

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Соловьев Дмитрий Александрович  
Должность: ректор ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ  
Дата подписания: 2019.03.05 16:55:56  
Уникальный программный ключ:  
5b8335c1f3d6e7bd91a51b28834cdf2b81866538

1

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**

**«Саратовский государственный аграрный университет  
имени Н.И. Вавилова»**

# **Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине «Технологические энергоносители и системы»**

направление подготовки

**13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника**

**Саратов 2019**

УДК 697.94 : 613.166.9  
ББК 38.762.3.  
Р 60

Рецензенты:

д-р. физ-мат. наук, профессор, член корреспондент Академии педагогических и социальных наук, зав. кафедрой «Физики и методико-информационных технологий» ФГБОУ ВО «Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н.Г. Чернышевского» *Б.Е. Железовский*;

д-р. техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Промышленная теплотехника» ФГБОУ ВО Саратовского государственного технического университета *Б.А. Семенов*.

**Спиридонова Е.В., Сивицкий Д.В., Наумова О.В.**

Технологические энергоносители и системы. Метод. указания;  
ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ». Саратов, 2019.

УДК 697.94: 613.166.9  
ББК 38.762.3.

## ВВЕДЕНИЕ

подавляющее большинство современных холодильных агрегатов (бытовых и промышленных) используют для своей работы компрессионный принцип. Но учеными постоянно предпринимаются попытки построить холодильный агрегат, использующий для охлаждения альтернативные принципы.

Например, многообещающим выглядит использование в холодильных установках эффекта Пельтье, согласно которому в месте контакта двух разнородных проводников при прохождении электрического тока возникает теплообменный процесс. К сожалению, эксплуатация подобного термоэлектрического холодильного оборудования совершенно невыгодна с экономической точки зрения – по крайней мере, до создания более дешевых термоэлектрических элементов. А вот термоэлектрические автомобильные холодильники, сумки-холодильники кулеры встречаются уже сейчас; их характеризует простота, надежность, экологичность и абсолютная бесшумность работы, а также, к сожалению, сильная зависимость производства холода от температуры окружающей среды.

В данный момент оборудование, функционирование которого основано на альтернативных компрессионному принципам, используется в специфических условиях. Так парожетторные холодильные машины, которые для производства холода используют теплоэнергию водяного пара, сейчас используются для кондиционирования воздуха на судах и промышленных предприятиях, где есть большое количество вторичных энергоресурсов и отбросного тепла.

Словом, существуют перспективные направления для исследований, но парожетторные, сорбционные, термоэлектрические и воздушные холодильные агрегаты, являясь экологически безопасными, остаются слишком низкоэффективными, выдавая максимум 20-25% КПД в самом идеальном случае.

## 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Номер варианта определяется преподавателем.

п/п	Продукция, закладываемая на хранение	Масса продукции, закладываемой на хранение G, т	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_b, ^\circ\text{C}$	Теплоизоляционный материал
1	Говядина мороженая в полутушах	15	+31	- 18	Пенопласт поливинилхлоридный ПХВ-1
2	Картофель	10	+23	+ 4	Пенопласт полистирольный ПСБ-С
3	Говядина мороженая в четвертинках	5	+27	- 20	Пенопласт полиуретановый ПУ-101
4	Капуста	14	+30	+ 3	Пенопласт поливинилхлоридный ПХВ-2
5	Яблоки	20	+21	+ 2	Пенопласт полистирольный ПСБ-С
6	Молоко	7	+25	+ 4	Пенопласт полиуретановый ППУ-3С
7	Масло сливочное в брикетах	20	+34	- 18	Пенопласт полиуретановый ПУ-101
8	Говядина мороженая в четвертинках	28	+27	- 18	Пенопласт поливинилхлоридный ПХВ-1
9	Бананы	10	+35	+ 12	Пенопласт полистирольный ПСБ-С
10	Апельсины	8	+18	+ 2	Пенопласт полиуретановый ППУ-3С
11	Свинина мороженая	16	+26	- 18	Пенопласт полиуретановый ПУ-101
12	Куры охлажденные	13	+31	0	Пенопласт поливинилхлоридный ПХВ-2
13	Морковь	5	+33	+1	Пенопласт полиуретановый ППУ-3С
14	Рыба морская замороженная	20	+30	- 18	Пенопласт полистирольный ПСБ-С
15	Слива	5	+27	+ 5	Плиты теплоизоляци-

					онные из ячеистого бетона
16	Помидоры	3	+22	+ 8	Пенопласт полистирольный ПСБ-С
17	Груши	6	+28	+ 1	Плиты теплоизоляционные из ячеистого бетона
18	Куры замороженные	20	+33	- 12	Пенопласт поливинилхлоридный ПХВ-1
19	Рыба речная охлажденная	6	+29	- 1	Пенопласт полиуретановый ППУ-3С
20	Мясо баранины охлажденное	12	+25	- 15	Пенопласт полиуретановый ПУ-101
21	Лук репчатый	9	+ 19	+ 5	Плиты теплоизоляционные из ячеистого бетона
22	Свекла	4	+ 18	+ 2	Пенопласт поливинилхлоридный ПХВ-2
23	Арбузы	20	+ 23	+ 5	Плиты теплоизоляционные из ячеистого бетона
24	Дыни	25	+ 30	+ 4	Пенопласт поливинилхлоридный ПХВ-1
25	Сметана	3	+ 28	+ 2	Пенопласт полиуретановый ППУ-3С
26	Говядина замороженная	14	+ 32	-18	Плиты теплоизоляционные из ячеистого бетона
27	Мороженное в брикетах	5	+ 27	- 20	Пенопласт полистирольный ПСБ-С
28	Колбасы копченые	12	+ 31	+ 8	Плиты теплоизоляционные из ячеистого бетона
29	Субпродукты мороженые	7	+33	- 12	Пенопласт полиуретановый ППУ-3С
30	Маргарин	10	+23	- 20	Пенопласт полистирольный ПСБ-С

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА И РАЗМЕРОВ КАМЕР

### 2.1. Распределительные и производственные холодильники

Число и размеры камер определяются в зависимости от состава и вместимости холодильника. Распределительные холодильники вместимостью до 5000 т. проектируют в основном с камерами хранения мороженных грузов из расчета до 70-75% от вместимости холодильника, а оставшиеся 25-30% используются для камер хранения охлажденных грузов или с универсальным температурным режимом.

Рекомендуется, например, следующая структура распределительного холодильника вместимостью 2000 т: камеры хранения мороженных грузов 70%, охлажденных – 15%, камеры с универсальным температурным режимом – 15%.

Только в холодильниках вместимостью более 5000 т предусматривают несколько камер хранения охлажденных грузов (до 20% от вместимости холодильника).

Вместимость камеры хранения мороженных грузов не должна превышать 500-600 кг, охлажденных грузов – от 100 до 400 кг. Кроме того, число камер определяется из условий совместимости при хранении различных грузов.

