожухотрубные (вертикальные и горизонтальные), а также испарительные конденсаторы.

В большинстве случаев на крупных и средних установках применяют горизонтальные кожухотрубные конденсаторы с водяным охлаждением.

Технические характеристики конденсаторов этого типа приведены в приложении 1.

В процессе расчета конденсатора определяют:

площадь теплопередающей поверхности, по которой подбирают один или несколько конденсаторов с суммарной площадью поверхности, равной расчетной;

расход воды, проходящей через конденсатор, по которому подбирают насосы.

Расчет выполняют в такой последовательности:

1) рассчитывают среднюю логарифмическую разность температур между конденсирующимся хладагентом и охлажденной средой, °С:

$$\theta_{cp.} = \frac{t_{вд2} - t_{вд1}}{2,31g \left(\frac{t_k - t_{вд1}}{t_k - t_{вд2}} \right)}$$

где $t_{вд1}$ и $t_{вд2}$ - соответственно начальная и конечная температуры охлаждающей воды, °С; t_k - температура конденсации хладагента, °С;

2) определяют площадь теплопередающей поверхности конденсатора, м²:

$$F = \frac{Q_k 10^3}{k \theta_{cp.}}$$

где (Q_k — действительный тепловой поток, который определяется суммированием тепловых потоков при расчетах одноступенчатых и двухступенчатых холодильных машин (от всех групп компрессоров), кВт; k — коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м²°С).

Для горизонтальных кожухотрубных аммиачных конденсаторов $k = 700... 1000$ Вт/(м²°С).

По рассчитанному значению F в приложение 1 подбирают один или несколько конденсаторов;

3) находят расход охлаждающей воды, м³/с, проходящей через конденсатор:

$$G = \frac{Q_K}{c_v \rho_v (t_{вд.1} - t_{вд.2})}$$

где c_v - удельная теплоемкость воды, $c_v = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}^\circ\text{C})$; $\rho_v = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ - плотность воды.

По расходу воды с учетом необходимого напора по приложению 2 подбирают один или несколько насосов. Обязательно предусматривают резервный насос.

3.2 Расчет и подбор камерного оборудования. Подбор батарей

Камерное оборудование подбирают в соответствии с принятым способом охлаждения.

При «тихом» охлаждении камер холодильников используют батареи из гладких или оребренных труб, а также панельные батареи.

Гладкотрубные батареи изготавливают из труб диаметром 57,0x3,5 мм.

Батареи из оребренных труб проектируют из секций, которые изготавливают из труб диаметром 38x2,5 мм. Шаг оребрения составляет 20 мм для холодильных камер, предназначенных для хранения упакованных продуктов, и 30 мм - для холодильных камер, предназначенных для хранения неупакованных продуктов.

Секции охлаждающих батарей изготавливают шести типов: СК - стальные оребренные одноколлекторные; СЗГ - змеевиковые головные; СЗХ - змеевиковые хвостовые; СС - средние; СЗ - змеевиковые; С2К - двухколлекторные.

Конструкции секций показаны на рис. 3.1, а технические характеристики даны в приложении 3.

Расчет и подбор батарей выполняют в следующей последовательности:

1) выбирают тип секций. При этом руководствуются следующими требованиями:

в первую очередь батареи размещают на потолке, при этом отступы от торцовых стен должны быть не менее 1 м;

минимальное число секций две: головная и хвостовая, если батарея змеевикомая, или обе коллекторные. Между этими секциями могут быть вварены средние секции, число которых зависит от длины камеры;

2) определяют длину батареи l_b , м:

$$l_b = 2l_{кр} + el_{сс}$$

где $l_{кр}$ - длина крайних секций (змеевиковых или коллекторных), м;

$l_{сс}$ - длина средних секций, м;

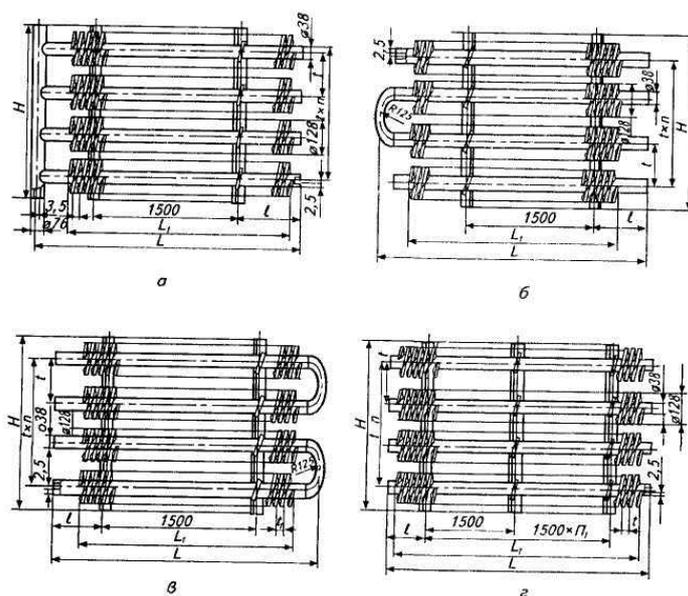


Рис. 3.1 Секции стальные оребренные охлаждающих батарей:

а — типа СК; *б* — типа СЗГ; *в* — типа СЗХ; *г* — типа СС

3) определяют площадь поверхности батареи, m^2 :

$$F_a = 2F_{\text{ед}} + \dot{a}F_{cc}$$

где $F_{кр}$ - площадь поверхности охлаждения крайних секций, m^2 ; F_{cc} - площадь поверхности охлаждения средних секций, m^2 ;

3) определяют требуемую площадь поверхности батарей, m^2 :

$$F = \frac{Q_{к.о.}}{k\Delta t}$$

где $Q_{к.о.}$ - суммарная нагрузка на камерное оборудование Вт,
 k - коэффициент теплопередачи прибора охлаждения, Вт/($m^2\text{°C}$);
 $\Delta t = t_e - t_o$ - средняя разность температур между воздухом в камере и кипящим хладагентом, $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 3.1. Коэффициенты теплопередачи батарей из оребренных труб

Компоновка батарей	Температура воздуха в камере, $^{\circ}\text{C}$	
	0	-20
Потолочные однорядные	5,9...5,1	4,7...4,2
Потолочные двухрядные	5,6...4,8	4,4...4,0
Пристенные:		
4 трубы по высоте	4,7...4,1	3,6...3,3
8 труб по высоте	4,3...3,7	3,4...3,0

Примечание. Большие значения « k » относятся к батареям с шагом ребер 30 мм, меньшие - с шагом ребер 20 мм;

5) определяют число батарей, которые необходимо разместить в камере, шт.:

$$n = \frac{F}{F_б}$$

Батареи в первую очередь размещают на потолке камеры в пролетах между балками. Если потолочных батарей будет недостаточно, то устанавливают пристенные батареи.

3.3 Расчет и подбор воздухоохладителей

Воздухоохладители предназначены для создания и поддержания температурного режима в камерах охлаждения или замораживания пищевых продуктов.

Воздухоохладители устанавливают как непосредственно в камерах, так и вне их. В настоящее время большое распространение получили подвесные воздухоохладители, не занимающие полезной площади камеры. Из воздухоохладителей такого типа наиболее пригодными являются аппараты с пластинчатым оребрением марок ВОП и ВОГ, характеристики которых приведены в приложении 4.

В воздухоохладителях ВОП-50, ВОП-75, ВОГ-100 и ВОГ-230 (рис. 3.2) воздух перемещается горизонтально, в воздухоохладителях ВОП-100 и ВОП-150 воздух всасывается снизу, а затем распределяется в горизонтальном направлении.

