

4.2. Проект: камера для охлаждения мяса

4.2.1. Исходная ситуация

Мясной комбинат среднего уровня намерен расширить свои производственные мощности, используя вновь возведенное строение из установленных на грунте готовых бетонных блоков. Для увеличенной емкости проектируемой холодильной камеры требуется одна холодильная установка.

Камера имеет длину 9,0 м, ширину 8,0 м и высоту 3,40 м (указанные значения есть окончательные размеры после выполнения изоляции). В ней смонтирована



трубная система, проходящая на высоте 2,45 м (с измерением по центру труб). Необходимая теплоизоляция выполнена специализированным предприятием.

На внутренней стороне стен и на бетонной подготовке сплошным слоем нанесена битумная эмульсия – для связывания пыли и усиления сцепления. Следующее далее покрытие из горячего битума служит для предотвращения диффузии водяного пара, являясь одновременно основанием для уложенных изоляционных плит из стиропора – с качеством PS15 для стен и PS30 для пола, толщиной порядка 10 см.

Штукатурка (цементный раствор) толщиной 2 см нанесена на изоляционные плиты и затерта штукатурной теркой. Затем на подготовленные таким образом поверхности устанавливаются на ребро клинкерные плитки с пазами на тыльной стороне и заливаются раствором на глубину 2 см. Половой настил представляет собой уложенные в слой раствора нескользящие керамические плитки с вогнуто-коническим плинтусом.

Потолок камеры состоит из предварительно подготовленных изоляционных элементов толщиной 10 см, выполненных по типу панели на основе жесткого пенополиуретана без содержания FCKW. Такая панель размещена на высоте 3,4 м (конструктивный размер без отделки равен высоте помещения 4,75 м).

Трубная система крепится в бетонном потолке специальными скобами. Несущие стержни с нарезкой проходят сквозь изоляционные элементы. Расстояние между отдельными пролетами трубопровода (при измерении от центра до центра труб) составляет попеременно 0,60 и 0,65 м. Вся конструкция везде отстоит от стен примерно на 1,0 м.

Для Предложения запрошена холодильная установка, работающая на хладагенте R 134a.

4.2.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки

– Камера для охлаждения мяса располагается внутри здания и не подвержена действию прямых солнечных лучей. В связи с этим отпадает необходимость в рассмотрении наружной температуры здания с учетом данных, приведенных в карте зон холодильной нагрузки согласно VDI (Союз германских инженеров) 2078, издание от 1994 г.

– Требуемые расчетные параметры могут быть взяты из прилагаемого чертежа.

– Имеющиеся характеристики сооруженной трубной системы показывают следующее:

полезная длина пролета = внутренняя ширина камеры: 8,0 м – 1,0 м – 1,0 м;

расстояние между левой и правой стенами = 6,0 метров; 6,0 м – 0,5 м = 5,5 м;

полезная длина для поворота к главной трассе – внутренняя длина камеры: 9,0 м – 1,0 м – 1,0 м;

расстояние между левой и правой стенами = 7,0 метров;

7,0 м : 0,625 м (межпролетное расстояние) позволяет рассчитывать на 11 пролетов, каждый длиной по 5,5 м.

– Охлаждаемым продуктом являются говядина и свинина – в пропорции примерно 1/3 к 2/3.

– В соответствующих таблицах устанавливается масса в 40 кг для тощей свинной полутуши и 75 кг для четвертины говядины.

– На 1 метр трубной системы приходится 4 свиных полутуши и, соответственно, 3 говяжьих четвертины.

– Общая длина трубной системы: 11 пролетов с полезной длиной по 5,5 м дает: $11 \times 5,5 = 60,5 \text{ м} \approx 60 \text{ метров}$.

162 Глава 4. Практические проекты холодильных установок

– При составе охлаждаемого продукта из 1/3 говядины и 2/3 свинины получаем:

- $20 \text{ м} \cdot 3 \text{ шт./м} \cdot 75 \text{ кг/шт.} = 4\,500 \text{ кг}$ говядины;
- $40 \text{ м} \cdot 4 \text{ шт./м} \cdot 40 \text{ кг/шт.} = 6\,400 \text{ кг}$ свинины.

– Итого, ежедневно загружаемая масса подлежащего охлаждению мяса = 10 900 кг.

Контрольный расчет:

В случае холодильных камер с высоким суточным грузооборотом расчет осуществляется со следующим принятым на практике показателем:

ежедневно 150 кг охлаждаемого продукта на 1 м².

При длине 9 м, ширине 8 м, $F = 72 \text{ м}^2$ получаем:

$$m_{\text{охлаждаемого продукта}} = 72 \cdot 150 = 10\,800 \text{ кг/сутки.}$$

– Схему камеры для охлаждения мяса внутри здания см. на рис. 4.11.

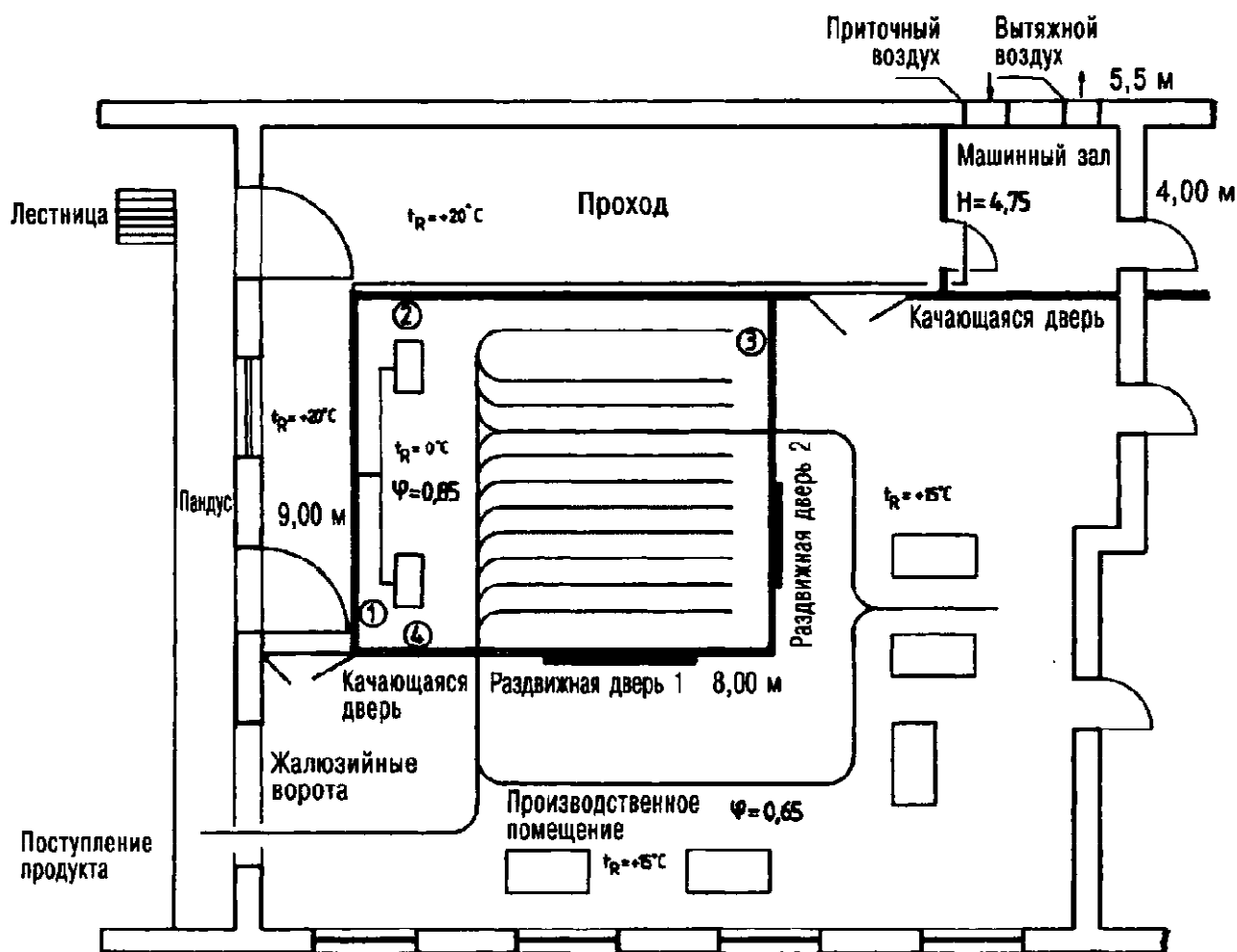


Рис. 4.11. Камера для охлаждения мяса внутри здания

4.2.3. Расчет расхода холода

– При определении расхода холода рекомендуем воспользоваться расчетным формуляром, разработанным институтом холодильной и техники и кондиционирования воздуха (BFS) (см. табл. 2.6).

4.2.3.1. Дополнения и пояснения к расчетному формуляру BFS

Поз. 1

Тип холодильной камеры: для охлаждения мяса, расположение – на нижнем этаже здания.

Поз. 2

Теплоизоляция: стиропор PS15 и PS30

Расчетный коэффициент теплопроводности принимается равным $\lambda = 0,04 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

При расчете коэффициента теплопередачи k используются лишь технические характеристики изоляции. Параметрами других ограждающих конструкций холодильной камеры (например, штукатурки, керамической плитки и т.д.) можно пренебречь.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_i}} \text{ при } \frac{1}{\frac{1}{\text{Вт/м}^2 \text{ К}} + \frac{m \cdot \text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}} + \frac{1}{\text{Вт/м}^2 \text{ К}}} = \frac{1}{\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} + \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} + \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Для коэффициентов теплопередачи действительно: $\alpha_a = 18 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и $\alpha_i = 18 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{18} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{18}} = 0,38 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Для ограждающих стен (1) и (2) вычисляются отдельные величины k в связи с измененным сопротивлением теплопередаче $1/\alpha_a$. См. здесь поз. 15 и 16 расчетного формуляра.

Поз. 3

Внутренние размеры теплоизоляции:

- длина 9,0 м;
- ширина 8,0 м;
- высота 3,4 м.

Поз. 4 – отпадает.

Поз. 5

Объем холодильной камеры: $9,0 \text{ м} \cdot 8,0 \text{ м} \cdot 3,4 \text{ м} = 244,80 \text{ м}^3$.

Поз. 6

Параметры наружного воздуха $t_a : \varphi_a : t_a = +15^\circ\text{C}; \varphi_a = 65\%$.

Поз. 7

Параметры внутреннего воздуха $t_i : \varphi_i : t_i = 0^\circ\text{C}; \varphi_i = 85\%$.

Поз. 8

Род охлаждаемого продукта: говядина и свинина.

Поз. 9

Масса ежедневно поступающего на охлаждение продукта: 10 900 кг.

Поз. 10

Температура продукта при загрузке в холодильную камеру: $+10^\circ\text{C}$.

Температура мяса при транспортировке составляет $+7^\circ\text{C}$. Для большей надежности расчет ведется с показателем $+10^\circ\text{C}$.

Поз. 11 – отпадает.

В данном проекте можно обойтись без вычисления возможной общей массы загружаемого продукта по формуле $m_{\text{общ}} = m_B \cdot F_R \cdot H_{\text{St}} \cdot \eta_B$ (кг) и определения 30%-го объема (а на производственных предприятиях – 50%-го объема) этой массы в целях использования в качестве величины суточного грузооборота.

$$m_{\text{общ}} = m_B \cdot F_R \cdot H_{\text{St}} \cdot \eta_B,$$

где m_B – плотность закладки, кг/м^3 ;

F_R – внутренняя площадь холодильной камеры, м^2 ;

H_{St} – высота штабеля, м;

η_B – коэффициент закладки.

164 Глава 4. Практические проекты холодильных установок

Поз. 12

Присутствие обслуживающего персонала (человек в сутки/продолжительность пребывания):

- 6 человек;
- по 8 часов рабочего времени в сутки.

Поз. 13

Освещение/продолжительность включения:

при наличии 8 светильников в холодильной камере установленная мощность 400 Вт.

Поз. 14

Прочие тепловые потоки: отпадает.

Поз. 15

Теплоприток через стену (1):

$Q_{E, \text{ стена 1}} = F \cdot k \cdot \Delta T$ в ($\text{м}^2 \cdot \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}$) = Вт.

$$Q_{E, 1} = (9 \cdot 3,4) \cdot 0,373 \cdot 20 = 228,28 \text{ Вт.}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{18} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{18}} = 0,373 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К.}$$

Поз. 16

Теплоприток через стену (2):

$Q_{E, \text{ стена 2}} = F \cdot k \cdot \Delta T$ в ($\text{м}^2 \cdot \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}$) = Вт.

Величину k см. поз 15: $0,373 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

$$Q_{E, 2} = (8 \cdot 3,4) \cdot 0,373 \cdot 20 = 202,91 \text{ Вт.}$$

Поз. 17

Теплоприток через стену (3):

$Q_{E, \text{ стена 3}} = F \cdot k \cdot \Delta T$ в ($\text{м}^2 \cdot \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}$) = Вт.

Величину k см. поз 2: $0,38 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

$$Q_{E, 3} = (9 \cdot 3,4) - \underbrace{(2 \cdot 2,2)}_{F_{\text{двери}}} \cdot 0,38 \cdot 15 = 149,34 \text{ Вт.}$$

Механически раздвигающаяся дверь холодильной камеры: $H = 2,20 \text{ м}$, $B = 2,00 \text{ м}$.