Кроме камеры хранения на распределительных холодильниках должны проектироваться морозильные, разгрузочные камеры, экспедиционные и другие вспомогательные помещения для осуществления транспортно-складских операций.

На молочных заводах проектируют камеры кратковременного хранения продукции (от 4 ч до 1 сут.). Продолжительность хранения масла достигает 15 сут., поэтому предусматривают камеру для его охлаждения.

При проектировании фрукто- и овощехранилищ вместимость отдельных камер не должна превышать 250 т.

Камеры предварительного охлаждения целесообразно делать только на холодильниках, размещенных в местах заготовки косточковых плодов и ягод. Остальные фрукты обрабатываются в камерах хранения.

Распределительные холодильники предназначены для длительного хранения мяса, рыбы, масла, яиц, сыра и других скоропортящихся продуктов. Действительная вместимость холодильника зависит от разновидности продуктов, упаковки, метода штабелирования и средств механизации транспортно-складских работ. Поэтому площадь камер холодильника определяют, исходя из нормы загрузки и грузового объема камер, равной  $0,35 \text{ т/м}^3$ , а для камер хранения с подвесными путями –  $0,25 \text{ т}$  на  $1 \text{ м}$  подвешного пути.

Планировку распределительного холодильника удобно вести по расчетному числу строительных прямоугольников, образованных сеткой колонн.

Расчет выполняется в следующем порядке.

Вычисляется грузовой объем камер хранения по формуле:

$$—, \quad (2.1)$$

где  $—$  – условная вместимость холодильника, т;  $—$  – норма загрузки,  $\text{т/м}^3$ .

При расчете камер холодильника молочного завода может возникнуть необходимость вести расчеты по отдельным камерам. В этом случае норму загрузки для конкретного вида продукции принимают по прил. 1, 2, где приведена допускаемая высота штабеля, которая для предприятий молочной промышленности ограничивается специфичностью тары. Площадь камеры  $F_{гр}$ , непосредственно занятая грузами:

$$—, \quad (2.2)$$

где  $h$  – грузовая высота или высота штабеля, м.

Высота штабеля определяется строительной высотой камер холодильника (до выступающих частей покрытий или перекрытий) за вычетом отступов от балок, потолочных батарей охлаждения или воздуходувов. Высота штабеля зависит и от способа укладки грузов (рис. 1).

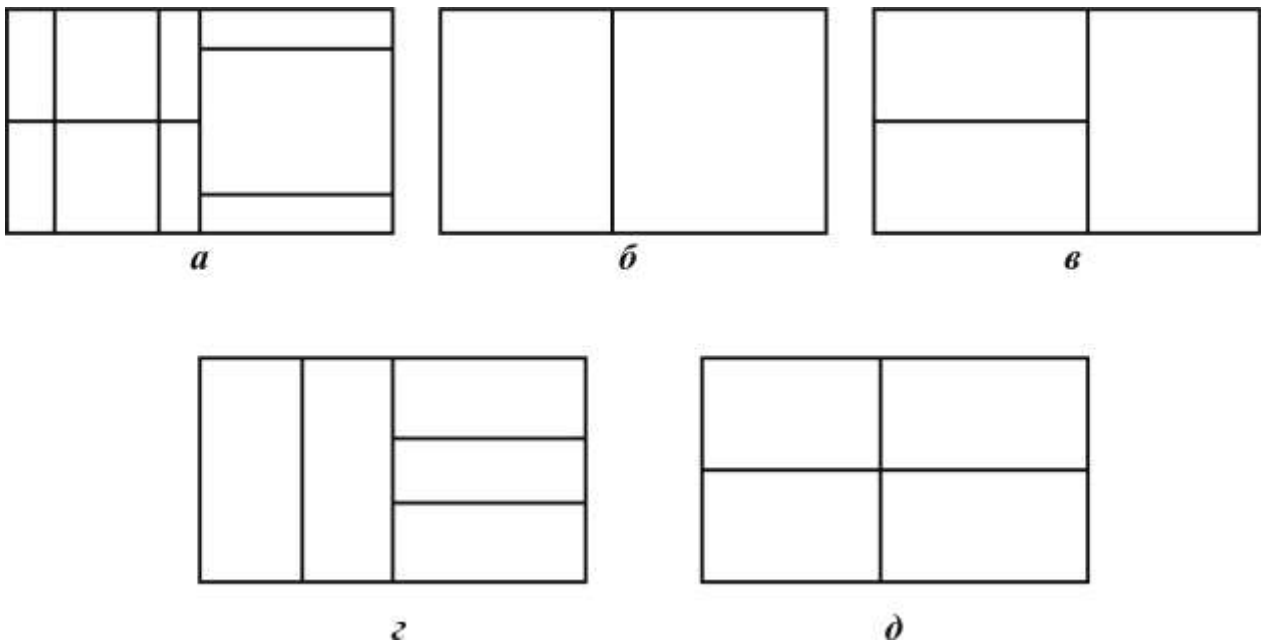


Рис. 1. Схемы укладки грузов на поддонах: *а* – масло сливочное в картонной таре размерами 385×260×235 мм (27 или 45 мест в пакете); *б* – птица в дощатой таре размерами 792×590×140 мм (20 мест); *в* – сыр в дощатой таре размерами 825×405×190 мм (15 или 21 место); *г* – рыба мороженая в картонной таре размерами 766×234×256 мм (20 или 25 мест); *д* – консервы в дощатой таре размерами 600×400×190 мм (24 или 28 мест) или яблоки в деревянных ящиках размерами 634×400×286 мм по 6 мест в пакете.

Универсальные контейнеры для хранения фруктов имеют следующие размеры: неразборные 1200×1000×720 мм (масса вмещаемого груза 300 кг); складные – 1240×860×920 мм (масса вмещаемого груза 500 кг). Конструкции контейнеров позволяют производить их штабелирование в 4 и более ярусов. Масса груза на поддоне не должна превышать 1000 кг (размеры поддона 800×1200×150 мм).

Следует иметь в виду, что молочная продукция поставляется и хранится в специальной таре, не позволяющей всегда формировать высокие штабеля. По-

этому в прил. 1, 2, наряду с нормами загрузки, указана и допустимая высота штабеля.

Минимальные отступы от безбалочных перекрытий, балок, потолочных батарей 0,2 м, от воздушных каналов 0,3 м.

Холодильники могут быть одно-, двух- и многоэтажными.

Предпочтительнее для выполнения курсового или дипломного проекта одноэтажные холодильники, так как они позволяют упростить схему механизации погрузочно-разгрузочных работ, увеличить грузовой фронт, обеспечить широту маневра транспортных средств, более полно использовать грузовой объем холодильника. К недостаткам таких холодильников можно отнести относительное увеличение поверхности наружных ограждений, что в некоторой степени сказывается на величине теплопритоков и, соответственно, на сушке упакованных продуктов.