Воздухоохладители ВОП-50 и ВОП-75 различаются только шагом ребер, так же как и воздухоохладители ВОП-100 и ВОП-150 (рис. 3.2, а, б).

Воздухоохладитель ВОГ-230 (рис. 3.2, в) предназначен для создания и поддержания температурного режима в камерах замораживания или охлаждения мяса. В отличие от других воздухоохладителей с одинаковым шагом ребер во всех секциях в

воздухоохладителе ВОГ-230 батареи, установленные на входе воздуха, имеют большие расстояния между ребрами.

Во всех воздухоохладителях использованы трубы диаметром 25x2,5 мм или 25x2 мм.

Воздухоохладитель подбирают по площади теплопередающей поверхности, m^2 , которую рассчитывают по формуле:

$$F = \frac{Q_{к.о.}}{k\Delta t}$$

где $Q_{к.о.}$ - тепловая нагрузка на оборудование, Вт; k - коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, Вт/($m^2\text{°C}$); Δt - средний температурный напор между циркулирующим воздухом и хладагентом, °C .

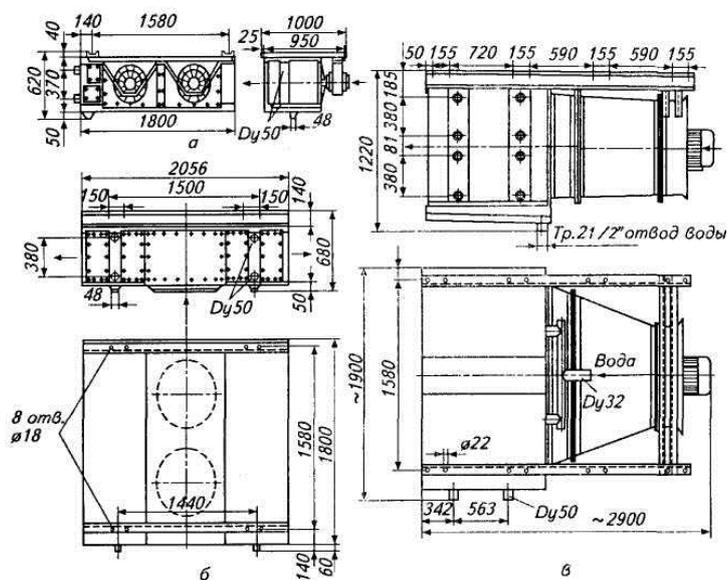


Рис. 3.2 Воздухоохладители подвесного типа

a - ВОП-50 (ВОП-75); *б* - ВОП-100 (ВОП-150); *в* - ВОГ-230

Для воздухоохлаждавателей с ребренной наружной поверхностью значение коэффициента теплопередачи k можно принять в зависимости от температуры кипения аммиака t_0 :

$t_0, ^\circ\text{C}$	-40	-20	-15	0 и выше
$k, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$	11,6	12,8	14,0	17,5

Средний температурный напор $\Delta t, ^\circ\text{C}$, можно подсчитать как средний арифметический, так как изменение температуры в процессе теплообмена незначительно:

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_0$$

где t_1 и t_2 - температура воздуха на входе в воздухоохлаждаватель и на выходе из него, $^\circ\text{C}$.

Степень охлаждения воздуха в аппарате зависит от назначения камеры и рода хранимого или обрабатываемого продукта. Принимают, что в воздухоохлаждавателях камер хранения воздух охлаждается на 2...3 $^\circ\text{C}$, камер холодильной обработки - на 5... 10 $^\circ\text{C}$, а в некоторых случаях - на 15 $^\circ\text{C}$.

При выборе камерных приборов охлаждения для камер охлаждения или замораживания продуктов необходимо учесть, что в первый период после загрузки продуктов нагрузка на оборудование очень большая (так называемая пиковая). Для снятия пиковых нагрузок целесообразно увеличить поверхность охлаждающих приборов (обычно воздухоохлаждавателей) на 30 % против расчетной.

По рассчитанному значению площади теплопередающей поверхности P в приложении 4 подбирают один или несколько

воздухоохладителей с таким расчетом, чтобы распределение температур по всему объему помещения было равномерным. При этом нужно следить, чтобы скорость движения воздуха в камере не превышала допустимую.

Задачи по разделу 3

1. Подобрать конденсатор для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью $Q_0 = 175000 \text{ Вт}$ при $t_0 = -15^\circ \text{C}$; $t_{w_1} = +20^\circ \text{C}$
2. Подобрать кожухотрубный испаритель и определить объемный расход рассола для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью $Q_0 = 232600 \text{ Вт}$ при температуре рассола, входящего в испаритель $t_{p_1} = -27^\circ \text{C}$.
3. Подобрать аммиачные потолочные ребристые однорядные батареи для камеры, если дано: $Q_0 = 20000 \text{ Вт}$; $t_g = -20^\circ \text{C}$. Длина камеры 24 м., ширина камеры 12 м.
4. Определить площадь теплопередающей поверхности аммиачного воздухоохладителя из оребренных труб и объемную подачу вентилятора для камеры хранения груза. Тепловой поток воздухоохладителя $Q_0 = 45000 \text{ Вт}$; температура воздуха в камере 0°C , скорость воздуха 5 м/с.

Вопросы для самостоятельного изучения

1. Какие факторы влияют на интенсивность теплообмена в конденсаторе?
2. Назовите конструктивные особенности кожухотрубных (горизонтальных и вертикальных) конденсаторов, перечислите их преимущества и недостатки.
3. Почему в настоящее время предпочтение отдается испарительным конденсаторам? Перечислите их преимущества и недостатки.

4. Каковы назначение, конструкция и принцип работы вентиляторных градирен типа ГПВ?
5. Каковы особенности конструкций рассольных испарителей кожухотрубного и кожухозмеевикового типов, их преимущества и недостатки?
6. Как изготавливают пристенные и потолочные батареи из стандартных секций?
7. Каковы конструктивные особенности подвесных воздухоохладителей типа ВОП и ВОГ, их преимущества и недостатки?
8. В каких камерах применяют постаментные воздухоохладители типа ФВП? Как осуществляется циркуляция воздуха в камерах, оборудованных такими воздухоохладителями?
9. Каковы конструктивные особенности воздухоохладителей типа АВН и АВП?
10. Когда применяют комбинированные воздухоохладители? В чем заключается особенность их работы?
11. От чего зависит коэффициент теплопередачи приборов охлаждения?
12. Какие данные необходимы для подбора приборов охлаждения?

4. ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

4.1 Подбор ресиверов

Ресиверы представляют собой герметичные стальные цилиндрические сосуды, используемые в качестве емкостей для жидкого хладагента. Ресиверы имеют патрубки для присоединения их к трубопроводам и установки необходимых запорных вентилей. В зависимости от назначения в холодильных установках с разными технологическими схемами питания испарительной системы

хладагентом они делятся на линейные, дренажные, циркуляционные и защитные.

Линейные ресиверы предназначены для создания запаса жидкого хладагента и для равномерного заполнения им испарителей при изменении тепловой нагрузки; они освобождают конденсатор от жидкости и обеспечивают равномерную подачу ее к регулирующему вентиллю.

Линейный ресивер устанавливают на стороне высокого давления машины непосредственно за конденсатором. При работе машины ресивер должен быть заполнен на 50 % объема. Линейный ресивер является хорошим сборником воздуха и масла. Постоянно поддерживаемый уровень жидкого хладагента служит гидравлическим затвором, препятствующим перетеканию в испаритель пара высокого давления. В кожухотрубных конденсаторах ресивером служит нижняя часть кожуха.