($k = 0,19 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} >$ см. поз. 19).

Поз. 18

Теплоприток через стену (4):

$Q_{E, \text{ стена 4}} = F \cdot k \cdot \Delta T$ в ($\text{м}^2 \cdot \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}$) = Вт.

Величину k см. поз 2: $0,38 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

$$Q_{E, 4} = (8 \cdot 3,4) - \underbrace{(2 \cdot 2,2)}_{F_{\text{двери}}} \cdot 0,38 \cdot 15 = 129,96 \text{ Вт.}$$

Поз. 19

Теплоприток через двери в ограждающей стене 3 и 4:

$Q_{E, \text{ двери}} = F \cdot k \cdot \Delta T$ в ($\text{м}^2 \cdot \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}$) = Вт.

$$Q_{E, \text{ двери}} = 2 \cdot (2 \cdot 2,2) \cdot 0,19 \cdot 15 = 25,08 \text{ Вт.}$$

($k_{\text{двери}} = 0,19 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ при полиуретановой дверной филенке 10 см.)

Поз. 20

Теплоприток через потолок:

$Q_{E, \text{ потолок}} = F \cdot k \cdot \Delta T$ в ($\text{м}^2 \cdot \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}$) = Вт.

$$Q_{E, \text{ потолок}} = (9 \cdot 8) \cdot 0,19 \cdot 25 = 342 \text{ Вт.}$$

– k полиуретановой потолочной панели = $0,19 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

– в промежуточном пространстве между навесным потолком холодильной камеры и бетонным перекрытием (разница в высоте 1,25 м) температура = $+25^\circ\text{C}$.

Поз. 21

Теплоприток через пол:

$$Q_{E, \text{ пол}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

$$Q_{E, \text{ пол}} = (9 \cdot 8) \cdot 0,39 \cdot 10 = \mathbf{280,8 \text{ Вт.}}$$

– При наличии соприкасающихся с грунтом конструктивных элементов устанавливаем

$1/\alpha_a = 0$. Отсюда следует:

$$k = \frac{1}{0 + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{18}} = 0,39 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

– Если пол холодильной камеры лежит прямо на грунте, то температура грунта принимается равной $+10^\circ\text{C}$.

Поз. 22

Суточный воздухообмен:

$$n = \frac{70}{\sqrt{244,8}} = \text{кратность } 4,47.$$

– Для определения кратности воздухообмена используется приближенное уравнение Бэкштрома: $n = \frac{70}{\sqrt{V_R}}, V_R, \text{ м}^3$.

Поз. 23

Таблица энтальпий – отпадает.

– Вычисление производится на основе данных, предлагаемых h, x -диаграммой Молье (рис. 4.12).

Поз. 24

Расход на обновление воздуха:

1. $V_L = V_R \cdot n$ с ($\text{м}^3 \cdot 1/\text{сутки}$) из поз. 22; в $\text{м}^3/\text{сутки}$.

$$V_L = 244,80 \text{ м}^3 \cdot 4,47 \text{ в сутки} = 1\,094,26 \text{ м}^3/\text{сутки.}$$

Объемный расход обмена воздуха составляет $1\,094,26 \text{ м}^3$ в сутки.

$$2. m_L = \frac{V_L \cdot \rho_L}{86\,400}$$

$$m_L = \frac{1\,094,26 \cdot 1,29}{86\,400} \text{ с } \rho_L = 1,29 \text{ кг/м}^3 (\rho_L \text{ устанавливается в конце охлаждения!).}$$

$$m_L = 0,0163 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход при обновлении воздуха составляет $0,0163 \text{ кг/с}$.

3. $Q_o = m_L \cdot \Delta h$, кВт.

$$\Delta h = 32,25 - 8 = 24,25 \text{ кДж/кг (см. } h, x\text{-диаграмму Молье)}$$

$$Q_{\text{воздухообмена}} = 0,0163 \cdot 24,25 = 396 \text{ Вт} \rightarrow \text{см. диаграмму Молье на рис. 2.7.}$$

Поз. 25

Масса загружаемого продукта для охлаждения: $10\,900 \text{ кг}$ в сутки.

Поз. 26

Удельная теплоемкость перед охлаждением:

говядина: $c = 3,2 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ (средняя величина)

свинина: $c = 2,12 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ (средняя величина).

Поз. 27

Удельная теплоемкость после замораживания – отпадает.

– Продукт не подлежит замораживанию (только охлаждается!).

Поз. 28

Теплота замораживания q – отпадает.

– Продукт не замораживается!

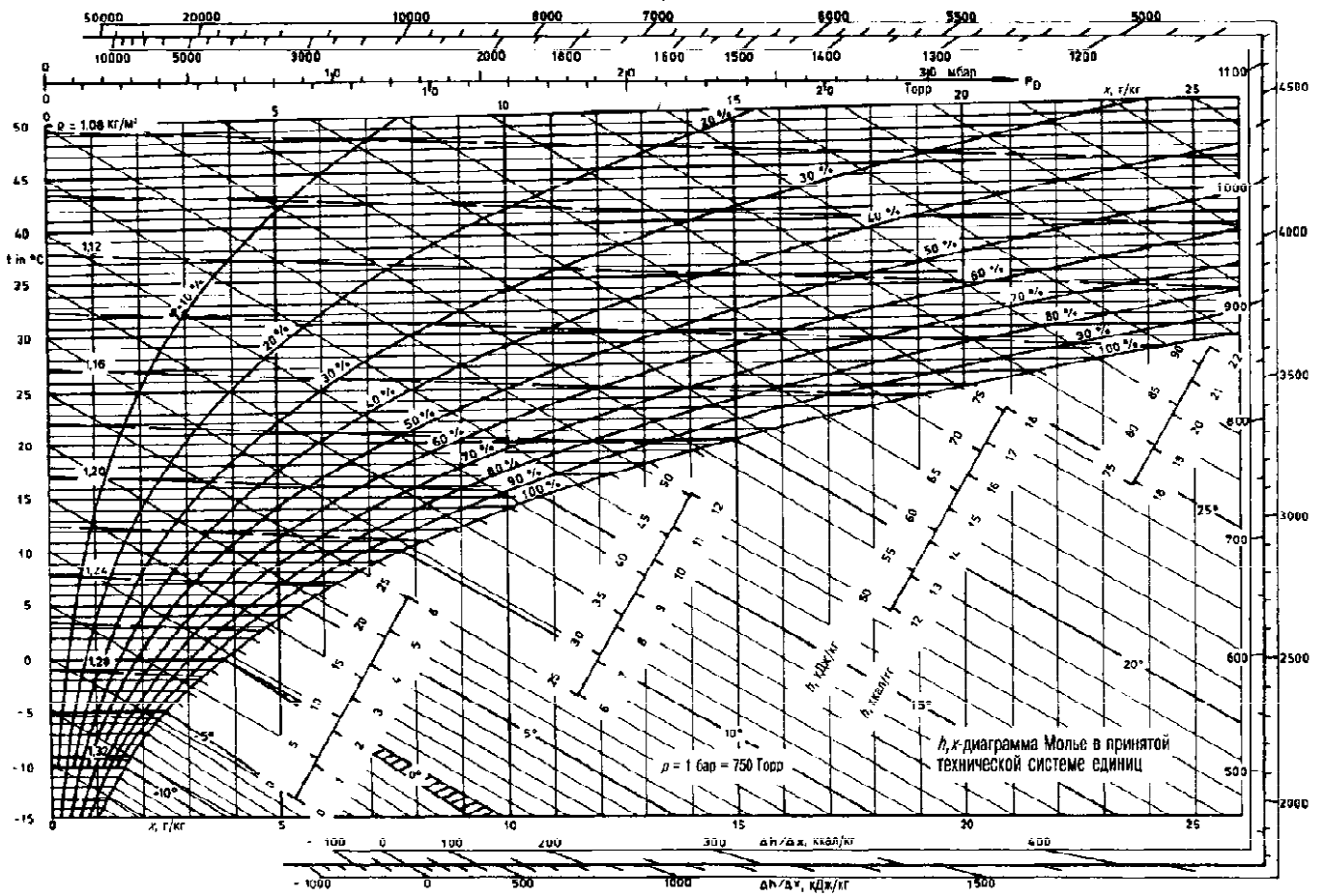


Рис. 4.12. t, x -диаграмма Моляе

Поз. 29

Теплота дыхания – отпадает

– Этот пункт учитывается только в отношении овощей и фруктов.

Поз. 30

Разность температур $\Delta T = 10$ К

– начальная температура поступающего продукта: $+10^{\circ}\text{C}$;

– температура холодильной камеры: 0°C .

Поз. 31

Тепловой поток от охлаждаемого продукта, общий: 3 230 Вт

$$Q_{\text{охлажд., говядина}} = \frac{4\,500 \cdot 3,2 \cdot 10}{86\,400} = 1,66 \text{ кДж/с.}$$

$$Q_{\text{охлажд., свинина}} = \frac{6\,400 \cdot 2,12 \cdot 10}{86\,400} = 1,57 \text{ кДж/с.}$$

$$Q_{\text{охлажд., общ.}} = 1,66 + 1,57 = 3,23 \text{ кДж/с} = \mathbf{3,23 \text{ кВт.}}$$

Поз. 32

Теплота дыхания: отпадает.

– Этот пункт учитывается только в отношении овощей и фруктов!

Поз. 33

Теплота, идущая от каждого человека, – согласно таблице: при температуре помещения 0°C тепловой эквивалент из расчета на человека составляет 270 Вт.

Поз. 34

Теплоприток от обслуживающего персонала:

$$Q_{\text{персонала}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт,}$$

где i – количество людей – см. поз. 12;

P – тепловой эквивалент, Вт – см. поз. 33;

τ – продолжительность пребывания в холодильной камере, в сутки;

τ – ежедневно по 8 часов.

$$Q_{\text{персонала}} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 8}{24} = \mathbf{540 \text{ Вт.}}$$

Поз. 35

Теплоприток от освещения:

$$Q_{\text{освещения}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт,}$$

где i – число светильников в холодильной камере – см. поз. 13;

P – мощность каждого светильника, Вт – см. поз. 13;

τ – продолжительность включения, часов/сутки;

τ – ежедневно по 8 часов.

$$Q_{\text{освещения}} = \frac{8 \cdot 50 \cdot 8}{24} = \mathbf{133,33 \text{ Вт.}}$$

Поз. 36

Прочие тепловые потоки (здесь: потери через открытые двери).

– Данный холодильник оснащен двумя механическими раздвижными дверями. Поскольку открытие двери связано с использованием трубной системы, то для большей надежности вычисляется тепловой эквивалент из расчета на одну дверь, открываемую в связи с производственной необходимостью. Мы не будем здесь исходить из того, что всегда и обязательно одновременно, причем на равное время, открываются сразу обе двери.



– Для требуемого расчета используется (в несколько измененном виде) уравнение Тамма:

$$Q_{\text{двери}} = [8,0 + (0,067 \cdot \Delta T_{\text{двери}})] \cdot \tau_{\text{двери}} \cdot \rho_{L, \text{KR}} \cdot V_{\text{двери}} \cdot H_{\text{двери}} \cdot \sqrt{H_{\text{двери}} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{воздуха, снаружи}}}{\rho_{\text{воздуха, внутри}}}\right)} \cdot (h_{L,a} - h_{L,i}) \cdot \eta_{LS}, \text{ Вт.}$$

$\Delta T_{\text{двери}}$ – разность температур воздуха с обеих сторон двери, К.

$\tau_{\text{двери}}$ – максимальная продолжительность открытия двери, количество минут в течение часа; ориентировочные значения продолжительности открытия двери в минутах на тонну грузооборота можно взять из приведенной ниже таблицы, умножив эти величины на число тонн ежедневно загружаемого через двери продукта.

Таблица 4.5. Отправные точки вычисления продолжительности открытия двери, $\tau_{\text{двери}}$

Тип раздвижной двери	Вид товара	$\tau_{\text{двери}}$, минут на тонну грузооборота
с ручным управлением	замороженные туши,	15
	продукт на поддонах	6
с механическим обслуживанием	замороженные туши,	1
	продукт на поддонах	0,8

$\rho_{L, \text{KR}}$ – плотность воздуха в холодильной камере при $t_R = 0^\circ\text{C}$, кг/м³;

$h_{L,a}$ – удельная энтальпия воздуха с наружной стороны двери, кДж/кг;

$h_{L,i}$ – удельная энтальпия воздуха с внутренней стороны двери, кДж/кг;

$V_{\text{двери}}$ – ширина двери, м;

$H_{\text{двери}}$ – высота двери, м;

$\rho_{\text{воздуха, снаружи}}$ – плотность воздуха снаружи холодильной камеры, кг/м³;

$\rho_{\text{воздуха, внутри}}$ – плотность воздуха внутри холодильной камеры, кг/м³;

η_{LS} – коэффициент полезного действия возможно имеющейся воздушной завесы (принимается равным 1).

$$\Delta T_{\text{двери}} = T_{L,a} - T_{L,i} = 288,15 \text{ К} - 273,15 \text{ К} = 15 \text{ К.}$$

$$\tau_{\text{двери}} = 0,8 \text{ минут на тонну.}$$

$$\tau_{\text{двери}} = \frac{\tau_{\text{двери}} \cdot 10,9}{24} = 0,36 \text{ мин/час.}$$

$$Q_{\text{двери}} = [8,0 + (0,067 \cdot 15)] \cdot 0,036 \cdot 1,29 \cdot 2,0 \cdot 2,2 \cdot \sqrt{2,2 \cdot \left(1 - \frac{1,222}{1,29}\right)} \cdot (32,25 - 8) \cdot 1.$$

$$Q_{\text{двери}} = 151,93 \text{ Вт.}$$

Поз. 37

Полный теплоток (суммированный), Вт.

$$Q_{\text{общ}} = 228,28 + 202,91 + 149,34 + 129,96 + 25,08 + 342 + 280,8 + 396 + 3\,230 + 540 + 133,33 + 151,93 = 5\,809,63 \text{ Вт.}$$

Поз. 38

Рабочее время холодильной установки: принимаем 16 часов в сутки.