Высота помещений одноэтажных холодильников вместимостью 1500 т и более должна быть не менее 6 м, вместимостью от 125 до 1500 т – 4,8 м, менее 125 т – 3,9 м. В многоэтажных холодильниках высота надземных этажей должна быть 4,8 м; 5,4 и 6 м; подвального этажа - не менее 3,6 м. Для этого проверяют удельную нагрузку перекрытий для многоэтажных холодильников из условия:

$$q \leq q_{доп} \quad (2.3)$$

где  $q$  – допустимая нагрузка на перекрытие, кг/м<sup>2</sup> (обычно 2000-4000 кг/м<sup>2</sup>, в зависимости от высоты этажа и характера груза).

Для перекрытий над помещениями с подвесными путями следует учитывать:

дополнительную нагрузку 500 кг/м<sup>2</sup>;  
строительную площадь камер  $S_{стр}$  :

$$q = q_{доп} + 500 \cdot S_{стр} \quad (2.4)$$

где  $k$  – коэффициент использования строительной, площади камер (отступы, проходы, проезды и др.), 0,7...0,8 при площади камер до 400 м<sup>2</sup> и 0,8-0,85 – при площади камер более 400 м<sup>2</sup>; число строительных прямоугольников  $n$  :

$$n = \frac{S_{стр}}{S_{пр}} \quad (2.5)$$

где  $S_{пр}$  – строительная площадь одного прямоугольника, определяемая выбранной сеткой колонн, м<sup>2</sup>.

Число строительных прямоугольников округляется до целого в пределах отклонения площади от расчетного значения на 10-15%. При этом уточняется значение условной вместимости холодильника, исходя из которой ведутся дальнейшие расчеты.

В условную вместимость распределительного холодильника не включаются морозильная, разгрузочная камеры и другие вспомогательные помещения.

Строительная площадь каптер охлаждения и замораживания мяса определяется по формуле:



$$\text{---} , \quad (2.6)$$

где  $Q$  – суточная производительность камер охлаждения или замораживания, т;  
 $t$  – время полного, оборота камер, включая холодильную обработку, загрузку, выгрузку и оттаивание камерного оборудования, ч;  $n$  – норма выгрузки на 1 м подвесного пути, т/м (обычно 0,25 т/м);  $k$  – коэффициент пересчета к нагрузке на 1 м<sup>2</sup> строительной площади (обычно 1,2).

Строительная площадь камер хранения охлажденного мяса на подвесных путях:

$$\text{---} , \quad (2.7)$$

где  $V$  – вместимость камер единовременного хранения груза, т.

## 2.2. Холодильники для предприятий торговли и общественного питания

При определении площадей охлаждаемых камер магазинов в расчет принимают 30% площади торгового зала. Норма площади охлаждаемых камер, отнесенная к 10 м<sup>2</sup> площади торгового зала, составляет: для камер хранения мяса – 2,8 м<sup>2</sup>; рыбы – 2,2; гастрономии – 2,8; безалкогольных напитков – 1,7; фруктов – 4,4; овощей – 2,2; молочных продуктов – 2,8 м<sup>2</sup>.

Площадь охлаждаемой камеры для кондитерских изделий принимается из расчета 1 м<sup>2</sup> на 18 м<sup>2</sup> торгового зала, занятого для продажи кондитерских изделий с кремом, при условии, что отдел занимает не менее 54 м<sup>2</sup>.

В магазинах должны быть предусмотрены неохлаждаемые кладовые для продуктов и помещения для подготовки товаров при камерах хранения мяса и молочных продуктов.

На предприятиях общественного питания число и площади камер определяются назначением предприятия, использованием сырья или полуфабрикатов и числом посадочных мест. Нормы площади в зависимости от указанных признаков приведены в прил. 3.

Охлаждаемые камеры рекомендуется объединить общим тамбуром глубиной 1,6 м. Размеры камер в плане не менее 2,1×2,4 м при высоте не менее 2,4 м.



где  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – соответственно, коэффициенты теплопроводности изоляционных и строительных материалов, составляющих конструкцию ограждения, Вт/(м К) (прил. 6);  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от наружной, или более теплой, и внутренней, или более холодной, сторон ограждения, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\alpha_n$  – нормативный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $d_i$  – толщина отдельных слоев конструкции ограждения, м.

Рекомендуемые значения коэффициентов теплоотдачи и соответствующие термические сопротивления приведены в прил. 7. Округление толщины изоляционного слоя производится в большую сторону, а для плитных изоляционных материалов – до толщины, кратной стандартной толщине плит. Затем уточняется коэффициент теплопередачи  $k$ . Он определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.2)$$

## 4. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ В ХОЛОДИЛЬНЫЕ КАМЕРЫ

Холодильное оборудование должно выбираться так, чтобы отвод теплоты, проникающей в камеру, обеспечивался при самых неблагоприятных условиях.

Обычно учитываются следующие теплопритоки, Вт:

- через ограждения камер;
- от продуктов при холодильной обработке;
- от наружного воздуха при вентиляции помещений;
- от различных источников при эксплуатации;
- при «дыхании» (в камерах хранения фруктов).

### 4.1. Теплопритоки через ограждения

Теплопритоки через ограждения определяются как сумма теплопритоков через стены, перегородки или покрытия, полы, а также от воздействия солнечной радиации через покрытия и наружные стенки.

Теплопритоки определяются по формуле:

$$Q_{\text{огр}} = K_{\text{огр}} F_{\text{огр}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{вн}}), \quad (4.1)$$

где  $K_{\text{огр}}$  – действительный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $F_{\text{огр}}$  – площадь поверхности ограждения, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{вн}}$  и  $t_{\text{вн}}$  – температуры воздуха, соответственно, снаружи ограждения и внутри камеры, °С.

Для определения площади поверхности стен и перегородок длину наружных стен принимают для неугловых камер – между осями внутренних стен, для угловых – от наружной поверхности стен до оси внутренних, а длину внутренних стен – между внутренней поверхностью наружных стен и осью внутренних. Высоту стен принимают от уровня чистого пола до верха засыпки покрытия. Площадь потолка и пола определяют произведением длины на ширину камеры, которые измеряются по осям внутренних стен или от внутренней поверхности наружных стен до оси внутренних.

Температуру воздуха внутри охлаждаемых помещений принимают в соответствии с требуемым режимом холодильной обработки. Расчетную температуру наружного воздуха – по прил. 5 как летнюю. Для внутренних ограждений холодильных камер предприятий торговли и общественного питания, выходящих в коридоры, вестибюли, тамбуры, температуру снаружи ограждения можно принимать, соответственно, +14°С, +12°С и +10°С; температуру воздуха в смежных вспомогательных помещениях для южной зоны со среднегодовой температурой наружного воздуха +9°С и выше – +28°С, для средней (от +1°С до +8°С) – +24°С и северной (0°С и ниже) – +20°С.