Дренажные ресиверы предназначены для временного хранения жидкого хладагента, сливаемого из охлаждающих батарей перед их оттаиванием или ремонтом.

Циркуляционные ресиверы используют в установках с принудительной циркуляцией. Из них хладагент насосом подается в охлаждающие батареи или воздухоохладители.

Дренажные и циркуляционные ресиверы используют только на больших холодильных установках. Их располагают на стороне низкого давления ниже отметки, на которой размещено все оборудование испарительной системы. Этим обеспечивается свободный слив жидкости из испарителей и отделителей жидкости.

Защитные ресиверы вместе с отделителем жидкости, устанавливаемым на всасывающем трубопроводе между испарителями и компрессором, служат для защиты компрессоров от гидравлических ударов. Их применяют в безнасосных системах питания испарителей жидким хладагентом и устанавливают на стороне низкого давления ниже отметки, на которой находится оборудование испарителей.

Правильный выбор вместимости аппаратов обеспечивает безопасность работы системы. В соответствии с правилами безопасности на аммиачных холодильных установках вместимость ресиверов следует определять исходя из следующих соображений.

Линейные ресиверы должны вмещать аммиака не менее 30 % объема батарей и воздухоохладителей в автоматизированных насосно-циркуляционных системах с верхней подачей аммиака и 60 % объема батарей и воздухоохладителей в автоматизированных насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения. При наличии на всасывающих трубопроводах приборов охлаждения соленоидных вентилей вместимость ресиверов можно уменьшить до 30 % объема батарей и воздухоохладителей.

В автоматизированных безнасосных системах вместимость линейных ресиверов определяют так же, как в насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения.

Циркуляционные ресиверы должны быть рассчитаны на прием сверх рабочего заполнения жидкого аммиака, сливаемого из приборов охлаждения. Это количество жидкого хладагента составляет не менее 30 % от общего количества хладагента в испарительной системе.

Дренажные ресиверы должны обеспечивать возможность слива аммиака из приборов охлаждения самой крупной камеры хранения или замораживания.

Защитные ресиверы в безнасосных системах должны вмещать не менее 30 % жидкости, содержащейся в приборах охлаждения, в случае выброса ее из батарей при повышенных тепловых нагрузках. При определении расчетного объема ресиверов всех типов следует учитывать, что заполнение их при любых обстоятельствах не должно превышать 80 % объема. Поэтому в соответствии с требованиями безопасности расчетный объем всех типов ресиверов увеличивают на 20 %. Рабочее заполнение ресиверов составляет: линейных - 50 %, циркуляционных - 30 %. При нормальной работе дренажные и защитные ресиверы не заполнены жидким аммиаком.

Определить вместимость, m^3 , разных видов ресиверов можно по формулам:

1. Линейные ресиверы:

а) в насосно-циркуляционных системах с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения

$$V_{л.р.} = K_3 \frac{K_{вм} V_{исп.}}{K_{р.з.}}$$

где $K_3 = 1,2$ - коэффициент запаса; $K_{вм.} = 0,3$ - коэффициент минимальной вместимости линейного ресивера (30% испарительной системы); $V_{исп.}$ — вместимость испарительной системы, m^3 ; $K_{р.з.} = 0,5$ - коэффициент, учитывающий норму заполнения ресивера при эксплуатации (50 % объема);

б) в насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака и в безнасосных системах при отсутствии соленоидных вентилей на всасывающих трубопроводах батарей

$$V_{л.р.} = 1,2 \frac{0,6V_{исп.}}{0,5}$$

2. Циркуляционные ресиверы в насосно-циркуляционных системах:

$$V_{ц.р.} = (V_{б.}k_1 + V_{воз.}k_2)k_3k_4k_5k_6k_7$$

где $V_{возд.}$ - вместимость воздухоохладителей самой крупной камеры, м³. Значения коэффициентов приведены в табл. 4.1

Таблица 4.1- Значения коэффициентов при расчете вместимости циркуляционного ресивера

Кэф- фи- циент	Что учитывает	В насосно-циркуляционных схемах		В без- насосных схемах
		при нижней подаче	при верхней подаче	
k_1	Заполнение труб батарей	0,7	0,25	0,7
k_2	Заполнение труб воздухоохладителей	0,7	0,5	0,7
k_3	Количество аммиака, выбрасываемого из приборов охлаждения	0,3	—	0,3
k_4	Вместимость коллекторов и трубопроводов	1,2	1,2	1,1
k_5	Рабочее заполнение ресиверов для обеспечения устойчивой работы насосов:			
	горизонтальных	1,25	1,25	1,05
	вертикальных	1,55	1,55	1,2
k_6	Допустимое заполнение ресиверов:			
	горизонтальных	1,25	1,25	1,25
	вертикальных	1,45	1,45	1,45
k_7	Запас вместимости	1,2	1,2	1,2

3. Дренажный ресивер:

$$V_{др.} = 1,2 \frac{V_{б.}V_{воз.}}{0,8}$$

где $V_{б}$ и $V_{возд.}$ - вместимость батарей и воздухоохладителей самой крупной камеры, m^3 .

Вместимость испарительной системы, m^3 , складывается из вместимости батарей и воздухоохладителей:

$$V_{исп.} = V_{возд.} + V_{б.}$$

Вместимость воздухоохладителей различных марок приведена в приложении 4.

Вместимость батарей, m^3 ,

$$V_{б.} = Lv$$

где L — длина труб батареи, м; v — вместимость 1 м трубы, m^3/m .

Длина труб батареи, м,

$$L = l_б nN$$

где $l_б$ - длина каждой трубы; n - число труб в секции; N - суммарное число батарей.

В качестве линейных ресиверов используют горизонтальные цилиндрические сосуды. Ресиверы марки РВ могут быть использованы при рабочем давлении до 1,8 МПа в диапазоне температур $-15...+47^{\circ}C$.

Характеристики линейных ресиверов марки РВ приведены в приложении 7.

Ресиверы марки РД также представляют собой горизонтальный сварной цилиндрический сосуд. Они могут быть использованы в качестве циркуляционных, линейных, дренажных и защитных.

Ресиверы РД могут быть использованы при рабочем давлении до 1,5 МПа в диапазоне температур - 50...+40 °С.

Характеристики дренажных (дренажно-циркуляционных) ресиверов марки РД приведены в приложении 9.

На крупных холодильных установках целесообразно применение аппаратов, выполняющих одновременно функции циркуляционных ресиверов и отделителей жидкости. Для этого предназначены дренажные вертикальные циркуляционные ресиверы марки РДВ. Аппарат предназначен для работы при давлении не более 1,5 МПа в диапазоне температур - 50...+40 °С.

Характеристики дренажных вертикальных циркуляционных ресиверов марки РДВ приведены в приложении 8.

4.2 Подбор отделителей жидкости

Отделители жидкости предназначены для защиты компрессоров от попадания в них жидкого хладагента и, следовательно, от гидравлического удара.

Подбирают отделители жидкости по диаметру всасывающего патрубка компрессора. На каждую температуру кипения подбирают отдельный сосуд, обслуживающий всю испарительную систему.

Отделитель жидкости представляет собой сварной цилиндрический сосуд, имеющий патрубки и штуцеры для присоединения жидкостной и паровых линий аммиака, уравнивательной линии, автоматических приборов и манометра (рис. 4.1).

Отделители жидкости рассчитаны на рабочее давление не более 1,5 МПа. Рабочий диапазон температур находится в пределах -50...+40

°С. Технические характеристики отделителей жидкости приведены в приложении 10.