Поз. 39

Пересчет холодопроизводительности на указанное выше рабочее время:

$$Q_{\text{предварит}} = (5\,809,63 \cdot 24) : 16 = 8\,714,45 \text{ Вт.}$$

– предварительная холодопроизводительность составляет 8 714,45 Вт;

– при относительном рабочем времени холодильной установки, равном 16 часам, ежедневно требуемая холодопроизводительность возрастает в 1,5 раза.

Поз. 40

Температура кипения.

Для загруженного в холодильную камеру мяса (свинины и говядины) указывается влажность воздуха порядка 85–90%. Для обеспечения этого параметра требуется минимальная разность температур – между температурой кипения и температурой в самой камере. Таким образом, исходным моментом проектирования испарителя является именно определение соответствующей разности температур. Здесь можно прибегнуть к помощи рабочей диаграммы, составленной изготовителем (рис. 4.13).

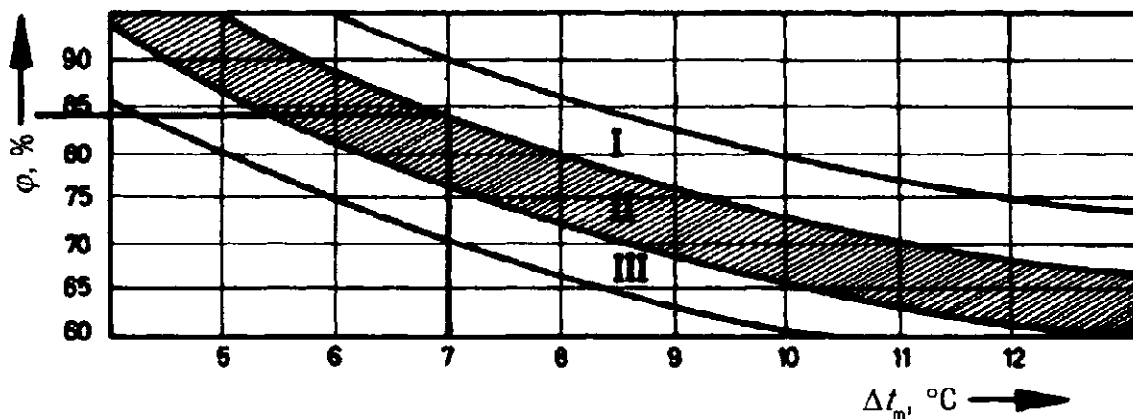


Рис. 4.13. Относительная влажность в зависимости от средней разности температур

Рассматриваются три зоны, причем к первой зоне отнесены охлаждаемые продукты, требующие высокой относительной влажности воздуха, ко второй – продукты, для которых достаточно нормальной влажности, и к третьей – продукты с расчетом на низкую относительную влажность воздуха. Наиболее благоприятным считается вариант, позволяющий работать в некоем среднем поле указанных зон.

Диаграмма демонстрирует снижение требуемой относительной влажности воздуха с 85 до 84% при разности температур 7 К между t_R и t_0 . Значения, равные 7 К, будет недостаточно для необходимого рабочего перегрева обычного терморегулирующего вентиля ($\Delta T_A = \Delta T \cdot 0,7$). Здесь получается $\Delta T_A = 4,9$ К. По этой причине выбирается $\Delta T = 8$ К между t_R и t_0 , а в приведенной выше диаграмме проверяется установившаяся теперь относительная влажность воздуха.

В левой половине рис. 4.14 при выбранной разности температур $\Delta T = 8$ К продвигаются до $t_0 = -8^\circ\text{C}$, далее проходят вправо до кривой «охлаждаемый продукт без упаковки» и считывают в итоге на оси абсцисс справа внизу относительную влажность воздуха 83%.

Таким значением «недостающей влажности» можно пренебречь, поскольку продукт закладывается в камеру на весьма короткое время, ибо речь идет о предприятии с ежедневной заменой охлаждаемого продукта. Определение разности температур в связи с этим приобретает особую важность, учитывая, что производительность испарителя при степени перегрева 0,65 составляет ровно 100%. Согласно ЕН 328 «Способы контроля при определении критериев производительности воздухоохлаждающих устройств», степень перегрева $\Delta t_{\text{SUP}}/\Delta t_1$ вычисляется как частное от деления величины перегрева Δt_{SUP} (разность между температурой перегрева Δt_{SUP} и температурой кипения t_0) на величину разности температур на входе Δt_1 (разница между температурой воздуха на входе $t_{1,1}$ и температурой кипения t_0).

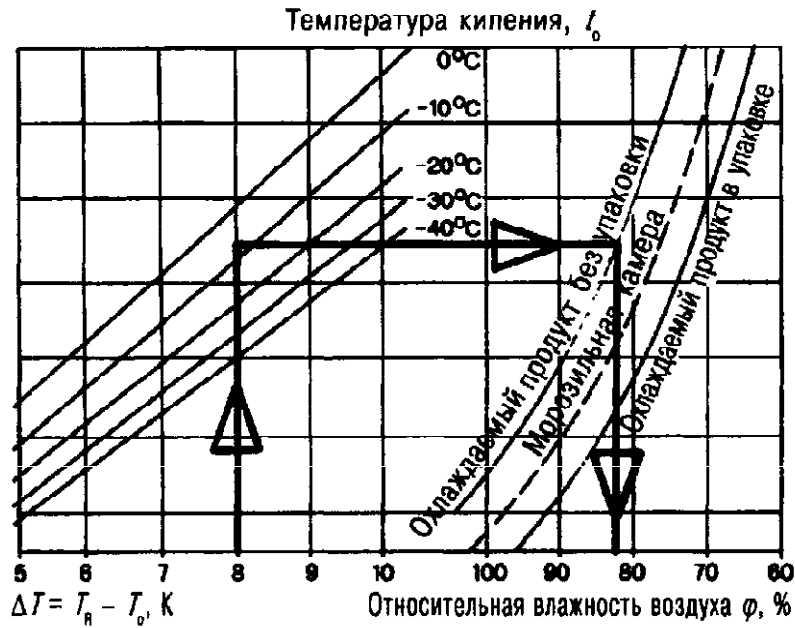


Рис. 4.14.

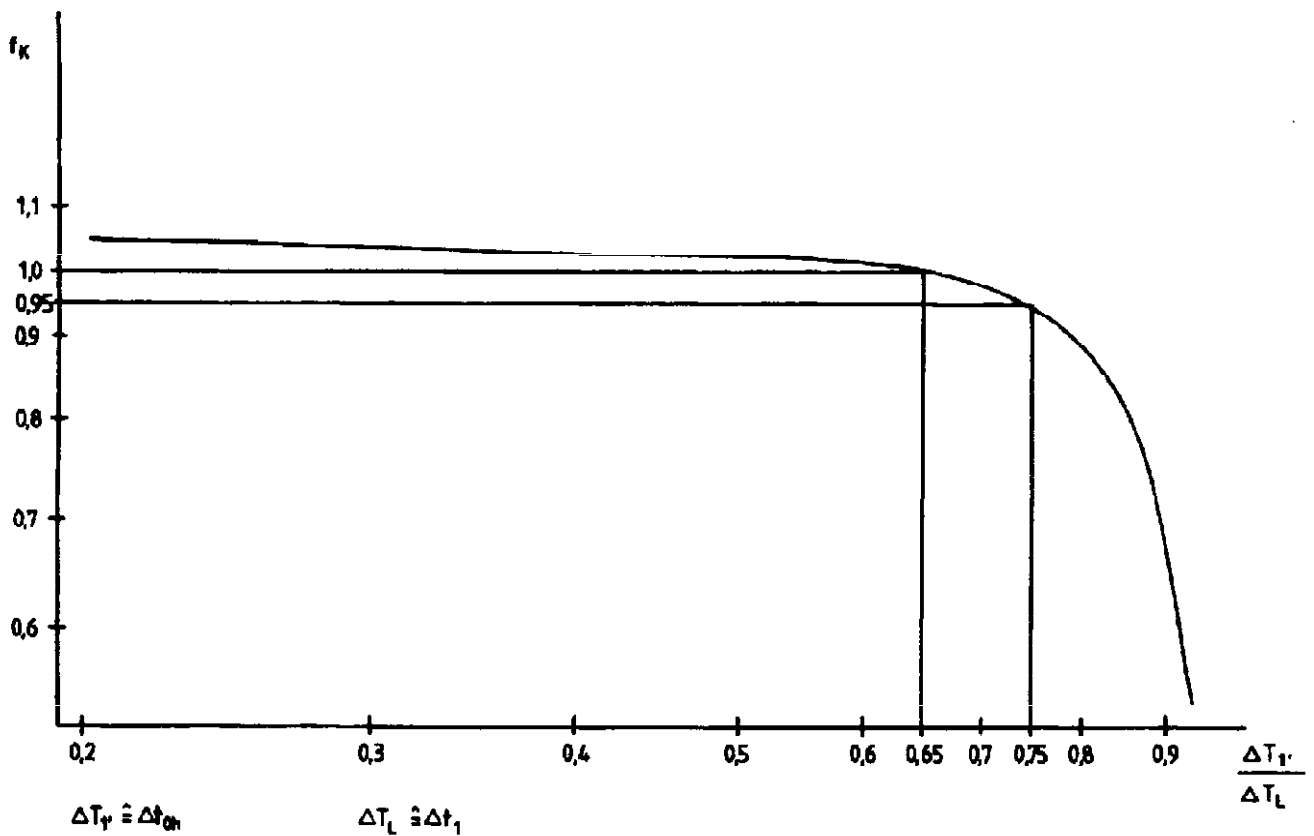


Рис. 4.15.

Заданные параметры:

$$t_R = t_{L1} = 0^\circ\text{C}$$

$$t_o = -8^\circ\text{C}$$

$$t'_1 = t_{\text{SUP}} = -2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T'_1 = \Delta T'_1 - T_o = 271 - 265 = 6 \text{ K}$$

$$\Delta T_L = \Delta T_{L1} - T_o = 273 - 265 = 8 \text{ K}$$

$$\text{Степень перегрева} = \frac{\Delta T'_1}{\Delta T_L} = \frac{6 \text{ K}}{8 \text{ K}} = 0,75.$$

Результат: По мере усиления перегрева возрастает степень перегрева, а производительность испарителя падает до 95%. Степень перегрева служит, таким образом, мерилем КПД испарителя и его производительности.

Поз. 41

Выбор испарителя по каталогу изготовителя Küba:

Из множества возможных исполнений выбор падает на воздухоохладитель серии SG, представленной тремя разными типами, а именно:

- SGA с расстоянием между пластинами 4,5 мм;
- SGB с расстоянием между пластинами 7,0 мм;
- SGL с расстоянием между пластинами 12,0 мм.