При проектировании крупных холодильников температуру воздуха в коридорах, тамбурах, вестибюлях не определяют. Теплопритоки через стены и перегородки, отделяющие камеры от неохлаждаемых помещений, принимают в размере 70% от теплопритоков через наружные стены, если помещения сообщаются с наружным воздухом, и 60% – если не сообщаются. Однако темпера-

туру в помещениях экспедиций можно принимать  $+10^{\circ}\text{C}$  для распределительных холодильников и  $+12^{\circ}\text{C}$  для производственных.

При расчете теплопритоков через пол на грунтах с обогревательным устройством (при минусовых температурах в камере) за наружную принимают среднюю расчетную температуру грунта, которая при электрообогреве равна  $+1^{\circ}\text{C}$  и  $+3^{\circ}\text{C}$  – при других способах обогрева. Для полов на грунтах без обогрева можно принимать в расчетах действительную температуру грунта у стен подвальных камер предприятий торговли и общественного питания для южной климатической зоны  $+25^{\circ}\text{C}$ , для средней  $+21^{\circ}\text{C}$ , для северной  $+17^{\circ}\text{C}$ ; температуру грунта под полом, соответственно,  $+18^{\circ}\text{C}$ ,  $+14^{\circ}\text{C}$  и  $+10^{\circ}\text{C}$ .

Для полов, не имеющих обогревательных устройств, теплопритоки определяют по формуле:

$$Q_{\text{пр}} = k_{\text{з}} \cdot F_{\text{п}} \cdot \alpha_{\text{з}} \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{в}}) \quad (4.2)$$

где  $k_{\text{з}}$  – условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ;  $F_{\text{п}}$  – площадь пола,  $\text{м}^2$ ;  $\alpha_{\text{з}}$  – коэффициент возрастания термического сопротивления при наличии изоляции.

Пол камеры разбивают на зоны шириной 2 м, начиная от наружной стены. Значения коэффициентов теплопередачи принимают на расстоянии от наружной стены: до 2 м –  $0,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ; от 2 до 4 м –  $0,23$ ; от 4 до 6 м –  $0,12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ; для остальной части пола –  $0,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .

Площадь пола 2-метровой зоны для угловых камер учитывается по направлению обеих наружных стен, составляющих угол.

Коэффициент для изолированных полов:

$$\alpha_{\text{з}} = \frac{1}{1 + \frac{R_{\text{из}}}{R_{\text{п}}}} \quad (4.3)$$

Для изолированных полов, лежащих на грунте,  $R_{\text{п}} = 1$ .

Теплоприток от солнечной радиации определяют по формуле:

$$Q_{\text{пр}} = F_{\text{огр}} \cdot \alpha_{\text{ср}} \cdot (t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}) \quad (4.4)$$

где  $F_{\text{огр}}$  – площадь ограждения, облучаемого солнцем,  $\text{м}^2$ ;  $\alpha_{\text{ср}}$  – избыточная разность температур, обусловленная солнечной радиацией в летнее время,  $^{\circ}\text{C}$ .

Для плоских кровель без окраски (темных) избыточную разность температур принимают  $+17^{\circ}\text{C}$ , окрашенных в светлые тона –  $+19^{\circ}\text{C}$ ; для шатровых кровель в южной зоне –  $+15^{\circ}\text{C}$ , средней –  $+10^{\circ}\text{C}$ , северной –  $+5^{\circ}\text{C}$ .

Для наружных стен избыточную разность температур принимают по прил. 8 в зависимости от ориентировки по сторонам света и географической широты места расположения холодильника.

В расчетах учитывают теплопритоки от солнечной радиации через кровлю и одну из стен: либо с наибольшей площадью поверхности, либо находящуюся в зоне действия солнечных лучей.

Расчет теплопритоков следует вести по каждому ограждению, учитывая теплопритоки от радиации отдельной строкой в таблице, форма которой приве-

дена в прил. 9. По каждой камере определяют суммарный теплоприток через ограждения, который затем вносят в сводную таблицу теплопритоков (прил. 9).

#### 4.2. Теплопритоки от грузов при холодильной обработке

Теплопритоки от грузов для любого режима холодильной обработки определяются по формуле:

$$\text{---}, \quad (4.5)$$

где  $Q_{\text{сут}}$  – суточное поступление продуктов в камеру, т/сут.;  $\Delta h$  – разность энтальпий, соответствующих начальной и конечной температурам продукта, Дж/кг;  $t$  – продолжительность холодильной обработки, ч.

Удельные энтальпии продуктов приведены в прил. 10. Суточное поступление продукта в камеру хранения на распределительных и производственных холодильниках можно принять в среднем для камер вместимостью более 200 т – 6% от вместимости и 8% – для камер с меньшей вместимостью. Для камер охлаждения и замораживания поступление продукта определяется производительностью камеры.

На предприятиях торговли и общественного питания суточное поступление продукта зависит от срока хранения, и его можно принять при 1-2-дневном хранении – 100%, при 3-4-дневном – 50%, а при более длительном хранении – 30 % от вместимости камер.

Вместимость камер может быть определена с учетом площади камер и норм загрузки на 1 м<sup>2</sup> площади, указанных в прил. 11.

Температура поступающего продукта зависит от технологии производства, средств доставки груза на распределительные холодильники и в торговую сеть. Так, например, температура поступающего на замораживание мяса на холодильниках мясокомбинатов по нормам Гипромясо принята +35°C, выходящего из камеры –8°C. Рыба замораживается от +5°C до –16°C, птица – от 0...+4 °C до –15°C, масло – от +2°C до –12°C. На распределительных холодильниках температуру поступающего мяса принимают равной +8°C, выходящего – 18°C.

При охлаждении мяса его температура в конце охлаждения принимается +4°C. Птица охлаждается в камере от +30°C до +4°C.

Температура выходящего продукта при длительном хранении в камерах может быть принята равной температуре в камере. Мороженые грузы хранятся при температуре в камере –20°C. Продукты поступают в камеры хранения мороженых грузов с температурой –8°C.

Температуры хранения охлажденных грузов зависят от вида продуктов. Охлажденные мясо и птица хранятся при температуре в камере – 2 °C, колбасные изделия и копчености – 0 или –8°C, рыба – 2...–6°C, икра – 2...–12°C.

В камерах охлаждения молока, кисломолочной и сырково-творожной продукции температура воздуха около 0°C; хранения творога – 0...–2°C, сыров – 4...+4°C; охлаждения или краткосрочного хранения масла – 12...–15°C.

В камерах хранения фруктов и овощей могут быть приняты следующие температуры хранения (°C) для:

- яблок, груш, винограда – 0...–1;
- капусты кочанной – +2...+6;
- цитрусовых – –1... + 1;
- корнеплодов – –1 ...+1;
- лука, чеснока – –1 ...–3;
- картофеля – +2...+4.