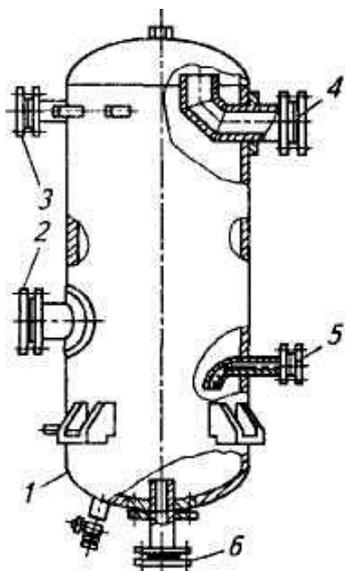


Рис.4.1 Отделитель жидкости:

- 1 - корпус;
- 2 - патрубок для входа влажного пара;
- 3 - патрубок для уравнильной линии;
- 4 - патрубок для выхода сухого пара;
- 5 - патрубок для входа хладагента после дросселирования;
- 6 - патрубок для слива жидкости.

4.3 Подбор промежуточного сосуда

Полное промежуточное охлаждение пара после ступени низкого давления в двухступенчатой холодильной машине достигается в промежуточном сосуде в результате кипения в нем жидкости при промежуточном давлении. Вследствие кипения той же жидкости переохлаждается проходящий по змеевику хладагент перед регулирующим вентилем.

Промежуточный сосуд подбирают по диаметру всасывающего патрубка ступени высокого давления.

Технические характеристики промежуточных сосудов марки ПС₃ приведены в приложении 5.

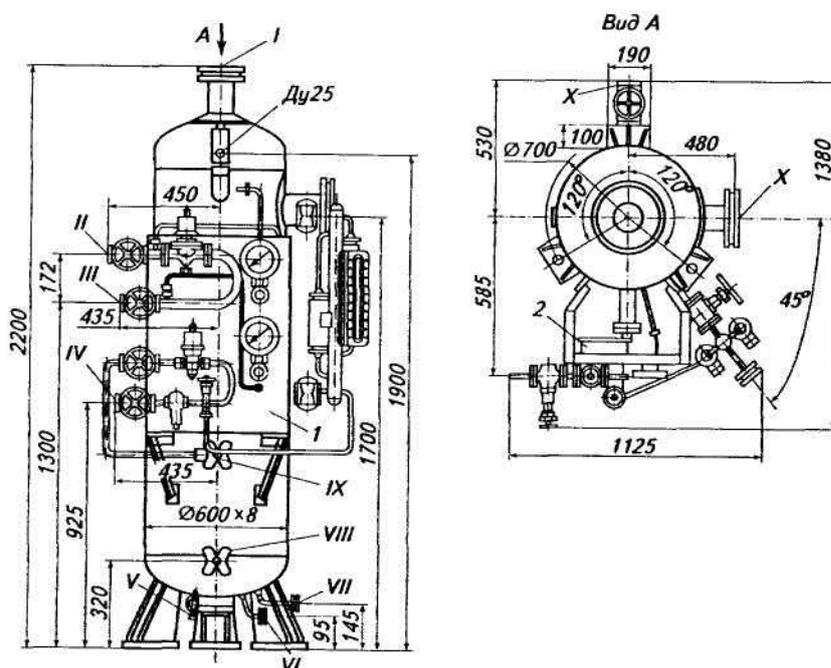


Рис. 4.2 Промежуточный сосуд СПА 600:

I — шит приборов; 2 — соединительная трубка; I — патрубок входа газообразного аммиака из с.н.д.; II — патрубок к всасывающему трубопроводу с.вл.; III — патрубок к всасывающему трубопроводу с.н.л.; IV — патрубок выхода аммиака к распределительному коллектору; V — патрубок слива жидкого аммиака; VI — патрубок входа жидкого аммиака в змеевик; VII — патрубок выхода жидкого аммиака из змеевика; VIII — патрубок слива масла; IX — патрубок входа жидкого аммиака; X — патрубок выхода газообразного аммиака к с.в.д

Они применяются при рабочем давлении до 1,5 МПа, температуре в корпусе $-30...+40^{\circ}\text{C}$, температуре в змеевике $-30... 47^{\circ}\text{C}$.

Агрегаты двухступенчатого сжатия АД-130-7-4 и АД-90-3 комплектуются промежуточным сосудом марки СПА 600 (рис. 4.2).

Основные размеры промежуточного сосуда марки СПА 600: $D \times S = 600 \times 8$ мм, $H = 2200$ мм.

4.4 Подбор маслоотделителей

Маслоотделители предназначены для отделения масла, уносимого из компрессора вместе с парами хладагента. Наиболее полно отделяется масло от хладагента в аппаратах с охлаждением.

Охлаждение может осуществляться водой (аппараты марки МОВ) или аммиаком (барботажные аппараты марки ОММ).

Подбор маслоотделителя производится по диаметру нагнетательного патрубка компрессора. В настоящее время все агрегаты как одноступенчатого, так и двухступенчатого сжатия, работающие на аммиаке, включают маслоотделители.

Маслоотделители циклонного типа выпускают марок 65МО и 100МО; барботажного типа - марок 50ОММ, 80ОММ, 100ОММ, 125ОММ, 150ОММ, 200ОММ и 300ОММ; с водяным охлаждением - марок МОВ-32М, МОВ-40Б, МОВ-50. Цифра в обозначении соответствует диаметру нагнетательного патрубка.

4.5 Подбор аммиачного насоса

В насосно-циркуляционных схемах холодильных установок для перекачивания жидкого аммиака применяют герметичные электронасосы, технические характеристики которых приведены в приложении 2, 4.

Насос устанавливается как можно ближе к циркуляционному ресиверу. Чтобы не произошло вскипания жидкости, необходимо иметь избыточное давление на входе в насос по отношению к давлению в

циркуляционном ресивере (подпор). Подпор на всасывании (без учета сопротивления всасывающего трубопровода) должен составлять:

для насоса ЦНГ-70М - не менее 1,5 м ст. жидкого аммиака в диапазоне производительности 3...12м³/ч и при температуре аммиака - 40...0 °С;

для насоса ЦНГ-68 - не менее 1,5 м ст. жидкого аммиака при производительности до 20 м³/ч и при температуре аммиака -40...0°С. При производительности 20...28м³/ч подпор 1,5 м допустим только для температуры аммиака выше -20 °С. При более низких температурах подпор на всасывании должен быть увеличен до 3,5 м ст. жидкого аммиака.

Для создания подпора ось всасывающего патрубка насоса должна быть ниже минимально возможного уровня в циркуляционном ресивере на величину

$$h = h_{\text{подп.}} + h_{\text{ном.}}$$

где $h_{\text{подп.}}$ - необходимый подпор на всасывании, м; $h_{\text{ном.}}$ - сумма потерь на трение в трубопроводе и в местных сопротивлениях.

Чтобы значение $h_{\text{подп.}}$ было минимальным, всасывающий трубопровод делают большего диаметра (скорость аммиака не более 0,5 м/с) и возможно короче. Для уменьшения местных сопротивлений число вентилей и поворотов на трубопроводе должно быть минимальным.

Схема присоединения насоса к циркуляционному ресиверу приведена на рис. 4.3. Насос снабжают отдельным маслосборником, устанавливаемым ниже всасывающего трубопровода.