Q_v -диаграмма (R 22, R 134a, R 404A, R 507)

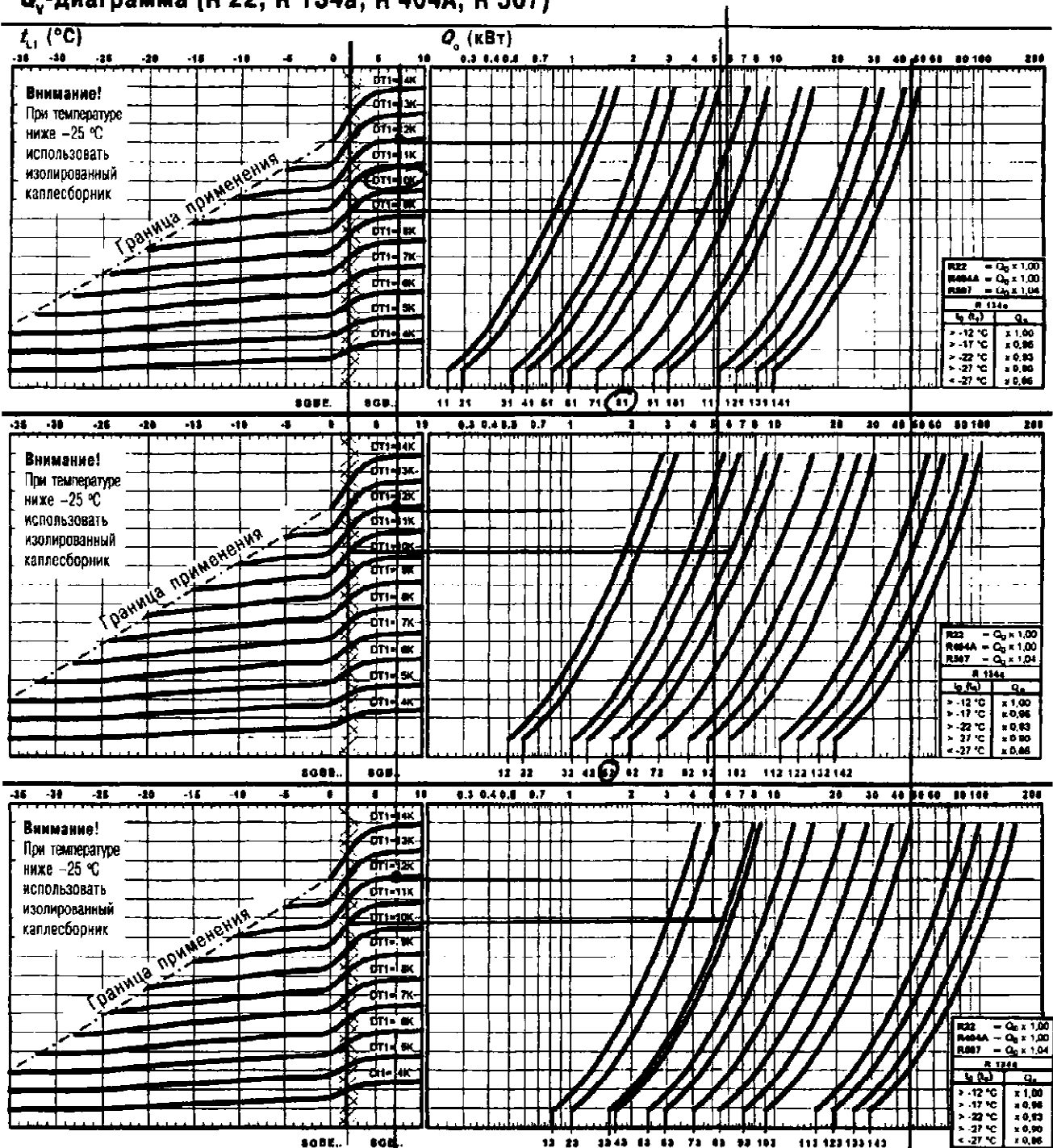


Рис. 4.16. Диаграмма предварительной производительности Q_v (R22, R134a, R404A, R507)

172 Глава 4. Практические проекты холодильных установок

Согласно расчету, произведенному в поз. 39, предварительная производительность испарителя составляет порядка 8 714,45 Вт – без вентилятора и теплового потока при нагреве, ибо сам тип испарителя точно еще не установлен.

На практике предварительно вычисленную производительность испарителя увеличивают на 20% с учетом не известных пока параметров – производительности вентилятора и тепловой нагрузки.

Отсюда следует: $Q_{\text{предварит}} + 20\% = 8\,714,45 + 20\% = 10\,457,34$ Вт.

В целях улучшения продувки холодильной камеры «предварительная производительность испарителя» распределяется на два вентиляторных воздухоохладителя, причем на каждый испаритель приходится 5 228,67 Вт.

Согласно ЕН 328, данные производительности воздухоохладителей даются в пересчете на разность температур (между температурой воздуха на входе и температурой кипения).

Из диаграммы Q_v для серии SGB (рис. 4.16) получаем следующее:

температура воздуха на входе $t_{L1} = +2^\circ\text{C}$;

ΔT_1 – разность температур: 10 К;

производительность: 5,22 кВт.

	Число вентиляторов
1. испаритель SGB 81	1
2. испаритель SGB 52	2
3. испаритель SGB 33	3

Поскольку мы во всех трех случаях находимся в области на грани инееобразования, испаритель должен быть оснащен системой электронагрева для оттаивания – в таком случае его обозначение меняется на SGBE.

Температура воздуха на входе

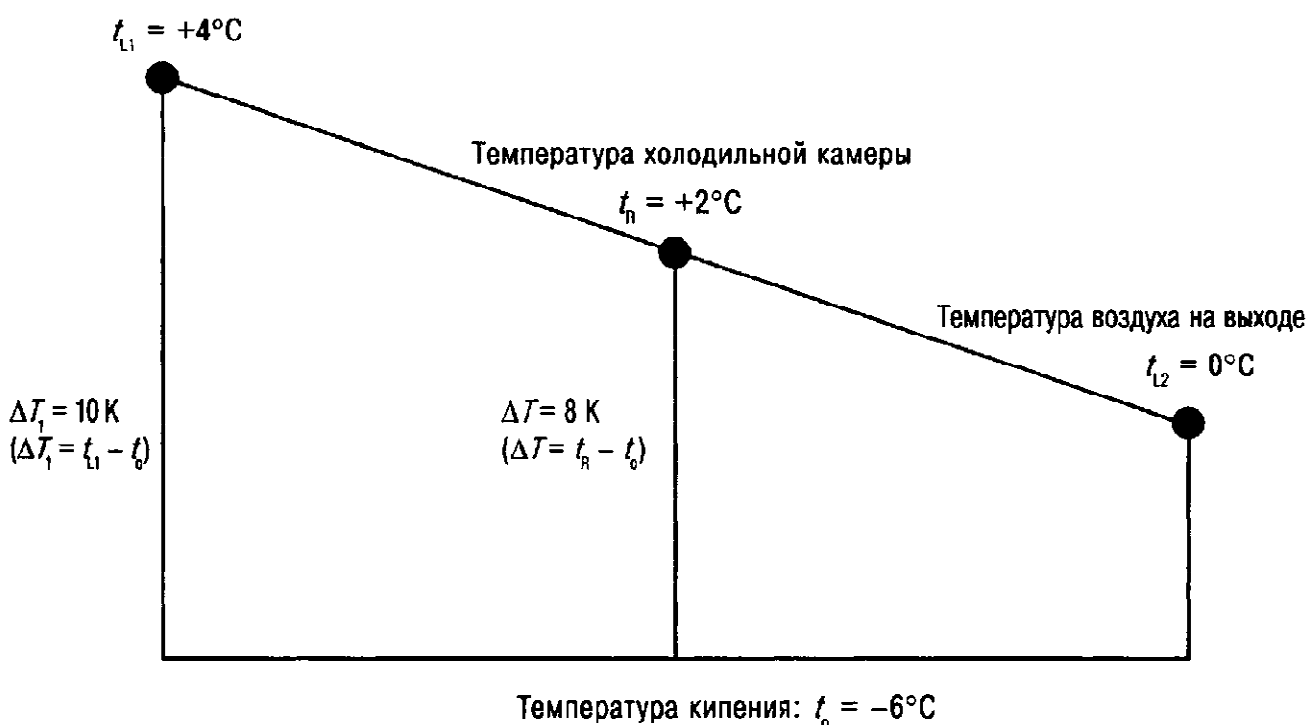


Рис. 4.17.

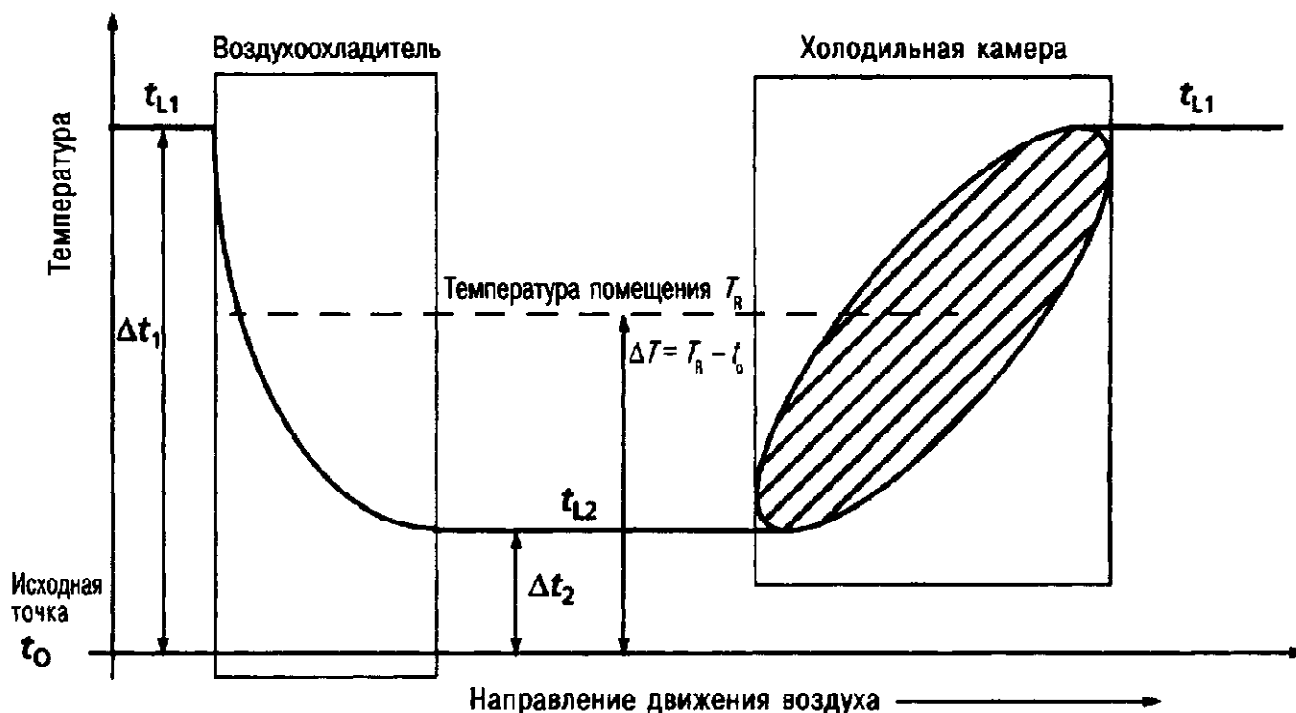


Рис. 4.18. Схема изменения температур воздуха в воздухоохладителе и в холодильной камере

Выбрано: 2 испарителя SGBE 81 с фактической производительностью 5,64 кВт при $t_{L1} = +2^{\circ}\text{C}$ и $\Delta T_1 = 10\text{ K}$.

Примечание:

Если точка пересечения характеристических кривых двух типов испарителей находится в Q_V -диаграмме, то испаритель меньшей производительности выбирается лишь в том случае, если в расчет принимается пониженная температура кипения и увеличенная продолжительность работы установки. Но поскольку это не желательно, то выбор делается в пользу испарителя более высокой производительности.

Поз. 42

Производительность вентиляторов: 300 Вт.

Поз. 43

Рабочее время вентиляторов: 16 часов в сутки.

Технические характеристики испарителя можно взять из приведенных далее таблиц параметров.

Рабочие характеристики:

- 1) объемный расход: 2 900 м³/час;
- 2) дальность обдува: 20 м;
- 3)* многоточечный впрыск через распределитель Küba-Cal;
- 4) производительность вентилятора: 300 Вт;
- 5) холодопроизводительность: 2 530 Вт.

* К п. 3: Это означает выбор терморегулирующего вентиля с внешней компенсацией давления.

Поскольку вентилятор испарителя и холодильная машина работают параллельно (по 16 часов в сутки согласно поз. 42), то указанная производительность 300 Вт полностью покрывает потребность в холоде. Холодопроизводительность испарителя составляет 2 530 Вт. Нагрева в сливной линии не требуется ввиду отсутствия опасности замерзания стекающей талой воды.

174 Глава 4. Практические проекты холодильных установок

Примечание:

Нагрев сливной линии (длиной от 1,30 до 5,0 м) используется, как правило, только в случае испарителей низкотемпературных холодильных камер, где для спуска выбирается медная труба диам. 28 × 1,5 мм – демонтируемая, изолированная рукавом Armaflex H28 и проложенная без сифона.