В камерах хранения предприятий торговли и общественного питания продукты хранятся кратковременно от 1 до 6 дней, поэтому температура поддерживается более высокая, чем в распределительных холодильниках для:

- мяса – 0°C;
- рыбы – –2 °C;
- жиров, молока, молочных продуктов, яиц, гастрономических изделий – +1 ...+3°C;
- мясных и рыбных полуфабрикатов – 0°C;
- овощных полуфабрикатов – +2°C;
- фруктов, ягод, овощей, напитков – +4...+6°C;
- отходов – +2°C.

Продукты поступают на хранение в охлажденном или замороженном состоянии. Температуру поступающих продуктов при доставке специальным транспортом можно принять +5°C для охлажденных и –6°C – для мороженых. При доставке неохлажденных продуктов их температуру можно принять на 5–8°C ниже температуры наружного воздуха.

Температура фруктов, поступающих в неохлажденных вагонах или автомашинах, принимается равной температуре наружного воздуха, а в рефрижераторах – +8°C.

Теплоприток от тары

$$\text{---}, \quad (4.6)$$

где  $m$  – масса тары, т;  $c$  – удельная теплоемкость тары, кДж/(кг К);  $t_1$  и  $t_2$  – температуры тары при поступлении и выходе грузов, соответственно, °C.

Масса тары составляет от 10 до 30% от массы груза, а для стеклянной тары – 100%; массу деревянных ящиков для фруктов принимают равной 20% от массы фруктов.

Удельную теплоемкость тары (кДж/(кг К)) принимают в зависимости от материала: дерево – 2,5; картон – 1,46; металл – 0,46; стекло – 0,835.

### 4.3. Теплопритоки при вентиляции холодильных камер

Теплопритоки ( ) при вентиляции учитываются только для камер хранения фруктов, овощей и пищевых отходов. Их рассчитывают по формуле:

$$\text{---}, \quad (4.7)$$

где  $M_v$  – расход вентиляционного воздуха, кг/с;  $h_{a1}$  и  $h_{a2}$  – энтальпии, соответственно, атмосферного воздуха и воздуха в камере, кДж/кг (находят по h-d-диаграмме).

Расход вентиляционного воздуха определяют из расчета кратности воздухообмена до трех объемов вентилируемого помещения в 1 сут.:

$$\frac{V \cdot n}{V_{\text{камера}} \cdot \rho_{\text{воздуха}}},$$

где  $V$  – объем вентилируемого помещения, м<sup>3</sup>;  $n$  – кратность воздухообмена, – плотность воздуха в камере, кг/м<sup>3</sup> (прил. 12).

На предприятиях торговли и общественного питания в камерах хранения фруктов и овощей приточно-вытяжной вентиляцией должна обеспечиваться кратность воздухообмена 4 объема в 1 сут. Камера пищевых отходов должна иметь вытяжную вентиляцию, обеспечивающую кратность воздухообмена 10 объемов в 1 сут.

#### 4.4. Эксплуатационные притоки

Эксплуатационные теплопритоки возникают вследствие освещения камер, открывающихся дверей, пребывания людей, работы электродвигателей.

Теплоприток от освещения:

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} \cdot F_{\text{пол}}, \quad (4.9)$$

где  $q_{\text{осв}}$  – плотность теплового потока от освещения, Вт/м<sup>2</sup> (для камер хранения принимают 1,2 Вт/м<sup>2</sup>);  $F_{\text{пол}}$  – площадь пола камеры, м<sup>2</sup>.

Теплоприток от пребывания людей:

$$Q_{\text{люд}} = n_{\text{люд}} \cdot q_{\text{люд}}, \quad (4.10)$$

где  $n_{\text{люд}}$  – число людей, работающих в данном помещении (при площади камеры до 200 м<sup>2</sup> принимают 2-3 чел.; более 200 м<sup>2</sup> – 3-4 чел.).

Теплоприток от работающих электродвигателей при их расположении:

– в охлаждаемом помещении

$$Q_{\text{дв}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}}, \quad (4.11)$$

где  $P_{\text{дв}}$  – мощность электродвигателя, кВт (можно ориентировочно принять для камер хранения охлажденных грузов 1-4 кВт, охлаждения 3...8 кВт, замораживания 8-16 кВт);

– вне охлаждаемого помещения:

$$Q_{\text{дв}} = P_{\text{дв}}, \quad (4.12)$$

где  $\eta_{\text{дв}}$  – КПД электродвигателя.

Теплоприток при открывании дверей:

$$Q_{\text{дверь}} = q_{\text{дверь}} \cdot F_{\text{дверь}}, \quad (4.13)$$

где  $q_{\text{дверь}}$  – удельный приток тепла, Вт/м<sup>2</sup> (принимают по прил. 13).

Удельные теплопритоки при открывании дверей указаны в прил. 13 при высоте камер 6 м. При высоте камер, отличающейся от указанной, значения теплопритоков изменяются пропорционально высоте. Итоговые эксплуатационные теплопритоки суммируются.



Для предприятий торговли и общественного питания эксплуатационные теплопритоки принимают: в камерах хранения мяса, птицы, гастрономии, молочно-жировых продуктов, овощей, фруктов, рыбы, напитков, пищевых отходов –  $11,6 \text{ Вт/м}^2$ ; в камерах хранения полуфабрикатов кулинарии, кондитерских изделий –  $29 \text{ Вт/м}^2$ . Ориентировочно для этих предприятий эксплуатационные теплопритоки могут быть приняты от 10 до 40% от теплопритоков через ограждения и при вентиляции.

#### 4.5. Теплопритоки от фруктов при «дыхании»

Теплопритоки от фруктов при «дыхании» учитывают только для специализированных холодильников для хранения фруктов и овощей и в камерах распределительных холодильников:

$$Q_{\text{фр}} = V (q_{\text{п}} - q_{\text{х}}) \quad (4.14)$$

где  $V$  – вместимость камеры, т;  $q_{\text{п}}$  и  $q_{\text{х}}$  – тепловыделения плодов при температурах поступления и хранения, соответственно, Вт/т (прил. 14).

#### 4.6. Нагрузка на камерное оборудование и компрессор

Нагрузку на камерное оборудование определяют как сумму всех теплопритоков в данную камеру. Результаты расчетов теплопритоков для каждой камеры приводят в сводной таблице теплопритоков (прил. 9).

Нагрузка на компрессор складывается из всех видов теплопритоков по группам камер, имеющих примерно одинаковые температуры. В зависимости от назначения холодильника и типа камер, теплопритоки могут учитываться частично (например, теплопритоки через ограждения для распределительных холодильников мясо- и рыбокомбинатов – в размере 80-90 % от максимальной величины теплопритоков при температуре воздуха в камерах  $-20^\circ\text{C}$  и 60 % – при  $0^\circ\text{C}$ ).

Нагрузки на компрессоры от теплопритоков при холодильной обработке грузов на распределительных холодильниках можно принимать для морозильных камер – 100%, для камер хранения охлажденных грузов – 50%, мороженых грузов – 50-60% от максимальной. На холодильниках мясо- и рыбокомбинатов эту нагрузку принимают равной 100% от теплопритоков при холодильной обработке.