Задачи по разделу 4

- 1.** Подобрать аммиачный циркуляционный насос для холодильной установки, если дано: $t_0 = -10^{\circ}C$; массовая подача хладагента $m=0,2$ кг/с; $\nu_{жс} = 0,00153 м^3 / кг$ при $t_0 = -10^{\circ}C$; $a=5$ – подача нижняя.
- 2.** Определить вместимость испарительной системы для холодильной установки, работающей на три температуры кипения t_0 , если дано $Q_{0-10}^{об} = 195000 Вт$; $Q_{0-30}^{об} = 290000 Вт$; $Q_{0-40}^{об} = 140000 Вт$.
- 3.** Подобрать ресивер линейный. Все данные принять из задачи 2: $V_{\sigma}^{-10} = 0,576 м^3$; $V_{\sigma}^{-30} = 4,5 м^3$; $V_{\sigma}^{-40} = 0,432 м^3$.
- 4.** Подобрать циркуляционные ресиверы. Все данные принять из задачи 2.
- 5.** Подобрать дренажный ресивер для холодильной установки из задачи 4.
- 6.** Подобрать дополнительный маслоотделитель перед конденсатором если в него нагнетают пар компрессоры: П 110-7-2 – 2 шт., П -80-7-2 – 2 шт., ПД – 25-7-4 – 3 шт., ПД – 55-7-4 – 4 шт..

Вопросы для самостоятельного изучения

1. Назовите типы ресиверов, применяемых на аммиачных холодильных установках, укажите их назначение.
2. Как определить объем циркуляционного, линейного, дренажного и защитного ресиверов?
3. Как рассчитать геометрический объем труб приборов охлаждения?
4. Сформулируйте принципы маслоотделения и конструкции маслоотделителя.

5. Почему масло из аммиачной системы удаляют через маслособиратель?
6. Расскажите о принципе, на котором основано отделение воздуха от пара аммиака.
7. Каковы назначение и принцип работы обратного клапана?
8. Каковы назначение и принцип работы предохранительных клапанов? Места их установки в холодильной машине?
9. С какой целью устанавливают фильтры-осушители?
10. Каковы конструктивные особенности центробежных насосов типа К?
11. Каковы конструктивные особенности центробежных насосов типа АГ?
12. По каким параметрам подбирают насосы для воды, хладоносителя и хладагента?
13. Как определить диаметр и подобрать трубопровод?

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Данный раздел представлен в методических указаниях «Холодильное и вентиляционное оборудование: методические указания по выполнению расчетно-графической работы для студентов по направлению подготовки бакалавров 35.03.06 «Агроинженерия» профиль «Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции» очной формы обучения/сост. А.Н. Смирнов. - Караваево: Костромская ГСХА, 2019. — 29 с.» в них описаны условия хранения скоропортящихся продуктов, последовательно изложен ход технических расчетов, необходимых для выбора холодильных агрегатов. Исходные данные для выполнения расчетов выдаются преподавателем, в которые входит планировка охлаждаемого блока или камеры и ситуационный план проектируемого предприятия.

Раздел включает следующие подразделы:

- описание конструкции и планировка сборных холодильных камер;
- характеристика вентиляции охлаждаемых помещений и машинного зала;
- описание параметров холодильных камер и расчет толщины тепловой изоляции ограждений;
- расчет теплопритоков;
- расчет и подбор холодильного агрегата системы охлаждения;
- распределение испарителей по камерам;
- проверочный тепловой расчет холодильной установки.

Вопросы для самостоятельного изучения

1. В чем состоит назначение теплоизоляции, гидро- и пароизоляции?
2. Приведите классификацию теплоизоляционных материалов.
3. Приведите классификацию гидро- и пароизоляционных материалов.
4. Перечислите требования, предъявляемые к теплоизоляционным конструкциям.
5. Назовите основные типовые конструкции наружных стен и покрытий.
6. Какие конструктивные мероприятия предусматривают для защиты грунта от промерзаний?
7. Каким образом осуществляют теплоизоляцию трубопроводов?
8. Как рассчитать теплопритоки через ограждения?
9. Как рассчитать теплоприток от продуктов при их холодильной обработке?
10. Как рассчитать теплопритоки при вентиляции помещений?
11. Как рассчитать эксплуатационные теплопритоки?
12. Как осуществляется выбор холодильной машины?

6. ВЕНТЯЛЯЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

6.1 i-d - ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

В 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным разработана i-d -диаграмма влажного воздуха. В настоящее время она нашла широкое применение в инженерной практике при расчетах сушки, вентиляции и кондиционирования воздуха. Ее применение на стадии проектирования типовых процессов позволяет уменьшить трудоемкость и продолжительность операций. i-d -диаграмма построена в косоугольной системе координат (рис. 6.1). Основными осями являются ось ординат, по которой отложены значения энтальпий i , кДж/кг, сухого воздуха, и ось абсцисс, по которой отложены значения влагосодержаний d , г/кг, сухого воздуха. Угол между осями составляет 135° . Это позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, т.е. увеличить рабочую площадь диаграммы. Однако на практике i-d -диаграмма влажного воздуха представляется в виде прямоугольной системы координат (для удобства), в ней осью абсцисс является вспомогательная горизонтальная прямая d , на которую в некотором масштабе снесены значения влагосодержаний с основной оси.

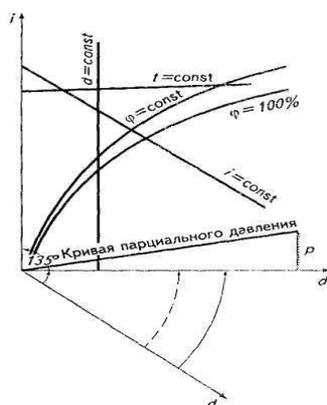


Рис. 6.1 Изолинии i-d -диаграммы влажного воздуха

На диаграмму нанесены изолинии для воздуха:
линии постоянных температур ($t = \text{const}$);
линии постоянных влагосодержаний ($d = \text{const}$);
линии постоянных энтальпий ($i = \text{const}$);
линии постоянных относительных влажностей ($\varphi = \text{const}$).

В нижней части i - d -диаграммы расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Ось ординат этого графика является шкалой парциального давления водяного пара p_n .

По контуру i - d -диаграммы нанесена шкала угловых коэффициентов лучей процессов изменения состояния воздуха (шкала тепловлажностных отношений).

Все поле диаграммы линией $\varphi = 100 \%$ разделено на две части. Выше этой линии расположена область ненасыщенного влажного воздуха. Линия $\varphi = 100 \%$ соответствует состоянию воздуха, насыщенного водяными парами. Ниже расположена область перенасыщенного состояния воздуха (состояние тумана). Данная область не представляет интереса для систем кондиционирования воздуха (СКВ) и поэтому является нерабочей частью диаграммы.

Каждая точка на i - d диаграмме соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха.

Линия e на i - d диаграмме отвечает процессу тепловлажностной обработки воздуха.

Рабочий вариант i - d -диаграммы влажного воздуха приведен в приложении 11.

6.2 ПРОЦЕССЫ НАГРЕВА, ОХЛАЖДЕНИЯ И СМЕШЕНИЯ ВОЗДУХА

На i - d -диаграмме влажного воздуха процессы нагрева и охлаждения воздушной среды изображаются лучами по $d = \text{const}$ (рис. 6.2).

Процессы сухого нагрева и сухого охлаждения воздуха на практике осуществляют, применяя теплообменники (воздухонагреватели, воздухоохладители).

Если влажный воздух в теплообменнике охлаждается ниже точки росы, процесс сопровождается выпадением конденсата на поверхности и воздух осушается (см. рис. 6.2).