Рис. 4.19. Основные параметры воздухоохладителя Küba SGBE 81.
Изделие № 2015.81

Холодопроизводительность Q_o , кВт	Температура помещения t_p , °C	Температура кипения t_o , °C	Разность температур ΔT , К	Температура всасывания t_{oh} , °C	Хладагент	Число оборотов, n (в мин)
5,44	0,0	-8,0	8,0	-2,8	R134a	1400

Технические характеристики

Объемный расход воздуха: 2 900 м ³ /час	Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин	Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У
Дальность обдува: 20,0 м	Q_o ($\Delta T = 7,6$ К): 5,20 кВт	Корпус: 2,18 кВт
Площадь: 34,2 м ²	t_{oh} ($\Delta T = 7,6$ К): -2,7°C	Ванна: 0,35 кВт
Расстояние между ребрами: 7,0 мм	t_o ($\Delta T = 7,6$ К): -7,5°C	Всего: 2,53 кВт
Емкость трубы: 8,9 л		

Холодопроизводительность Q_o , кВт	Температура воздуха на входе t_{lv} , °C	Температура кипения t_o , °C	Разность температур ΔT , К	Температура всасывания t_{oh} , °C	Хладагент	Число оборотов, n (в мин)
5,64	2,0	-8,0	10,0	-1,5	R134a	1400

Технические характеристики

Объемный расход воздуха: 2 900 м ³ /час	Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин	Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У
Дальность обдува: 20,0 м	Q_o ($\Delta T = 9,2$ К): 5,20 кВт	Корпус: 2,18 кВт
Площадь: 34,2 м ²	t_{oh} ($\Delta T = 9,2$ К): -2,7°C	Ванна: 0,35 кВт
Расстояние между ребрами: 7,0 мм	t_o ($\Delta T = 0,2$ К): -7,5°C	Всего: 2,53 кВт
Емкость трубы: 8,9 л		

Вентиляторы

1 шт.: 230/400±10% В-3-50/60 Гц; IP44 Диаметр лопасти: 400 мм Температурный диапазон: -40 до +45°C Звуковая мощность: 75 дБ (А) L_{pa} на расстоянии 10 м: 44 дБ(А)	Рабочие характеристики вентилятора: Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1420 в мин Производительность: 215 Вт Потребление тока: 0,52 А	Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора: Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 300 Вт Потребление тока: 0,58 А
---	---	---

Звуковое давление L_{pa} относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)

Размеры и масса

Присоединение на входе: 10* мм	Вес нетто: 45,7 кг
Присоединение на выходе: 22 мм	Вес брутто: 60,0 кг

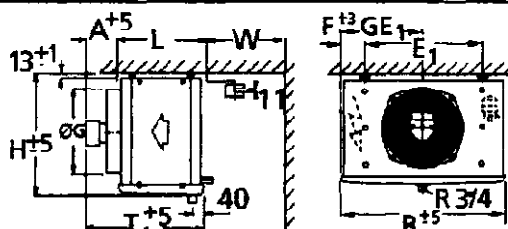
Материалы

Трубы: медь
Ребра: алюминий
Корпус: Al; RAL 9018

* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL

Версия: 2002.031

H = 560 мм
B = 1065 мм
T = 640 мм
L = 495 мм
F = 143 мм
A = 150 мм
W = 300 мм



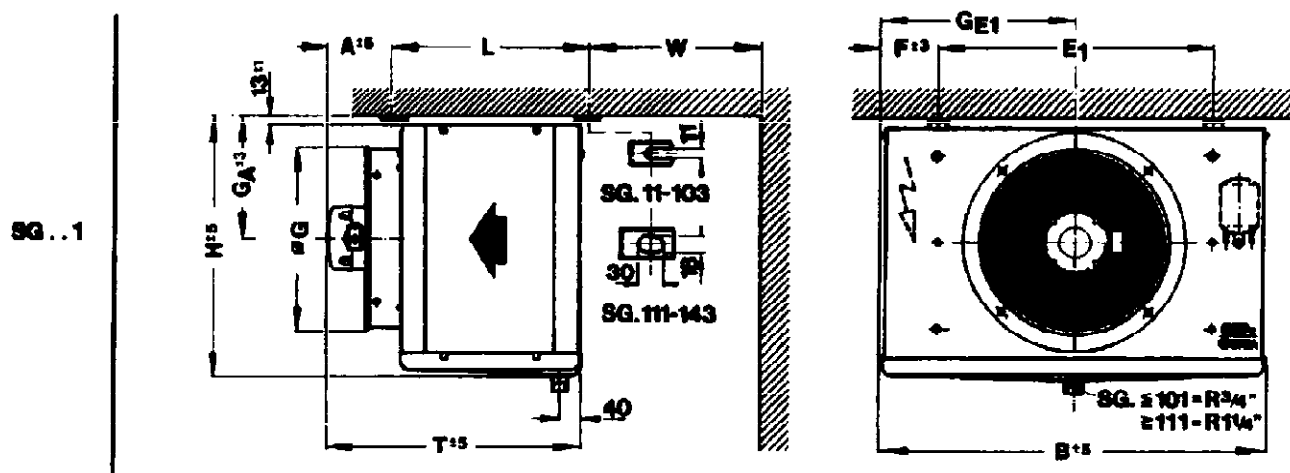


Рис. 4.20. Высокопроизводительный воздухоохладитель (размерные эскизы)

Поз. 44

Расчетный формуляр: теплоток от вентилятора (испаритель):

$$Q_{\text{вентилятора}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau_{\text{вентилятора}}}{\tau_{\text{установки}}},$$

где i – число вентиляторов; P – производительность вентилятора, Вт; $\tau_{\text{вентилятора}}$ – время работы вентилятора, часов в сутки; $\tau_{\text{установки}}$ – время работы установки, часов в сутки.

$$Q_{\text{вентилятора}} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 16}{16} = 600 \text{ Вт.}$$

Поз. 45

См. запись в расчетном формуляре:

2 × 2 530 Вт согласно технической документации.

Поз. 46

См. запись в расчетном формуляре:

4 × 20 минут/сутки (рекомендуемая величина, Брайдерт/Шиттенгельм, стр. 73, 3-е издание).

Поз. 47

Тепловой поток при нагреве (испаритель):

$$Q_{\text{нагрева}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau_{\text{оттайки}}}{\tau_{\text{установки}}},$$

где i – число нагревателей; P – теплопроизводительность, Вт; $\tau_{\text{оттаивания}}$ – время оттаивания, часов в сутки; $\tau_{\text{установки}}$ – время работы установки, часов в сутки.

$$Q_{\text{нагрев}} = \frac{2 \cdot 2530 \cdot 1,3}{16} = 411,13 \text{ Вт.}$$

Поз. 48

Определение эффективной производительности испарителя:

$$Q_{\text{о эфф}} = Q_{\text{предвар}} + Q_{\text{вентилятора}} + Q_{\text{нагрева}}, \text{ Вт;}$$

$$Q_{\text{о эфф}} = 8\,714,45 + 600 + 411,13 = 9\,725,58 \text{ Вт;}$$

$$Q_{\text{о эфф}} = 9\,725,58 \text{ Вт.}$$

Таблица 4.6. Высокопроизводительные воздухоохладители: размеры, масса, оттаивание электронагревом

Типо- размер	Габариты															Оттаивание электронагревом, кВт			Масса, кг		
	H''	B''	t''	L	E ₁	E ₂	E ₃	F	A	W	ØG	GA	GE ₁	GE ₂	GE ₃	Корпус	Ванна	Всего*	SGA	SGB	SGL
11	360	565	420	34	380	—	—	93	80	200	265	160	283	—	—	0,77	0,35	1,12/1	12	11	—
21	360	565	420	345	380	—	—	93	80	200	265	160	283	—	—	0,77	0,35	1,12/1	13	12	—
31	460	665	440	345	480	—	—	93	100	200	321	210	333	—	—	0,96	0,42	1,38/1	18	17	—
41	460	665	440	345	480	—	—	93	100	200	321	210	333	—	—	0,96	0,42	1,38/1	21	19	—
51	560	815	570	415	530	—	—	143	160	300	419	260	408	—	—	1,44	0,24	1,68/1	30	26	24
61	560	815	570	415	530	—	—	143	160	300	419	260	408	—	—	1,61	0,24	1,85/1	33	29	27
71	560	915	640	495	630	—	—	143	150	300	419	260	458	—	—	1,73	0,29	2,02/1	41	35	33
81	560	1065	640	495	780	—	—	143	150	300	419	260	533	—	—	2,18	0,35	2,53/1	53	45	41
91	660	1065	650	495	780	—	—	143	160	400	525	320	533	—	—	2,90	0,35	3,25/1	62	53	49
101	660	1065	650	495	1030	—	—	143	160	400	525	320	658	—	—	3,68	0,44	4,12/1	71	65	58

* с разделением на нагревательные контуры!

** учитывать возможное отклонение параметров принадлежностей от заданных значений!

Данные размеры действительны только для стандартных исполнений!

При монтаже вентиляторов с характеристиками, отличными от приведенных, увеличиваются размеры T и A.



Таблица 4.7. Расчетный формуляр BFS для холодильных камер

Заказчик							
Дата:							
		Единица измерения				Итоговая графа	
1. Вид холодильных камер/для охлаждения мяса/положение:		ЕС					
2. Теплоизоляция – стиропор/толщина/коэффициент теплопередачи		см	Вт/м ² ·К	10	0,38		
3. Внутренние размеры теплоизоляции и штукатурки или облицовочной плитки, длина × ширина × высота		м		9 × 8 × 3,4			
4. Наружные размеры, длина × ширина × высота		м					
5. Объем камеры		м ³		244,80			
6. Параметры наружного воздуха	t_a φ_a	°С	%	+15	65		
7. Параметры воздуха внутри камеры	t_i φ_i	°С	%	0	85		
8. Вид охлаждаемого продукта		–		говядина, свинина			
9. Суточный грузооборот		кг / сутки		10 900			
10. Начальная температура продукта при загрузке		°С		+10			
11. Общая масса продукта в холодильной камере		кг		10 900			
12. Пребывание обслуживающего персонала (человек в сутки)	Продолжительность пребывания		часов/сутки	6	8		
13. Освещение	Продолжительность включения	Вт	часов/сутки	400			
14. Прочие тепловые потоки	Длительность действия	Вт	часов/сутки	–	–	–	
15. Теплоприток через стену	Q_E конструкционный элемент 1	Вт		→		228,28	
16. Теплоприток через стену	Q_E конструкционный элемент 2	Вт		→		202,91	
17. Теплоприток через стену	Q_E конструкционный элемент 3	Вт		→		149,34	
18. Теплоприток через стену	Q_E конструкционный элемент 4	Вт		→		129,96	
19. Теплоприток через дверь, Q_E		Вт		→		25,08	
20. Теплоприток через потолок Q_E $\Delta T = 25$ К		Вт		→		342,00	
21. Теплоприток через пол Q_E $\Delta T = 10$ К		Вт		→		280,80	
22. Коэффициент воздухообмена, n		1/сутки		4,47		–	
23. Энтальпия из h, x -диаграммы		кДж/кг		24,35		–	
24. Теплоприток от вентиляции, Q_L		Вт		→		396,00	
25. Суточный грузооборот		кг/сутки		10 900		–	
26. Удельная теплоемкость перед замораживанием, с свинина, говядина		кДж/кг · К		3,2	2,12	–	
27. Удельная теплоемкость после замораживания, с		кДж/кг · К		–		–	
28. Энтальпия замораживания, q		кДж/кг		–		–	
29. Энтальпия «дыхания» овощей и фруктов, h		кДж/кг в сутки		–		–	
30. Разность температур ΔT		К		10		–	

Таблица 4.7. Расчетный формуляр BFS для холодильных камер (окончание)

	Единица измерения		Итоговая графа
31. Теплоприток от охлаждаемого продукта, Q_A	Вт	→	3 230,00
32. Теплоприток от «дыхания» овощей, фруктов, Q_A	Вт	→	отпадает
33. Тепло от каждого человека	Вт	270	–
34. Теплоприток от пребывания людей, Q_A	Вт	→	540
35. Теплоприток от освещения, $Q_{осл}$	Вт	→	133,33
36. Прочие теплопритоки, Q_U	Вт	→	151,93
37. Общий теплоприток, Q	Вт	+ →	5 809,63
38. Продолжительность работы холодильной установки	часов/сутки	(16) 18	–
39. Холодопроизводительность испарителя, предварительная, $Q_{о,расч}$	Вт	→	8 714,45
40. Температура кипения	°С	–8	–
41. Тип испарителя – согласно каталогу	–	2 × SGBE 81	–
42. Теплоприток от вентиляторов	Вт	2 × 300	–
43. Длительность работы вентиляторов	часов/сутки	16	
44. Теплоприток от вентилятора испарителя, Q_V	Вт	→	600
45. Холодопроизводительность испарителя (полная) <small>оттаивания</small>	Вт	2 × 2 530	–
46. Продолжительность оттаивания	часов/сутки	1,3	–
47. Теплоприток при оттаивании испарителя, $Q_{от}$	Вт	→	411,13
48. Холодопроизводительность испарителя, $Q_{о,эфф}$	Вт	+ →	9 725,58
49. Тип холодильной машины – согласно каталогу	–		–
50. Температуры кипения и конденсации	°С	–10/+45	–
51. Хладагент	R	134a	–
52. Прочее		→	–

BFS – Государственный институт холодильной техники и техники кондиционирования воздуха.

$Q_{о,эфф} : 2$ – полезная производительность каждого испарителя.

$Q_{о,эфф} = 4 863$ Вт на каждый испаритель.

Контроль по Q_V -диаграмме, с одной стороны, и компьютерная распечатка, с другой стороны, показывают, что такая производительность может быть достигнута при использовании модели SGBE 81.

Поз. 49

Выбор конденсаторной группы для R 134a с воздушным охлаждением, полугерметичным компрессором 2-го поколения фирмы Bitzer.

Расчет холодильной установки требует правильного согласования параметров: производительности испарителя и производительности компрессора. Баланс двух этих параметров достигается в том случае, когда холодильная машина с учетом возникающих потерь давления во всасывающем трубопроводе способна обеспечить расчетную холодопроизводительность, причем без сдвига рабочей точки.

Конденсаторная группа с воздушным охлаждением рассчитывается для окружающей температуры +32°С. Температура кипения t_0 составляет –8°С, для потери температуры на стороне всасывания 2 К, так что группа проектируется для температуры кипения $t_0 = -10°С$.