При длительном хранении на холодильниках для фруктов и в специализированных камерах распределительных холодильников теплопритоки от воздуха при вентиляции и от фруктов при «дыхании» учитывают полностью при определении нагрузки на компрессор.

Нагрузку на компрессоры от эксплуатационных теплопритоков учитывают из расчета 50-70% от максимальных значений.

Рассчитанные таким образом нагрузки на компрессор заносят в сводную таблицу и суммируют по температурам кипения.

Холодопроизводительность компрессоров (отдельно по температурам кипения) определяют по формуле:

$$\text{---}, \quad (4.15)$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах, принимают в зависимости от температуры кипения (при температуре кипения – 10-40°C  $\eta = 1,05-1,10$  при непосредственном охлаждении и  $\eta = 1,2$  – при рассольном);  $Q_c$  – суммарная нагрузка на компрессор для данной температуры кипения, принятая по сводной таблице теплопритоков;  $\eta_{\text{в}}$  – коэффициент рабочего времени (на крупных холодильниках  $\eta_{\text{в}} = 0,9$ ; для малых холодильных установок  $\eta_{\text{в}}$  не должен превышать 0,7).

Нагрузку на компрессоры для предприятий торговли и общественного питания принимают полностью по всем видам теплопритоков.

## **5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ. ПОДБОР КОМПРЕССОРОВ И ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

### **5.1. Выбор параметров термодинамического цикла**

Рабочий режим холодильной установки характеризуется температурами: кипения  $t_k$ , конденсации  $t_c$ , переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем  $t_{\text{пх}}$ , всасывания пара на входе в компрессор  $t_{\text{вс}}$ .

Температуру кипения хладагента рекомендуется принимать при непосредственном охлаждении в камерах на 7-10°C ниже температуры воздуха в камере (при рассольном охлаждении температура кипения на 4-6°C ниже температуры рассола, а температура рассола на 8-10°C ниже температуры камеры).

Температуру кипения  $t_k$  определяют по формуле:

$$t_k = t_{\text{в}} + \Delta t_{\text{к}} \quad (5.1)$$

Чтобы не вводить дополнительную температуру кипения, допускается увеличение температурного перепада для отдельных камер до +12°C или уменьшение до +5...+6°C при длительном хранении фруктов; для предприятий торговли и общественного питания – до +8...+13°C.

Температуру конденсации в конденсаторах, охлаждаемых водой, можно считать оптимальной, если принять ее на 3...5°C выше температуры воды на выходе из конденсатора  $t_{\text{в}}$ ):

$$t_c = t_{\text{в}} + \Delta t_{\text{к}} \quad (5.2)$$

Температуру нагрева воды в конденсаторе выбирают в пределах +2...+6°C. Температуру оборотной воды, поступающей в конденсатор, принимают на 3...4°C выше температуры мокрого термометра (определяется по  $t_{\text{в}}$  - диаграмме).

В установках торгового типа с прямоточным водоснабжением нагрев воды в конденсаторах можно увеличить до +8...+10°C, а температуру воды в реках считать на 6...8°C ниже температуры наружного воздуха.

Для конденсаторов воздушного охлаждения средний температурный напор принимают +8...+10°C, нагрев воздуха в конденсаторных установках, работающих на аммиаке – +6...+9°C, на фреонах – +3...+4°C.

Температура переохлаждения хладагента перед дроссельным вентилем выше температуры подаваемой воды на  $3...5^{\circ}\text{C}$ , т.е.:

$$(5.3)$$

где  $t_{\text{об}}$  – температура оборотной воды, поступающей в конденсатор,  $^{\circ}\text{C}$ .

Перегрев пара перед компрессором аммиачных машин на  $5-15^{\circ}\text{C}$  и до  $+30^{\circ}\text{C}$  – для работающих на фреонах исключает влажный ход компрессора.

## 5.2. Подбор компрессора

После построения цикла холодильных машин в  $P-h$  - координатах и определения параметров хладагента в характерных точках цикла находят объемную подачу компрессора по формуле:

$$(5.4)$$

где  $G$  – массовый расход пара, кг/с;  $v_1$  – удельный объем всасываемого пара,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

По графику (рис. 2) находят коэффициент подачи компрессора  $\lambda$  и определяют описываемый объем компрессора  $V_{\text{к}}$ :

$$(5.5)$$

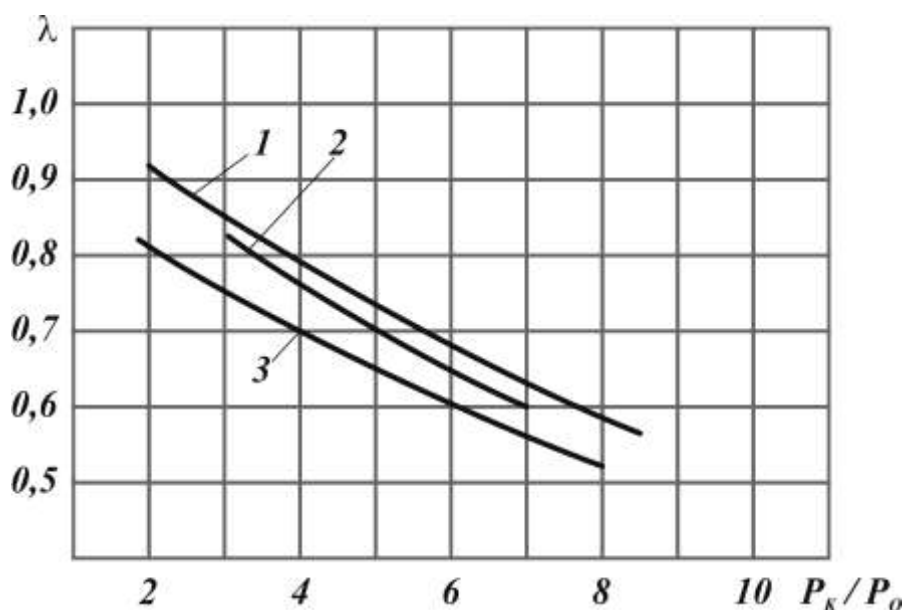


Рис. 2. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления компрессора: 1 – бескрейцкопфные машины; 2 – компрессоры на фреоне-22; 3 – малые холодильные машины на фреоне-12

По этому объему подбирают компрессор соответствующего типоразмера. Технические характеристики компрессоров, компрессорных агрегатов и холодильных машин содержатся в прил. 15-18.

Компрессор можно выбрать также по графикам зависимости холодопроизводительности от температуры кипения (рис. 3) и конденсации или по таблич-

ным значениям (прил. 15 и 16) холодопроизводительности компрессоров (по стандартной холодопроизводительности).