Расход теплоты Q в теплообменнике на нагрев воздуха массой G , имеющего параметры i_{A_1}, t_1 до состояния t_2, i_{A_2} (см. рис. 5.2) определяется по уравнению

$$Q = Gc(t_2 - t_1) = G(i_{B_2} - i_{B_1})$$

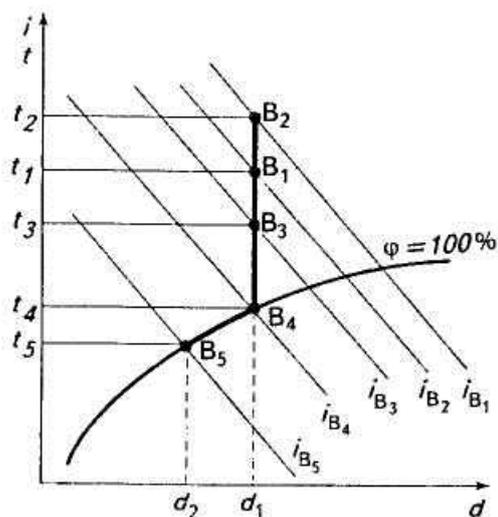


Рис. 6.2 Процессы сухого нагрева и охлаждения на i - d - диаграмме:

B_1B_2 - сухой нагрев; B_1B_3 - сухое охлаждение; $B_1B_4B_5$ — охлаждение с осушением воздуха.

Расход холода $Q_{\text{хол}}$ при охлаждении воздуха от состояния $B_1(t_1, i_{A_1})$ до состояния $B_3(t_3, i_{A_3})$ определяют по уравнению

$$Q = Gc(t_1 - t_3) = G(i_{B_1} - i_{B_3})$$

Количество конденсата W_k , образующегося при осушке воздуха от состояния $B_1(t_1, d_1)$ до состояния $B_5(t_5, d_2)$ рассчитывают по уравнению

$$W_k = Gc(d_1 - d_2)10^{-3}$$

Процессы смешения влажного воздуха изображаются на i - d -диаграмме прямой линией, соединяющей исходные состояния смешиваемого воздуха. Причем параметры смеси определяют по точке C , лежащей на этой прямой.

Задачи по разделу 6

1. Определить влагосодержание и относительную влажность воздуха в атмосфере, если давление $P = 1$ бар, температура 20 °С, а парциальное давление водяного пара составляет 10 мм рт. ст. Использовать при решении графоаналитический метод.

Ответ: $\varphi = 57\%$, $d = 0,0084$ кг/кг с.в.

2. Определить температуру точки росы и влагосодержание воздуха в помещении с относительной влажностью 70% и температурой 20 °С (графически).

Ответ: $t_p = 14$ °С; $d = 10$ г/кг с.в.

3. Определить удельный объем влажного воздуха при давлении 1 бар, температуре 25 °С и $\varphi = 90\%$.

Ответ: $\nu = 0,92$ м³/кг.

4. Определить абсолютную влажность воздуха (табличным и графическим способами), если известны: температура $t = 50$ °С, парциальное давление пара $0,08$ бар и барометрическое давление $P = 760$ мм рт. ст.

Ответ: $\rho = 0,05$ кг/м³.

5. Определить возможно ли выделение конденсата на внутренней поверхности перекрытия x , если минимальная температура этой поверхности имеет значение $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура воздуха в помещении $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ при относительной влажности 80% . Как устранить это явление в реальных условиях (устно)?

Ответ: возможно.

6. Определить вынос влаги в сушильной установке на каждый кг сухого воздуха, если начальные параметры влажного воздуха $t_1 = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $\varphi_1 = 80\%$, воздух подогревается до $t_2 = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$, а покидает сушилку при влажности $\varphi_2 = 90\%$.

Ответ: $m = 19\text{ г/кг с.в.}$

7. Определить относительную влажность атмосферного воздуха, если известно: температура окружающей среды $28\text{ }^{\circ}\text{C}$, а парциальное давление водяного пара 25 мм рт.ст.

Ответ: $\varphi = 100\%$.

8. Определить абсолютную влажность воздуха, если его относительная влажность равна 60% , а температура $= 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $\rho = 0,01\text{ кг/м}^3$.

9. Каково состояние влажного воздуха, если $d = 4\text{ г/кг с.в.}$, а температура $0\text{ }^{\circ}\text{C}$?

Ответ: $\varphi \approx 100\%$.

10. В 15 часов температура атмосферного воздуха в тени равна $28\text{ }^{\circ}\text{C}$, а относительная влажность $\varphi = 75\%$. Возможно ли выпадение росы, если температура воздуха снизится к 20 часам до $15\text{ }^{\circ}\text{C}$?

Ответ: Да.

Вопросы для самостоятельного изучения

1. Как определить или измерить атмосферное давление, парциальное давление водяного пара и сухого воздуха?
2. Назовите наиболее распространенные единицы измерения давления. Какое соотношение существует между основными единицами измерения?
3. Как влияет изменение атмосферного давления на основные параметры воздуха?
4. Какой воздух легче — сухой или влажный? Почему?

5. Почему в расчетах процессов изменения состояния воздуха используют плотность сухого, а не влажного воздуха?
6. Назовите диапазон изменения плотности сухого воздуха в области температур, используемых при кондиционировании воздуха.
7. Дайте определение абсолютной и относительной влажности, влагоемкости и влагосодержания воздуха.
8. Дайте определение температуры мокрого термометра и психрометрической разности температур. Почему температура мокрого термометра имеет меньшее значение, чем температура сухого термометра?
9. Дайте определение температуры точки росы. Какую роль играет температура точки росы при выборе и расчете процессов охлаждения воздуха?
10. Как определить относительную влажность воздуха при известных значениях его температуры по сухому термометру t_c и точки росы t_p ?
11. Какие влажностные характеристики воздуха измеряются с помощью приборов? Какие из них можно определить только расчетным путем?
12. Какой воздух имеет большую теплоемкость — сухой или влажный? Почему? Какую теплоемкость воздуха учитывают при выполнении инженерно-технических расчетов? Назовите значение теплоемкости сухого воздуха.
13. Дайте определение энтальпии сухого и влажного воздуха. Какую размерность имеет энтальпия влажного воздуха? Энтальпия какого воздуха больше — сухого или влажного? Почему?
14. Возможен ли случай, когда энтальпия влажного воздуха при его отрицательной температуре имеет положительное значение? Если возможен, то почему?
15. Какие параметры воздуха изменяются при его нагревании? Какой параметр остается постоянным и почему? Как определить количество явной теплоты, подводимой к 1 кг воздуха?