Рис. 4.21. Таблица параметров для расчета компрессора: конденсаторные группы

Заданные значения		Границы применения			
Холодопроизводительность	10 кВт				
Серия	стандартная				
Хладагент	R134a				
Исходная температура	точка росы				
Температура кипения	-10°C				
Температура окружающей среды	32°C				
Температура всасываемого газа	20°C				
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц				
Полезный перегрев	100%				
Результат					
Тип компрессора		LH104/4DC-7.2Y	LH104/4Z-8.2Y	LH84/4CC-6.2Y	LH114/4V-10.2Y
Холодопроизводительность, кВт	8,73	8,86	10,00	10,87	
Производительность испарителя	8,73	8,86	10,00	10,87	
Потребляемая мощность*, кВт	3,22	3,24	3,93	4,07	
Ток (400 В), А	8,69	6,69	9,34	8,73	
Массовый расход, кг/час	188,9	192,0	224	237	
Температура конденсации, °С	39,6	39,7	43,2	40,3	
Переохлаждение жидкости, °С	3,00	3,00	3,00	3,00	
Режим работы	стандарт	стандарт	стандарт	стандарт	

* Производительность компрессора (мощность, потребляемую вентиляторами, см. в технических характеристиках).

Выбираем конденсаторную группу типа LH 84/4CC-6.2Y со следующими техническими характеристиками:

$t_a = +32^\circ\text{C}$; хладагент R 134a;

$t_o = -10^\circ\text{C}$, холодопроизводительность 10 000 Вт при $t_i = +20^\circ\text{C}$.

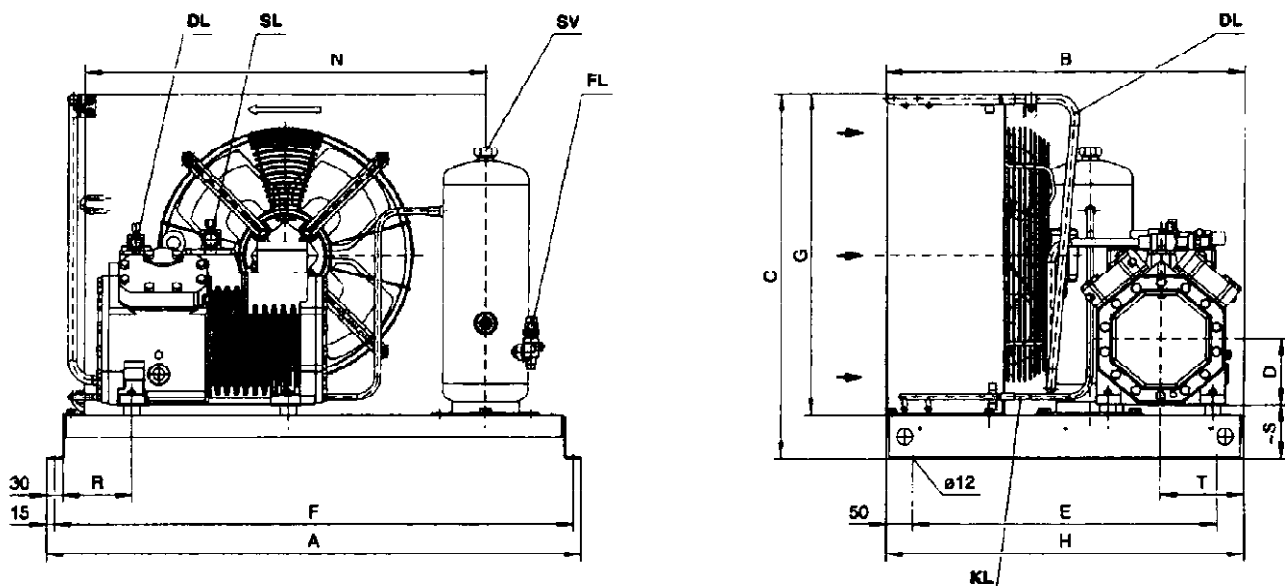


Рис. 4.22. Стандартная конденсаторная группа
LH64/4FC-3.2(Y) ...
LH84/4DC-5.2(Y) / LH84/4CC-6.2(Y)

Таблица 4.8. Технические характеристики конденсаторных групп

Тип конденсаторной группы	Компрессор	Вентилятор		Расход воздуха конденсатором, м³/час			Коллектор			Коллектор большего размера (опция)	Вес (стандартный), кг		
		Род тока:		Потребление тока, А	Потребляемая мощность, Вт	Стандарт Тип	Макс. вес заправляемого хладагента, кг						
		3-фазный	1-фазный «Е»				R 134a	R 404A R507A	R22				
LH32/2KC-05.2(Y)	220 .. 240 В Δ / 380 .. 420 В у / 3 / 50 Гц 265 .. 290 В Δ / 440 .. 480 В у / 3 / 60 Гц	–	4,6/2,7	–	0,54	120	1 750	FS35	3,1	2,6	3,1	FS55	70
LH32/2JC-0.7.2(Y)		–	6,0/3,5	–	0,54	120	1 750	FS35	3,1	2,6	3,1	FS55	70
LH33/2HC-1.2(E)(Y)		230 В ± 10% / 1 / 50 Гц	6,1/3,5	12,5	0,55	120	1 710	FS35	3,1	2,6	3,1	FS55	71
LH33/2HC-2.2(Y)			7,4/4,3	4	0,55	120	1 710	FS35	3,1	2,6	3,1	FS55	73
LH33/2GC-2.2(E)(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	8,1/4,7	15,0	0,55	120	1 710	FS35	3,1	2,6	3,1	FS55	73
LH44/2GC-2.2(E)(Y)			8,1/4,7	15,0	0,56	125	1 840	FS35	5,9	4,8	5,8	FS75	81
LH44/2FC-2.2(E)(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	8,5/4,9	15,0	0,56	125	1 840	FS35	5,9	4,8	5,8	FS75	80
LH44/2FC-3.2(Y)			10,0/5,6	–	0,56	125	1 840	FS35	5,9	4,6	5,6	FS75	81
LH44/2EC-2.2(E)(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	9,9/5,7	–	0,56	125	1 840	FS35	5,9	4,8	5,8	FS75	98
LH64/2EC-3.2(E)(Y)			12,0/6,9	4	1,41	301	3 884	FS75	8,2	6,7	8,0	FS125	129
LH53/2DC-2.2(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	11,9/6,9	–	0,86	194	2 528	FS55	5,9	4,8	5,8	FS75	114
LH64/2DC-3.2(E)(Y)			13,5/7,8	4	1,41	301	3 884	FS75	8,2	6,7	8,0	FS125	129
LH64/2CC-3.2(E)(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	14,8/8,5	4	1,41	301	3 884	FS75	8,2	6,7	8,0	FS125	128
LH84/2CC-4.2(Y)			16,4/9,4	–	3,08	485	4 577	FS125	13,6	11,1	13,4	FS202	134
LH64/4FC-3.2(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	15,9/9,2	–	1,41	301	3 884	FS75	8,2	6,7	8,0	FS125	140
LH84/4FC-5.2(Y)			18,7/0,8	–	3,08	485	4 577	FS125	13,6	11,1	13,4	FS202	151
LH64/4EC-4.2(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	18,5/10,7	–	1,41	301	3 884	FS75	8,2	6,7	8,0	FS125	142
LH84/4EC-6.2(Y)			22,9/13,2	–	3,08	485	4 577	FS125	13,6	11,1	13,4	FS202	151
LH84/4DC-5.2(Y)		230 В ± 10% / 1 / 60 Гц	23,4/13,5	–	3,08	485	4 577	FS125	13,6	11,1	13,4	FS202	153
LH104/4DC-7.2(Y)			27,5/15,9	–	2 × 1,47	2 × 316	7 248	FS152H	15,7	12,8	15,5	FS302H	200
LH84/4CC-6.2(Y)	27,5/15,9	–	3,08	485	4 577	FS125	13,6	11,1	13,4	FS202	177		

Таблица 4.9. Размеры

Тип конденсаторной группы	Размеры, мм																Соединения			
	A	A ₁	B	B ₁	C	C ₁	D	E	F	G	H	L	N	R	S	T	Всасывающий трубопровод		Жидкостный трубопровод	
																	Ø мм	дюймы	Ø мм	дюймы
LH32/2KC-05.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	12	1/2	10	3/8
LH32/2JC-07.2 (Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	12	1/2	10	3/8
LH33/2HC-1.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH33/2HC-2.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH33/26C-2.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2GC-2.2(Y)	650	630	607	645	516	574	102	505	620	456	605	62	490	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2FC-2.2(Y)	650	630	607	645	516	574	102	505	620	456	605	62	490	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2FC-3.2(Y)	650	630	607	645	516	574	102	505	620	456	605	62	490	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2EC-2.2(Y)	650	630	702	740	516	574	121	600	620	456	700	62	490	146	82	174	22	7/8	10	3/8
LH64/2EC-3.2(Y)	1 000	982	672	645	687	915	121	570	970	607	670	72	750	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH53/2DC-2.2(Y)	1 000	982	671	693	536	915	121	570	970	456	670	72	750	160	99	157	22	7/8	10	3/8
LH64/2DC-3.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	121	570	970	607	670	72	750	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH64/2CC-3.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	121	570	970	607	670	72	750	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH84/2CC-4.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	121	570	970	757	670	72	850	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH64/4FC-3.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	125	570	970	607	670	72	750	129	99	157	22	7/8	12	1/2
LH84/4FC-5.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	22	7/8	12	1/2
LH64/4EC-4.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	125	570	970	607	670	72	750	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2
LH84/4EC-6.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2
LH84/4DC-5.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2
LH84/4CC 6.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2

Рис. 4.23. Таблица параметров для расчета компрессора. Альтернатива хладагенту R 134a. Расчет компрессора: конденсаторные группы

Заданные значения		Границы применения
Холодопроизводительность	10 кВт	
Серия	стандартная	
Хладагент	R507A	
Исходная температура	точка росы	
Температура кипения	-10°C	
Температура окружающей среды	32°C	
Температура всасываемого газа	20°C	
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц	
Полезный перегрев	100%	

Результат

Тип компрессора	LN64/4FC-3.2Y	LN84/4FC-5.2Y	LN64/4EC-6.2Y	LN84/4EC-6.2Y
Холодопроизводительность, кВт	8,87	9,61	10,32	11,54
Производительность испарителя	8,87	9,61	10,32	11,54
Потребляемая мощность*, кВт	4,37	4,13	5,38	5,29
Ток (400 В), А	7,84	7,97	9,02	9,53
Массовый расход, кг/час	272	280	330	347
Температура конденсации, °С	47,0	43,3	49,8	45,8
Переохлаждение жидкости, °С	3,00	3,00	3,00	3,00
Режим работы	стандарт	стандарт	стандарт	стандарт

* Производительность компрессора (мощность, потребляемую вентиляторами, см. в технических характеристиках).

4.2.4. Определение параметров трубопроводов для хладагентов по таблицам Брайденбаха

4.2.4.1. Всасывающий трубопровод (см. рис. 4.24)

- Геометрическая длина труб на линии всасывания от узла (1) до всасывающего патрубка холодильного компрессора составляет: $l_{\text{гсом}} = 24,80$ м.
- Геометрическая длин труб на линии всасывания от соединительного патрубка испарителя (1) до узла (1) составляет: $l_{\text{гсом}} = 4,0$ м.
- Геометрическая длин труб на линии всасывания от соединительного патрубка испарителя (2) до узла (1) составляет: $l_{\text{гсом}} = 4,0$ м.
- Проверка температуры конденсации для определения размера трубопровода: поскольку данная холодильная установка покрывает так называемую нормальную область охлаждения, температура конденсации для выбора размеров трубопровода принимается равной: $t_c = +45^\circ\text{C}$. Поправочный коэффициент для температуры конденсации t_c , отличной от базовой температуры $t_c = +40,6^\circ\text{C}$ согласно таблице (Брайдерт/Шиттенгельм, стр. 82), составляет $f = 0,97$ для $t_c = +45^\circ\text{C}$.