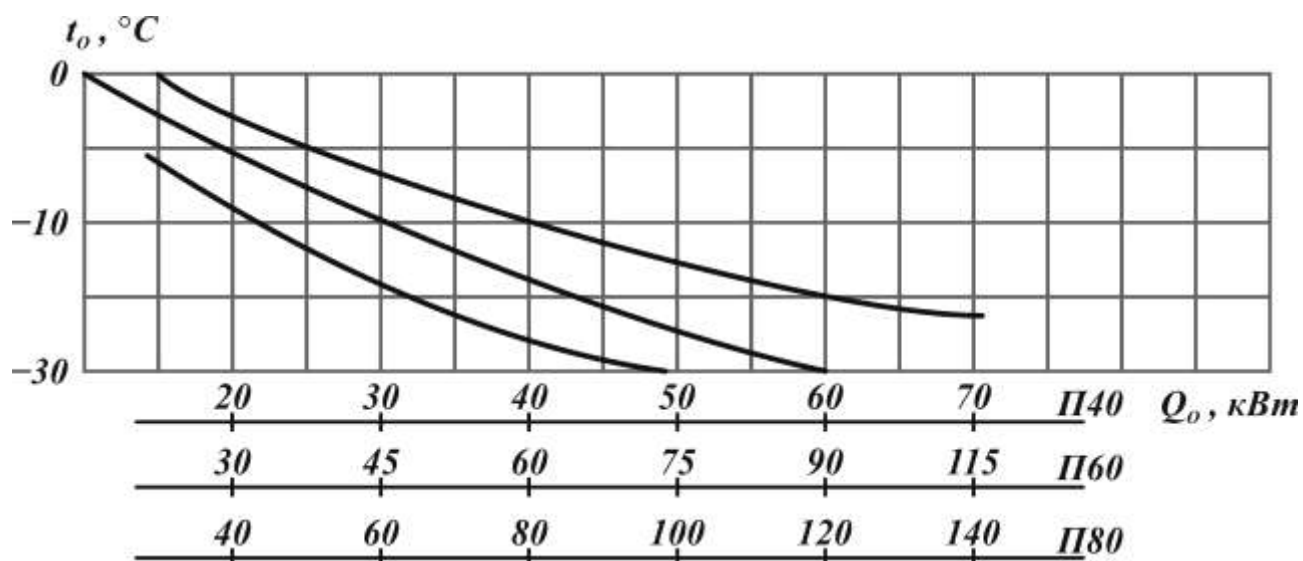


Рис. 3. Зависимость холодопроизводительности средних компрессоров от температуры кипения.

Выбрав марку компрессора, определяют его теоретическую (адиабатную) и действительную (индикаторную) , мощности:

$$P_{th} = \dots, \quad (5.6)$$

$$P_{ind} = \dots, \quad (5.7)$$

где  $\eta_{ind}$  – индикаторный КПД (для малых и средних компрессоров, работающих на хладонах,  $\eta_{ind} = 0,65-0,8$ ).

Эффективная мощность (кВт) на валу компрессора:

$$P_{eff} = \dots, \quad (5.8)$$

где  $\eta_{mech}$  – механический КПД, учитывающий потери на трение ( $\eta_{mech} = 0,84-0,97$ ).

По эффективной мощности подбирают электродвигатель компрессора с запасом мощности 10-15%.

Тепловой поток (кВт) в конденсаторе определяют по формуле:

$$Q_c = \dots, \quad (5.9)$$

где  $Q_c$  – нагрузка на компрессор, кВт.

### 5.3. Подбор теплообменных аппаратов

Подбор теплообменных аппаратов, камерного и вспомогательного оборудования можно произвести по отдельности, в также путем подбора компрессорно-конденсаторного агрегата или холодильной машины.

В крупных холодильниках в основном применяют аммиачные поршневые и винтовые компрессоры, а в мелких торговых – только машины, работающие на хладонах.

**5.3.1. Подбор конденсатора** производится по площади теплопередающей поверхности :

$$F = \frac{Q}{k \Delta T}, \quad (5.10)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/м<sup>2</sup> К);  $\Delta T$  – средняя разность температур между конденсирующимся хладагентом и окружающей средой, К.

Коэффициенты теплопередачи для кожухотрубных конденсаторов различного типа следующие:

- горизонтальных для аммиака – 800-1000;
- для хладонов – 460-580;
- вертикальных для аммиака – 700-900;
- оросительных – 700-900;
- воздушного охлаждения – 20-45.

Среднюю разность температур можно определить как логарифмическую, если отношение разностей температур потоков в начале и в конце процесса больше 2:

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{н}} - T_{\text{к}}}{2.3 \lg \frac{T_{\text{н}} - t_{\text{ср}}}{T_{\text{к}} - t_{\text{ср}}}}. \quad (5.11)$$

По величине теплопередающей площади подбирают конденсатор. Технические характеристики горизонтальных кожухотрубных конденсаторов приведены в прил. 19, воздушных – в прил. 20.

Воздушные конденсаторы рекомендуется применять в малых холодильных установках, расположенных в районах с максимальной расчетной температурой воздуха не выше +30°C.

Расход воздуха (воды) на охлаждение конденсаторов находят по формуле:

$$G = \frac{Q}{c \Delta T}, \quad (5.12)$$

где  $c$  – удельная теплоемкость воздуха (воды), кДж/(кг·К);  $\rho$  – плотность воздуха (воды), кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\text{н}}$  – температура нагрева воды в конденсаторе, К.

**5.3.2. Рассольные испарители.** Испарители – теплообменные аппараты, в которых кипит холодильный агент, воспринимая теплоту от охлаждаемой среды. По виду охлаждаемой среды различают испарители: для охлаждения жидких хладоносителей (воды, рассола и других незамерзающих жидкостей); для

охлаждения воздуха – камерные батареи непосредственного охлаждения с принудительной и естественной циркуляцией воздуха.

Подбор рассольных испарителей производится по площади их теплопередающей поверхности :

$$—, \quad (5.13)$$

где  $Q$  – холодопроизводительность машины, Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\Theta$  – средняя арифметическая разность температур между хладоносителем и кипящим хладагентом, °С (для машин, работающих на аммиаке, хладонах и в аппаратах с кипением хладагента внутри труб 8-10°С; в аппаратах затопленного типа 6-8°С).

Коэффициенты теплопередачи для различных типов испарителей:

– кожухотрубных: для аммиака – 460-580

для R12 – 230-350,

для R22 – 350-400;

– панельных – 460-580.

Выбор рассольных испарителей определяется принятой системой охлаждения: при закрытой системе выбирают кожухотрубные испарители, а при открытой – панельные.

Характеристики испарителей с внутритрубным кипением хладонов ИТВР и панельных ИП приведены в прил. 21-23.

**5.3.3. Выбор камерного оборудования.** Для охлаждения камер применяют воздухоохладители и батареи непосредственного охлаждения (испарители), а также рассольные батареи и воздухоохладители.