16. Какие параметры воздуха изменяются при его нагревании с одновременным увлажнением? Как определить количество явной и скрытой теплоты, подводимой к 1 кг воздуха? Как определить температуру воды, подаваемой в оросительное устройство орошаемого воздухонагревателя?
17. Какие параметры воздуха изменяются при сухом охлаждении? Как построить процесс сухого охлаждения? Как определить количество явной теплоты, отводимой от 1 кг воздуха?
18. Какие параметры воздуха изменяются при охлаждении его с одновременным осушением? Как построить процесс охлаждения с осушением воздуха? Как определить количество отводимой теплоты и влаги? От чего зависит степень осушения воздуха?
19. Перечислите практические примеры применения процессов сухого охлаждения воздуха и его охлаждения с осушением. Назовите аппараты, в которых можно получить такие процессы.
20. Вентиляция производственных помещений (холодильников).
21. Кондиционирование воздушной среды в интерьерах.
22. Характеристики компрессорных установок для холодильной техники.
23. Обвязка компрессоров, испарителей, конденсаторов.
24. Пароэжекторная холодильная машина (принцип действия).
25. $h-d$ диаграмма влажного воздуха, отражение с ее помощью реальных процессов кондиционирования
26. Как определить параметры воздуха с помощью $h-d$ диаграммы
27. Виды кондиционеров. Принцип работы кондиционера
28. Процессы нагрева, охлаждения и смешивания воздуха
29. Процессы увлажнения и осушения воздуха водой
30. Определение производительности СКВ
31. Двухступенчатое охлаждение воздуха

Список рекомендуемой литературы

Основная литература

1. Эксплуатация и обслуживание холодильного оборудования на предприятиях АПК : учебное пособие / В. И. Трухачев, И. В. Атанов, И. В. Капустин, Д. И. Грицай. — Санкт-Петербург : Лань, 2018. — 192 с. — ISBN 978- 5-8114-2794-9. — Текст : электронный // Лань : электроннобиблиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/103079> (дата обращения: 08.09.2020). — Режим доступа: для авториз. Пользователей
2. Холодильное и вентиляционное оборудование : методические указания / составитель А. Н. Смирнов. — пос. Караваяево : КГСХА, 2019. — 25 с. — Текст : электронный // Лань : электроннобиблиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/133702> (дата обращения: 08.09.2020). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

Дополнительная литература

3. Н.Г. Лашутина, Т.А. Верхова, В.П. Холодильные машины и установки М.: Колос, 2008- 440с
4. Оболенский Н.В. и др.. Практикум по холодильному и вентиляционному оборудованию - М : КолосС, 2008. - 287 с
5. Штокман Е.А., Вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности: ред. - Изд. 2-е, испр. и доп. - М : АСВ, 2007. - 632 с

Приложения

Приложение 1

Технические характеристики конденсаторов

Марка	Площадь поверхности $F, \text{ м}^2$	Габариты, мм				Число труб $n_{\text{тр}}$	Длина труб $l_{\text{тр}}$, мм	Число ходов z	Объем пространства, м^3		Масса, кг	
		диаметр D	длина L	ширина B	высота H				межтрубного	трубного	аппарата	рабочая
КТГ-10	9	408	1880	535	760	99	1500	10	0,16	0,08	555	740
КТГ-20	20	500	2930	810	910	144	2500	8	0,32	0,15	995	1365
КТГ-25	25	500	3430	810	910	144	3000	8	0,39	0,17	1140	1560
КТГ-32	32	500	4430	810	910	144	4000	8	0,52	0,19	1440	1940
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	3000	8	0,53	0,25	1555	2160
КТГ-50	50	600	4520	910	1000	216	4000	8	0,70	0,32	1980	2360
КТГ-65	65	600	5520	910	1000	216	5000	8	0,88	0,40	2430	3265
КТГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	4000	8	1,26	0,61	3300	4460
КТГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	5000	8	1,58	0,72	4000	5700
КТГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	4000	8	2,00	1,02	5330	7530
КТГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	5000	8	2,50	1,23	6450	9160
КТГ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	5000	8	3,50	1,77	9360	12930
КТГ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	6000	8	4,10	2,00	10930	15390
КТГ-500	556	1600	7190	2632	3230	767	6010	2; 4; 8	6,50	5,20	23000	—
КТГ-630	710	1800	7222	3695	3426	1023	6010	2; 4	8,00	6,90	29000	—
КТГ-800	957	1800	9305	3695	3430	1023	8010	2; 4; 8	10,80	8,50	37000	—
КТГ-1250	1370	2200	9890	3500	4175	1472	8030	2; 4; 8	16,20	14,60	60000	—

Приложение 2

Технические характеристики центробежных консольных насосов типа К

Марка нас	Диаметр	Номинальная подача					Полный	КПД	Мощность			
Технические характеристики секций стандартных батарей												
K8, K8/ K8/ K:	Тип секции	L	L_1	l	H	n	n_1	Площадь поверхности охлаждения, м^2 , при шаге ребер, мм		Масса, кг, при шаге ребер, мм		
								$t_1 = 20$	$t_1 = 30$	$t_1 = 20$	$t_1 = 30$	
K20,	СК	2750	2600	750	1000	3	—	20,7	14,3	108,9	83,9	
K20,					1500	5	—	31,0	21,5	163,6	126,1	
K20,	СЗГ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	104,4	80,4	
K20,					1500	5	—	29,8	20,5	157,5	120,5	
K20,	СЗХ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	105,2	81,2	
K20,					1500	5	—	29,8	20,5	158,3	121,3	
K45	СС	3000	2900	750	1000	3	—	22,8	15,7	117,1	90,0	
K45,					1500	5	—	34,2	23,6	176,7	134,9	
K90		4500	4400	750	1000	3	2	34,5	23,8	178,2	135,7	
K90,					1500	5	—	51,8	35,7	267,2	203,7	
					6000	5900	750	1000	3	3	46,3	31,9
					1500	5	—	69,5	47,9	357,4	272,4	

Примечания: 1. Расстояние между трубами у всех секций 250 мм.
2. Секции змеевиковые СЗ и двухколлекторные С2К выпускаются длиной 2000 и 4500 мм.

Технические характеристики секций стандартных батарей

Тип секции	L	L ₁	l	H	n	n ₁	Площадь поверхности охлаждения, м ² , при шаге ребер, мм		Масса, кг, при шаге ребер, мм	
							t ₁ = 20	t ₁ = 30	t ₁ = 20	t ₁ = 30
СК	2750	2600	750	1000	3	—	20,7	14,3	108,9	83,9
				1500	5	—	31,0	21,5	163,6	126,1
СЗГ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	104,4	80,4
				1500	5	—	29,8	20,5	157,5	120,5
СЗХ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	105,2	81,2
				1500	5	—	29,8	20,5	158,3	121,3
СС	3000	2900	750	1000	3	—	22,8	15,7	117,1	90,0
				1500	5	—	34,2	23,6	176,7	134,9
	4500	4400	750	1000	3	2	34,5	23,8	178,2	135,7
				1500	5	—	51,8	35,7	267,2	203,7
6000	5900	750	1000	3	3	46,3	31,9	238,3	181,7	
			1500	5	—	69,5	47,9	357,4	272,4	

Примечания: 1. Расстояние между трубами у всех секций 250 мм.
2. Секции змеевиковые СЗ и двухколлекторные СЗК выпускаются длиной 2000 и 4500 мм.

Технические характеристики электронасосов ЦНГ-70М

Параметр	Насос		
	ЦНГ-70М-2/1	ЦНГ-70М-3/1	ЦНГ-70М-3/2
Подача номинальная, м ³ /ч	4,5	0,7...4,5	10
Напор, м ст. жидкости	44	60	55
Температура перекачиваемой жидкости, °С	-2...+12	-2...+12	0...+30
Плотность перекачиваемой жидкости, т/м ³	0,97	0,97	1,0
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	2,8	2,8	2,8
Напряжение, В	380	380	380
Пусковой ток (кратность)	3,5	3,5	3,5
Масса электродвигателя, кг	190	190	205

Технические характеристики промежуточных сосудов ПС₃

Марка	Размеры, мм			Площадь поверхности змеевика, м ²	Объем аппарата, м ³	Масса, кг
	D×S	d	H			
40ПС ₃	426×10	70	2390	1,75	0,22	330
60ПС ₃	600×8	150	2800	4,3	0,67	570
80ПС ₃	800×8	150	2920	6,3	1,15	800
100ПС ₃	1000×10	200	2940	8,6	1,85	1230
120ПС ₃	1200×12	300	3640	10,0	3,30	1973