- Всасывающий трубопровод испарителя (1) в сторону узла (1): производительность испарителя, ближайшую к температуре кипения $t_0 = -8^\circ\text{C}$, можно также найти в таблице (Брайдерт/Шиттенгельм, стр. 82). Путем интерполяции определяется производительность испарителя для $t_0 = -8^\circ\text{C}$,

$$Q_0 = 5,64 \text{ кВт};$$

$$A1 = +5^\circ\text{C} \quad B1 = 9,90 \text{ кВт};$$

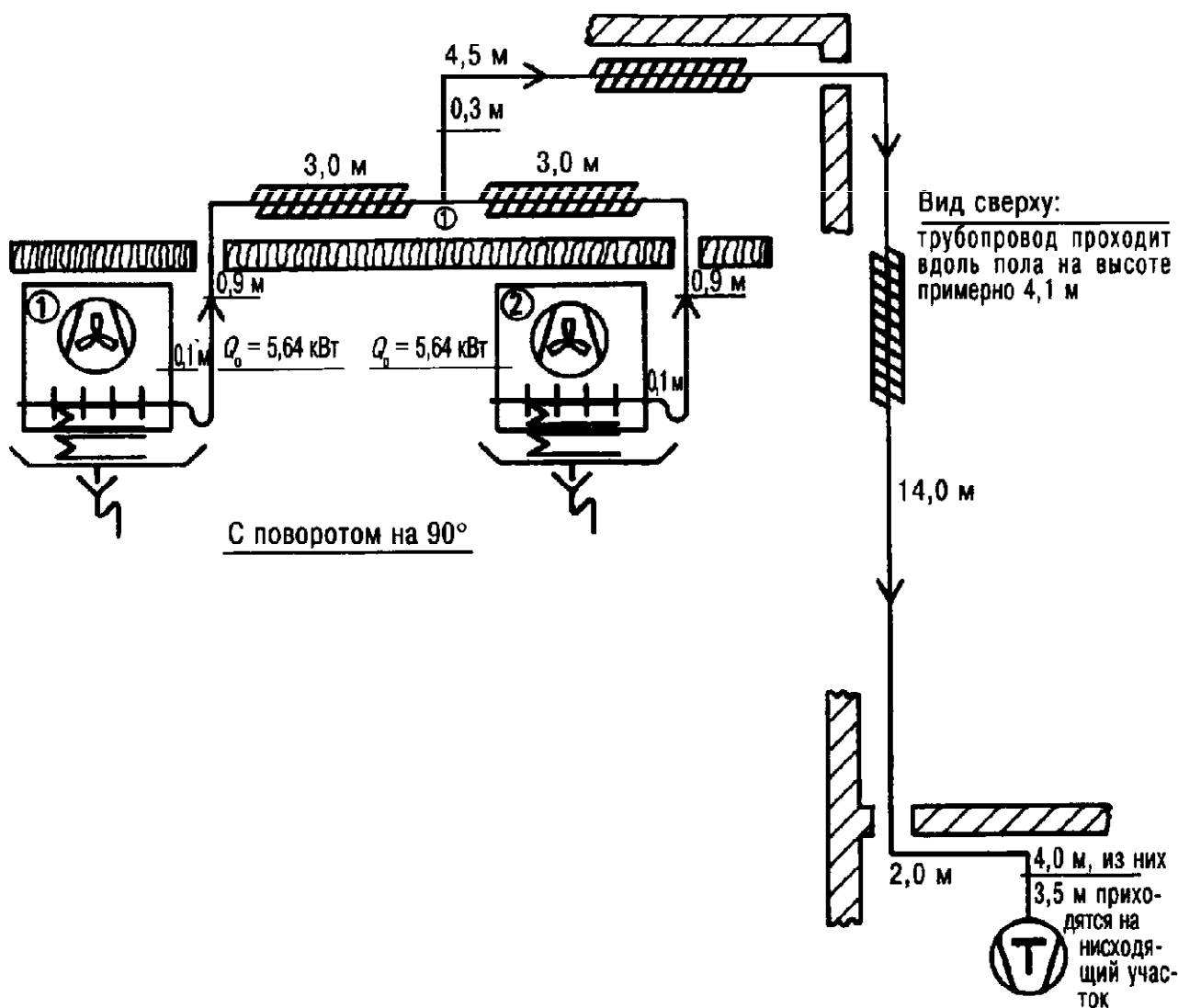
$$X = -8^\circ\text{C} \quad Y = ?$$

$$A2 = -10^\circ\text{C} \quad B2 = 6,15 \text{ кВт};$$

$$(X1 - A1) : (A2 - A1) = (Y - B1) : (B2 - B1).$$

$$Y = \frac{(X - A1) \cdot (B2 - B1)}{A2 - A1} + B1 = \frac{[-8 - (+5)] \cdot (6,5 - 9,9)}{-10 - (+5)} + 9,9 = 6,65.$$

$$Y = 6,65 \text{ кВт}.$$



Тумба под машину,
изготавливаемая силами заказчика:

длина 1,0 м,
ширина 1,2 м,
высота 0,5 м

Рис. 4.24. Определение параметров всасывающего трубопровода



Согласно таблице, производительность для температуры кипения $t_0 = -8^\circ\text{C}$ составляет: $Q_0 = 6,65$ кВт.

$$Q_{\text{отTe}} = Q_{\text{от}} \cdot f = 6,65 \cdot 0,97 = 6,45 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{отTe}} = 6,45 \text{ кВт.}$$

$Q_{\text{от}}$ – интерполированная табличная величина производительности;

f – поправочный коэффициент для иной температуры конденсации.

Всасывающий трубопровод: Vda 1 к узлу (1): $d_a = 28 \times 1,5$ мм; при этом одновременно становится известен диаметр фитингов.

Для определения эквивалентной длины фитингов привлекаются соответствующие таблицы.

1. Присоединение всасывающего трубопровода на выходе испарителя: $d_a = 22$ мм, использование фитинга в качестве ниппеля 22×28 мм, $l_{\text{экв}} = 0,40$ м (допущение!).

2. 2 колена под углом 90° , 28 мм : $2 \times 0,45$ м $l_{\text{экв}}$.

3. 1 колено под углом 180° , 28 мм : $0,75$ м $l_{\text{экв}}$.

Вся эквивалентная длина трубопровода на выходе из испарителя в сторону тройника составляет: $0,40 + 0,45 + 0,45 + 0,75 + 4,0 = 6,05$ м.

- Расчет фактической разности температур на указанном выше участке трубопровода:

$$\Delta T_c = 1,1 \cdot \frac{6,5}{30,5} \cdot \left(\frac{5,64}{6,45} \right)^{1,8} = 0,17.$$

$$\Delta T_c = 0,17 \text{ К.}$$

- При расчете участка всасывающего трубопровода от испарителя 2 к узлу (1) действуют аналогичным образом.

Результат:

Всасывающий трубопровод $d_a = 28 \times 1,5$ мм; $\Delta T_c = 0,17$ К.

- Всасывающий трубопровод от узла (1) к всасывающему патрубку холодильного компрессора в машинном зале:

$$Q_{\text{о, общ}} = Q_{\text{о,1}} + Q_{\text{о,2}} = 5,64 + 5,64 = 11,28 \text{ кВт.}$$

Затем остается найти в таблице величину производительности испарителя, близкую к проектной температуре кипения $t_0 = -8^\circ\text{C}$.

Путем интерполяции определяется производительность испарителя для $t_0 = -8^\circ\text{C}$.

$$A1 = +5^\circ\text{C} \quad B1 = 18,85 \text{ кВт.}$$

$$X = -8^\circ\text{C} \quad Y = ?$$

$$A2 = -10^\circ\text{C} \quad B2 = 11,30 \text{ кВт.}$$

$$(X - A1) : (A2 - A1) = (Y - B1) : (B2 - B1).$$

$$Y = \frac{(X - A1) \cdot (B2 - B1)}{A2 - A1} + B1 = \frac{[-8 - (+5)] \cdot (11,30 - 18,85)}{-10 - (+5)} + 18,85 = 12,31.$$

$$Y = 12,31 \text{ кВт}$$

Согласно таблице, производительность для температуры кипения

$t_0 = -8^\circ\text{C}$ составляет: $Q_0 = 12,31$ кВт.

$$Q_{\text{отTe}} = Q_{\text{от}} \cdot f = 12,31 \text{ кВт} \cdot 0,97.$$

$$Q_{\text{отTe}} = 11,94 \text{ кВт, где}$$

$Q_{\text{от}}$ – интерполированная табличная величина производительности;

f – поправочный коэффициент для иной температуры конденсации.

Всасывающий трубопровод: от узла (1) к всасывающему патрубку компрессора: $d_a = 35 \times 1,5$ мм; при этом одновременно становится известен диаметр фитингов.

Для определения эквивалентной длины фитингов ($l_{\text{ЭКВ}}$) привлекаются соответствующие таблицы.

$$1. \text{Тройник } \frac{35}{28-28} : 5,75 \text{ м } l_{\text{ЭКВ}}$$

$$2. \text{6 крутоизогнутых отводов } 90^\circ, 35 \text{ мм} : 6 \times 0,60 \text{ м } l_{\text{ЭКВ}}$$

Полная эквивалентная длина тройника до присоединения компрессора на стороне всасывания составляет: $5,75 + 3,60 + 24,80 = 34,15 \text{ м}$.

- Расчет фактической разности температур на указанном выше участке трубопровода:

$$\Delta T_c = \Delta T_T \cdot \frac{l_{\text{ЭКВ}}}{l_{\text{ЭКВ}}} \cdot \left(\frac{Q_o}{Q_o T_c} \right)^{1,8} = 1,11.$$

- Определение полного перепада температур на стороне всасывания:

Испаритель 1 к узлу 1: $\Delta T_c = 1,17 \text{ К}$.

Узел 1 к всасывающему патрубку холодильного компрессора: $\Delta T_c = 1,11 \text{ К}$.

$$\Delta T_{\text{с общ}} = 1,28 \text{ К}$$

Примечание: Потеря температур будет ниже $\Delta T = 2 \text{ К}$, принятой при проектировании конденсаторной группы.

4.2.4.2. Жидкостный трубопровод (см. рис. 4.25)

Проектирование жидкостного трубопровода начинаем с выхода из относящегося сюда коллектора. Холодопроизводительность Q_o составляет 10 000 Вт; температура кипения = -10°C ; температура окружающего воздуха = $+32^\circ\text{C}$; температура конденсации = $+45^\circ\text{C}$; температура всасываемого газа = $+20^\circ\text{C}$; в качестве хладагента используется R 134a.

- Геометрическая длина трубы $l_{\text{ГЕОМ}}$ от коллектора до узла 1 составляет 24,80 м.
- Проверка температуры конденсации! Расчетная базовая температура t_c для установки табличных значений составляет $40,6^\circ\text{C}$. Расчет ведется со значением $t_c = +45^\circ\text{C}$. Поправочный коэффициент для принятия во внимание этого отклонения берется из таблицы ($f = 0,97$, см. выше).
- Ближайшая к проектной холодопроизводительности $Q_o = 10 \text{ кВт}$ величина определяется по таблице – см. в пятой колонке слева. $Q_{\text{от}} = 12,60 \text{ кВт}$.

Табличная величина производительности пересчитывается с помощью данного поправочного коэффициента.

$$Q_{\text{отс}} = Q_{\text{от}} \cdot f = 12,60 \cdot 0,97 = 12,22 \text{ кВт}$$

Исходя из найденного значения $Q_{\text{от}} = 12,60 \text{ кВт}$, пересчитанного на $Q_{\text{отс}} = 12,22 \text{ кВт}$, проходим из пятой колонки таблицы вертикально вверх в пятую колонку верхней таблицы и определяем диаметр трубопровода $d_a = 15 \times 1 \text{ мм}$. При этом становится известен и диаметр фитингов. Для определения эквивалентной длины труб фитингов ($l_{\text{ЭКВ}}$) вновь прибегнем к помощи соответствующих таблиц.

$$1. \text{6 крутоизогнутых отводов } 90^\circ: 6 \times 0,25 \text{ мм } l_{\text{ЭКВ}}$$

2.осушитель хладагента (его расчет будет представлен позднее) типа Alco ADK-Plus 305 S, пайка 16 мм: $l_{\text{ЭКВ}} 1,80 \text{ мм}$.

$$3. \text{1 тройник, разделяющий противоток: } l_{\text{ЭКВ}} 1,0 \text{ мм}$$

4. Трубопровод от выхода из коллектора до тройника: 24,80 м.

Определение полной эквивалентной длины трубопровода:

$$1,50 + 1,80 + 1,0 + 24,80 = 29,10 \text{ м}$$

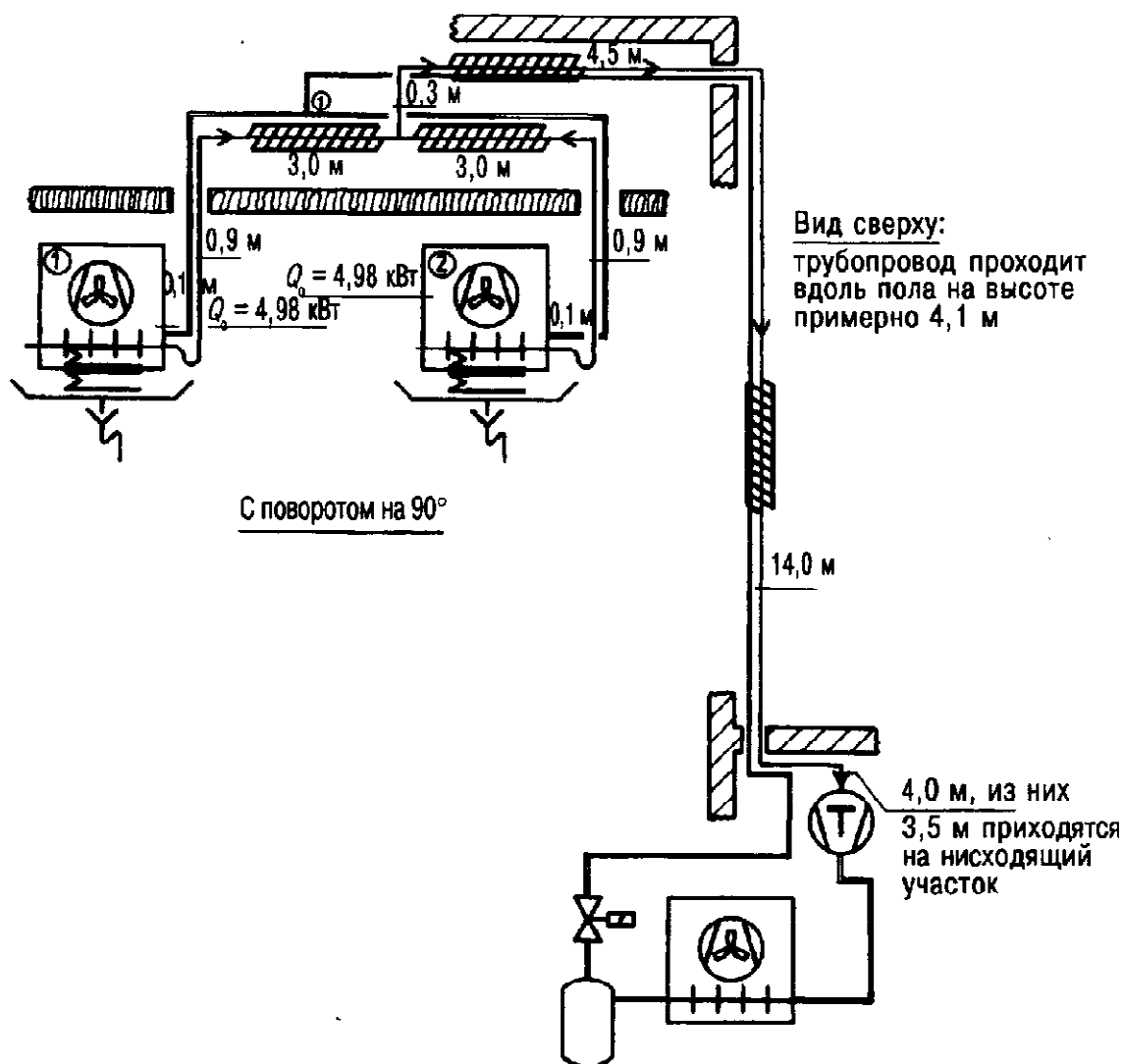


Рис. 4.25. Расчет жидкостного трубопровода

- Расчет фактической разности температур на указанном выше участке трубопровода:

$$\Delta T_c = \frac{0,6 \cdot 29,10}{30,50} \cdot \left(\frac{10}{12,22} \right)^{1,8}$$

$$\Delta T_c = 0,40 \text{ К.}$$

- Жидкостный трубопровод после тройника расходится на два симметричных участка равной длины, причем каждый из них должен рассчитываться в соответствии с заданной холодопроизводительностью. Ближайшая величина $Q_{от}$ определяется здесь в четвертой колонке слева: 6,55 кВт.

$$Q_{отe} = Q_{от} \cdot f = 6,55 \cdot 0,97 = 6,35 \text{ кВт, где:}$$

$Q_{от}$ – табличное значение холодопроизводительности;

f – поправочный коэффициент на расхождение температур компенсации;

$Q_{отe}$ – эффективная холодопроизводительность согласно таблице.

Продвигаясь по таблице вертикально вверх, находим диаметр трубопровода $d_a = 12 \times 1$ мм. При этом опять-таки становится известен диаметр фитингов. Для определения эквивалентной длины трубы фитингов воспользуемся таблицами.

1. 1 отвод под углом 90°: $l_{эkv} = 0,20$ м;

2. Длина трубы: $l_{эkv} = 4,00$ м;

полная $l_{эkv} = 4,20$ м.



(4) $m_R = Q_o/q_{ON}$ подставляем в (3):

$$\frac{Q_o}{q_{ON}} = \frac{d^2 \cdot \eta \cdot w}{4}; \text{ из данных уравнения имеем:}$$

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{\rho_R \cdot q_{ON} \cdot d^2 \cdot \eta} \cdot \frac{\frac{\text{кДж}}{\text{с}}}{\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \cdot \text{м}^2} = \frac{\text{кДж} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{кг}}{\text{с} \cdot \text{кг} \cdot \text{кДж} \cdot \text{м}^2} = \text{м/с.}$$

$$w = \frac{10 \cdot 4}{10,53 \cdot 135,90 \cdot (0,032)^2 \cdot \eta} = 8,69 \text{ м/с.}$$

При следующих данных:

хладагент R 134a;

$h_3 = h_4 = 261,1$ кДж/кг при $t_3 = +43^\circ\text{C}$ с переохлаждением 2 К;

$h'_1 = 397$ кДж/кг при перегреве на стороне испарителя из $\log p, h$ -диаграммы для перегретой области при температуре насыщения: $t_o = -8^\circ\text{C}$;

$q_{ON} = h'_1 - h_4$ в кДж/кг;

$q_{ON} = 397 - 261,1$;

$q_{ON} = 135,90$ кДж/кг;

$\rho_R = 10,53$ кг/м³ плотность пара при -8°C ;

$Q_o = 10$ кДж/с.

Экономичные скорости протекания всасываемого газа приведены в специальной литературе по всасывающим трубопроводам: указывается 8–12 м/с и, соответственно, 6–30 м/с или 7–12 м/с (см. Брайдерт-Шиттентельм, стр. 67).

4.2.5. Выбор фильтра-осушителя для хладагента

Для R 134a и $Q_o = 10$ кВт выбирается следующий фильтр-осушитель: ADK-Plus 305 S, пайка 16 мм (см. табл. 4.11, 4.12).

Проходная мощность: 48,4 кВт при потере давления 0,07 бар (скорректированная производительность $Q_N = Q_o \cdot K_1 = 10 \cdot 1,15 = 11,5$ кВт).

Водопоглощающая способность: (см. табл. 4.13).

Присоединение трубопровода: пайка 16 мм.

4.2.6. Проектирование электромагнитного клапана, монтируемого в жидкостном трубопроводе

Для выполнения расчета вновь обратимся к каталогу изготовителя (табл. 4.14, 4.15) с необходимыми техническими параметрами. Приведенные в каталоге номинальные величины производительности относятся к температуре кипения $t_o = +4^\circ\text{C}$, температуре конденсации $t_c = +38^\circ\text{C}$ и падению давления в вентиле 0,15 бар.

Номинальные производительности подлежат пересчету с помощью уравнения:

$Q_N = Q_o \cdot K_{tFl} \cdot K_{\Delta pFl}$ на соответствующие условия установки, где

Q_o – требуемая холодопроизводительность;

K_{tFl} – поправочный коэффициент для разных рабочих температур;

$K_{\Delta pFl}$ – поправочный коэффициент на изменение производительности, обусловленное разными перепадами давления в вентиле.

Из табл. 4.15 (использование жидкости) при:

$t_o = -8^\circ\text{C}$ и $t_c = +43^\circ\text{C}$; $= 1,13$ и $K_{\Delta pFl} = 0,87$ с выбранным $\Delta p = 0,20$ бар определяется:

$$Q_N = 10 \cdot 1,13 \cdot 0,87 = 9,83 \text{ кВт.}$$

Таблица 4.11. Фильтр-осушитель серии ADK PLUS для жидких хладагентов, в закрытом исполнении, с износостойким, высокоактивным фильтровальным блоком высокой поглощающей способности в отношении воды и кислот

Тип ADK	№ заказа	Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,14 бар					Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,07 бар				
		R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 407 C	R 410A	R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 407 C	R 410A
032	003 595	10,6	9,7	6,9	10,1	10,5	7,3	6,7	4,8	7,0	7,2
036MMS	003 597	12,0	11,0	7,8	11,4	11,8	8,0	7,3	5,2	7,6	7,9
032S	003 596	12,9	11,8	8,4	12,3	12,7	8,8	8,1	5,7	8,4	8,7
052	003 598	11,0	10,1	7,2	10,5	10,9	7,6	6,9	4,9	7,2	7,5
056MMS	003 600	15,0	13,7	9,8	14,3	14,8	10,0	9,2	6,5	9,5	9,9
052S	003 599	17,1	15,6	11,1	16,3	16,9	10,8	9,9	7,0	10,3	10,7
053	003 601	21,3	19,5	13,9	20,3	21,0	14,2	13,0	9,2	13,5	14,0
0510MMS	003 603	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,6	16,1
053S	003 602	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,6	16,1
082	003 604	11,3	10,4	7,4	10,8	11,2	7,8	7,1	5,1	7,4	7,7
086MMS	003 606	16,0	14,7	10,4	15,3	15,8	10,7	9,8	7,0	10,2	10,5
082S	003 605	17,3	15,9	11,3	16,5	17,1	11,9	10,9	7,8	11,4	11,8
083	003 607	23,9	21,9	15,6	22,8	23,6	16,4	15,0	10,7	15,6	16,2
0810MMS	003 609	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,6	16,2
083S	003 608	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,7	16,2
084	003610	39,1	35,8	25,5	37,3	38,6	25,7	23,5	16,7	24,5	25,3
0812MMS	003 612	39,5	36,2	25,8	37,7	39,0	26,3	24,1	17,2	25,1	26,0
084S	003 611	40,4	37,0	26,3	38,5	39,8	26,8	24,5	17,5	25,6	26,4
162	003 613	11,5	10,5	7,5	10,9	11,3	8,0	7,3	5,2	7,6	7,8
163	003 614	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,8	15,4	10,9	16,0	16,5

Таблица 4.11. Фильтр-осушитель серии ADK-PLUS для жидких хладагентов, в закрытом исполнении, с износостойким, высокоактивным фильтровальным блоком высокой поглощающей способности в отношении воды и кислот (окончание)

Тип ADK	№ заказа	Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,14 бар					Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,07 бар				
		R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 407 C	R 410A	R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 407 C	R 410A
1610MMS	003 616	26,8	24,5	17,5	25,6	26,5	18,7	17,1	12,2	17,8	18,5
163S	003 615	26,8	24,5	17,5	25,6	26,5	18,7	17,2	12,2	17,9	18,5
164	003 617	47,1	43,2	30,7	45,0	46,5	31,3	28,7	20,4	29,9	30,9
1612MMS	003 619	48,5	44,4	31,6	46,3	47,9	32,3	29,6	21,1	30,8	31,9
164S	003 618	49,9	45,7	32,6	47,6	49,3	36,0	33,0	23,5	34,3	25,5
165	003 620	66,5	60,9	43,4	63,5	65,7	44,8	41,1	29,2	42,8	44,3
165S	003 621	74,4	66,3	47,2	69,1	71,5	49,7	45,6	32,4	47,4	49,1
303	003 622	25,4	23,2	16,5	24,2	25,0	17,7	15,2	11,5	16,9	17,5
304	003 623	47,1	43,2	30,7	45,0	46,5	31,3	28,7	20,4	29,9	30,9
3012MMS	003 625	49,4	45,3	32,2	47,1	48,8	32,9	30,2	21,5	31,4	32,5
304S	003 624	51,6	47,2	33,6	49,2	50,9	36,0	33,0	23,5	34,4	35,6
305	003 626	72,1	66,0	47,0	68,7	71,1	52,6	48,2	34,3	50,2	52,0
305S	003 627	72,9	66,8	47,6	69,6	72,0	52,8	48,4	34,4	50,4	52,1
307S	003 628	104,6	95,8	68,2	99,8	103,2	66,3	60,7	43,2	63,2	65,4

Таблица 4.12. Поправочные коэффициенты для фильтров-осушителей жидкости серий ADK, FDB, FDS и ADKS

Фильтры-осушители для рабочих условий, отличных от диапазона $-15^{\circ}\text{C}/+30^{\circ}\text{C}$:

$$Q_n = Q_o \cdot K_f,$$

где Q_n – номинальная производительность;

Q_o – требуемая холодопроизводительность;

K_f – поправочный коэффициент для температур кипения жидкости.

Хладагент	Температура жидкости, $^{\circ}\text{C}$	Поправочный коэффициент, K_f														
		Температура кипения, $^{\circ}\text{C}$														
		+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
R 134a	+60	1,29	1,32	1,35	1,39	1,42	1,46	1,5	1,55	1,59	1,65	1,70				
	+55	1,2	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,41	1,45	1,50	1,54				
	+50	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,27	1,30	1,34	1,38	1,42				
	+45	1,04	1,06	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,21	1,24	1,27	1,31				
	+40	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,16	1,19	1,22				
	+35	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,14				
	+30	0,88	0,9	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,07				
	+25	0,84	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,93	0,95	0,96	0,98	1,01				
	+20		0,81	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,9	0,92	0,93	0,95				
	+15			0,79	0,8	0,81	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89	0,90				
	+10				0,76	0,78	0,79	0,8	0,82	0,83	0,84	0,86				
	+5					0,74	0,76	0,77	0,78	0,79	0,81	0,82				
	0						0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79				
	-5							0,71	0,72	0,73	0,74	0,75				
-10								0,69	0,7	0,71	0,72					
R 404A	+60	1,77	1,83	1,9	1,97	2,06	2,16	2,27	2,39	2,54	2,70	2,89	3,12	3,39	3,70	
	+55	1,48	1,52	1,56	1,62	1,67	1,74	1,81	1,90	1,99	2,09	2,21	2,34	2,50	2,67	
	+50	1,28	1,31	1,34	1,38	1,43	1,47	1,53	1,59	1,65	1,73	1,81	1,9	2,00	2,11	
	+45	1,13	1,16	1,18	1,21	1,25	1,29	1,33	1,38	1,43	1,48	1,54	1,61	1,68	1,76	
	+40	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,3	1,35	1,40	1,46	1,52	
	+35	0,93	0,95	0,97	0,99	1,01	1,04	1,07	1,10	1,13	1,17	1,20	1,25	1,29	1,34	
	+30	0,86	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09	1,12	1,16	1,20	
	+25	0,8	0,81	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09	
	+20		0,76	0,77	0,79	0,8	0,82	0,84	0,85	0,87	0,9	0,92	0,95	0,97	1,00	
	+15			0,72	0,74	0,75	0,77	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,93	
	+10				0,69	0,71	0,72	0,73	0,75	0,77	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86	
	+5					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,74	0,75	0,77	0,79	0,81	
	0						0,65	0,66	0,67	0,68	0,7	0,71	0,73	0,74	0,76	