Технические характеристики аммиачных воздухоохладителей

Марка	F, м ²	Тепловой поток при Δt = 10 °С	Вместимость по аммиаку, л	Шаг ребер, мм	Вентиляторы				
					число	диаметр, мм	частота вращения, с ⁻¹	мощность, кВт	расход воздуха, м ³ /с
ВОП-50	50	6000	22	13,4	2	400	$\frac{16,7}{25}$	$\frac{0,4}{0,6}$	$\frac{0,67}{0,95}$
ВОП-75	75	9000	22	8,6	2	400	$\frac{16,7}{25}$	$\frac{0,4}{0,6}$	$\frac{0,67}{0,95}$
ВОП-100	100	12000	30	17,5	2	600	$\frac{16,7}{25}$	$\frac{1,1}{1,5}$	$\frac{1,38}{2,07}$
ВОП-150	150	18000	30	11,3	2	600	$\frac{16,7}{25}$	$\frac{1,1}{1,5}$	$\frac{1,38}{2,07}$
ВОГ-100	100	12000	30	17,5	2	600	$\frac{16,7}{25}$	$\frac{1,1}{1,5}$	$\frac{1,82}{2,72}$
ВОГ-230	230	27000	60	$\frac{17,5}{13,4}$	1	800	25	4,0	4,7

Примечание. Воздухоохладители (кроме ВОГ-230) изготавливаются с двумя уровнями частоты вращения и расхода воздуха, а воздухоохладитель ВОГ-230 — с двумя шагами ребер.

Приложение 7

Характеристики ресиверов РВ

Марка	Размеры, мм			Масса, кг
	<i>D</i> × <i>S</i>	<i>L</i>	<i>H</i>	
0,4РВ	426×10	3620	570	410
0,75 РВ	600×8	3190	500	430
1,5 РВ	800×8	3790	810	700
2,5 РВ	800×8	5790	810	1035
3,5 РВ	1000×10	4890	950	1455
5 РВ	1200×12	5480	950	2225

Примечание. Вместимость ресивера, м³, соответствует цифре в марке аппарата.

Приложение 8

Характеристики ресиверов РДВ

Марка	Размеры, мм			Емкость, м ³	Масса, кг
	<i>D</i> × <i>S</i>	<i>L</i>	<i>B</i>		
1,5РДВ	800×8	3880	1116	1,68	785
2,5РДВ	1000×10	3990	1320	2,70	1285
3,5РДВ	1200×12	3565	1524	3,41	1645
5РДВ	1200×12	4560	1524	4,55	2000

Приложение 9

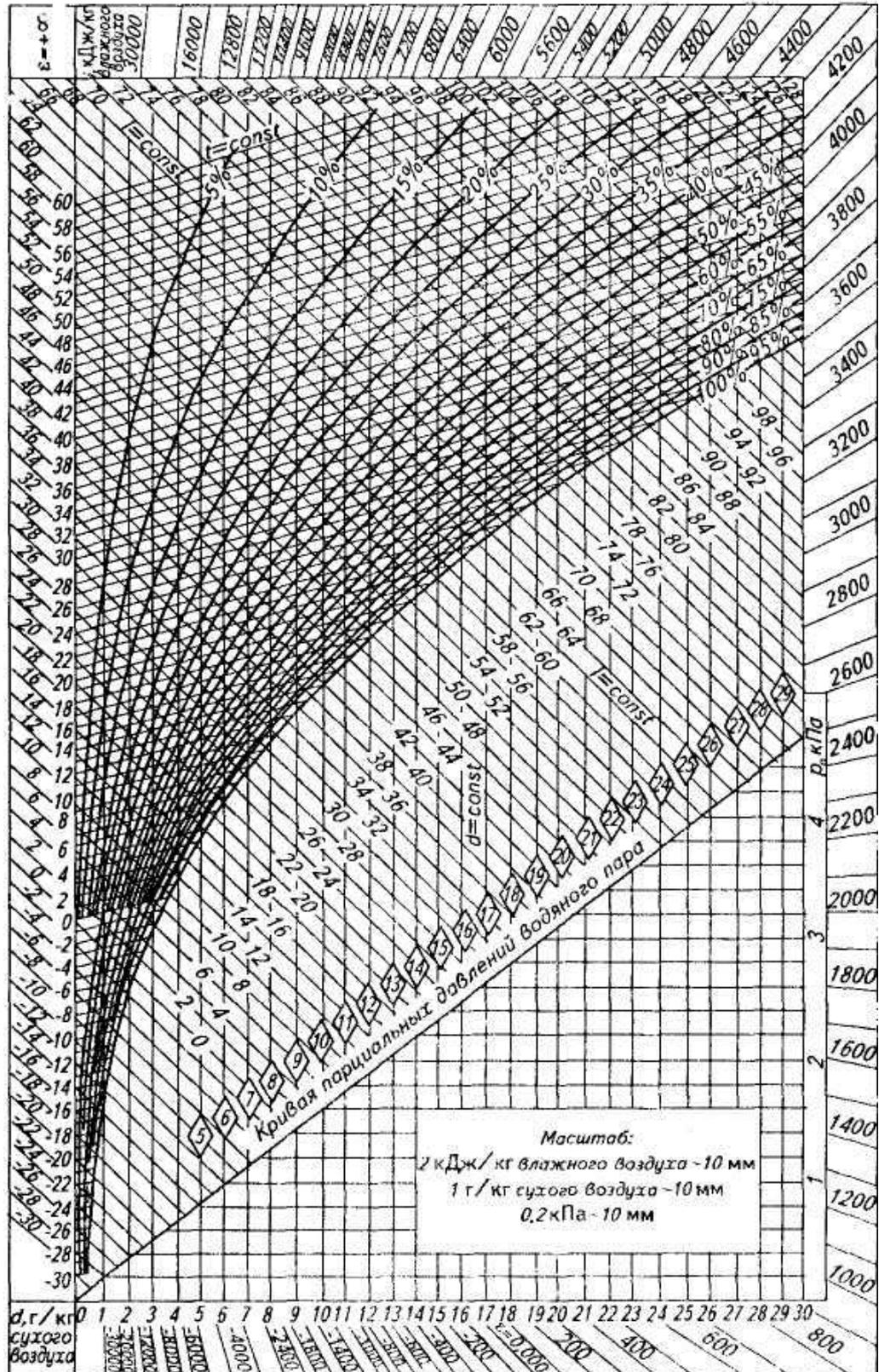
Характеристики ресиверов РД

Марка	Размеры, мм			Масса, кг
	<i>D</i> × <i>S</i>	<i>L</i>	<i>H</i>	
0,75РД	600×8	3000	500	430
1,5РД	800×8	3600	810	700
2,5РД	800×8	5730	810	1030
3,5РД	1000×10	4825	950	1450
5РД	1200×12	5340	950	2220

Характеристики отделителей жидкости

Марка	Размеры, мм				Масса, кг
	$D \times S$	d	B	H	
700ЖГ	426×10	70	890	1750	201
1000ЖГ	500×8	100	980	2060	244
1250ЖГ	600×8	125	1080	2100	313
1500ЖГ	800×8	150	1280	2710	543
2000ЖГ	1000×10	200	1490	2815	946
2500ЖМ	1000×10	250	1564	2870	926
3000ЖМ	1200×12	300	1772	2975	137

i-*d*-диаграмма влажного воздуха



Практикум

Холодильное и вентиляционное оборудование: практикум по контактной и самостоятельной работе для студентов по направлению подготовки бакалавров 35.03.06 Агроинженерия направленность (профиль) «Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции» очной формы обучения Каравеево: Костромская ГСХА, 2020. — 58 с.

Практикум выпускается в авторской редакции