Батареи и воздухоохладители непосредственного охлаждения размещают в охлаждаемом помещении у стен (пристенные) и у потолка (потолочные). Батареи выполняют из гладких и оребренных труб ( $Q$  кВт, где  $K$  – теплоприток к воздухоохладителю).

Рассольные батареи и воздухоохладители применяют в качестве охлаждающих приборов при рассольном охлаждении камер. По устройству они похожи на батареи-испарители, но испарителями не являются. В них циркулирует рассол, охлажденный в испарителе ( $Q$  кВт).

Площадь теплопередающей поверхности камерных батарей непосредственного охлаждения и рассольных испарителей определяют по формуле:

$$—, \quad (5.14)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи батареи, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\Delta T$  – температурная разность между воздухом камеры и кипящим агентом (принимают °С, а для батарей малых установок, работающих на хладонах, – °С).

При рассольном охлаждении для камер фруктохранилищ целесообразно принять перепад температур между воздухом камеры и рассолом 4-6°С.

Для батарей из гладких труб  $Q$  Вт/(м<sup>2</sup> К), из оребренных диаметром 38×3,5 мм  $Q$  Вт/(м<sup>2</sup> К) для потолочных и  $Q$  кВт = 3,0-4,0 Вт/(м<sup>2</sup> К)

– для пристенных. Большие значения коэффициента соответствуют более высокой температуре в камере, меньшие – более низкой.

По площади теплопередающей поверхности батареи выбирают по прил. 23, либо производят их конструктивный расчет применительно к помещению, в котором они должны быть расположены.

В рассольной системе охлаждения расход хладоносителя  $V_p$ , необходимый для отвода теплоты в охлаждаемом объекте, определяется аналогично формуле (5.12). Для приблизительного расчета плотность рассола принимается около 1,0 кг/л при температурах кипения выше  $-15^\circ\text{C}$  (хлористый натрий) или 1,2 кг/л – ниже  $-15^\circ\text{C}$  (хлористый кальций). Теплоемкость рассола 4,1-2,9 кДж/(кг К).

Марку насоса подбирают по прил. 24.

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле:

$$\text{---}, \quad (5.15)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, Вт/( $\text{m}^2 \text{ K}$ ).

При движении воздуха поперек труб со скоростью 3-5 м/с коэффициент теплопередачи сухого гладкотрубного воздухоохладителя 30-35 Вт/( $\text{m}^2 \text{ K}$ ), а при движении воздуха вдоль труб 17-20 Вт/( $\text{m}^2 \text{ K}$ ). Для ребристых воздухоохладителей при скорости движения воздуха 4-5 м/с и плотности теплового потока 100-120 Вт/ $\text{m}^2$  12-17 Вт/( $\text{m}^2 \text{ K}$ ).

По рассчитанной площади поверхности подбирают один или несколько воздухоохладителей (прил. 25).

После выбора воздухоохладителя следует проверить, достаточна ли объемная подача ( $\text{m}^3/\text{с}$ ) установленных вентиляторов:

$$\text{---}.$$

где  $\rho$  – плотность воздуха, кг/ $\text{m}^3$  (определяют по прил. 12 соответственно температуре воздуха, входящего и выходящего из воздухоохладителя);  $\Delta h$  – разность энтальпий входящего и выходящего воздуха в воздухоохладителе, кДж/кг.

Принимают, что в воздухоохладителях камер хранения воздух охлаждается на  $2-3^\circ\text{C}$ , а камер холодильной обработки – на  $5-10^\circ\text{C}$ .

При рассольном охлаждении рассчитывают расход рассола и выбирают марку насоса.

#### 5.4. Выбор вспомогательного оборудования

К вспомогательным аппаратам относят маслоотделители и маслособираатели, ресиверы, переохладители и теплообменники, отделители жидкости и промежуточные сосуды, фильтры и осушители, воздухоотделители, а также насосы; вентиляторы и устройства для охлаждения рециркулирующей воды, а к арматуре – вентили, задвижки и клапаны.

Ресиверы, в зависимости от назначения, бывают линейные, циркуляционные, дренажные и защитные. На малых холодильных установках, работающих на хладагоне, применяют горизонтальные и вертикальные линейные ресиверы.

Вместимость линейного ресивера рассчитывают по формулам:

– для систем с верхней подачей холодильного агента в приборы охлаждения:

$$V_{\text{р}} = \frac{V_{\text{ис}}}{\eta} \quad (5.17)$$

где  $V_{\text{р}}$  – вместимость испарительной системы, м<sup>3</sup>;  $\eta$  – коэффициент запаса (1,2);

– с нижней подачей:

$$V_{\text{р}} = \frac{V_{\text{ис}}}{\eta} \quad (5.18)$$

Расчетную вместимость ресивера увеличивают на 20%. Характеристики линейных ресиверов приведены в прил. 26.

## **6. ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ И МАШИН**

На предприятиях торговли и общественного питания для охлаждения стационарных камер, а также в распределительных холодильниках малой вместимости обычно используются компрессорно-конденсаторные и компрессорные агрегаты (см. прил. 17), которые выбирают с запасом по производительности 25-30% для обеспечения циклической работы. Холодопроизводительность компрессора определяется с учетом числа камер, обслуживаемых холодильными машинами. Обычно число камер с одинаковыми или близкими температурами не рекомендуется принимать более двух.

Подбор марки холодильной машины выполняется согласно п. 5.2. Затем распределяют испарители по камерам соответственно тепловым нагрузкам с учетом числа испарителей, поставляемых в комплекте с холодильной машиной (см. прил. 18).

Несоответствие расчетной и действительной площади поверхности испарителей при распределении их комплекта по камерам требует проведения поверочного расчета холодильной установки при различных вариантах размещения комплекта испарителей по камерам.

## **7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Целью расчета является определение температур, которые установятся в камерах при работе холодильного агрегата; коэффициента рабочего времени и действительной рабочей холодопроизводительности.

При расчетах автоматизированных машин непосредственного охлаждения следует иметь в виду, что компрессор работает только в течение рабочей части цикла, а испаритель – непрерывно. Поэтому компрессор рассчитывают по температуре кипения  $t_{\text{кп}}^{\text{ср}}$ , средней за рабочую часть цикла, а испаритель – по температуре кипения  $t_{\text{кп}}^{\text{ср}}$ , средней за цикл.



Среднюю температуру кипения за цикл определяют из уравнения теплового баланса:

$$\dots, \quad (7.1)$$

где  $\dots$  – суммарный теплоприток в холодильные камеры, охлаждаемые агрегатом, Вт;  $\dots$  – суммарный коэффициент теплопередачи испарительных батарей, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\dots$  – охлаждаемая площадь поверхности батарей во всех камерах, м<sup>2</sup>;  $\dots$  – температура воздуха в камерах, °С.

Таким образом:

$$\dots, \quad (7.2)$$

Значение средней температуры кипения за рабочий цикл определяют по уравнению, полученному на основании циклической работы малых хладоновых машин:

$$\dots. \quad (7.3)$$

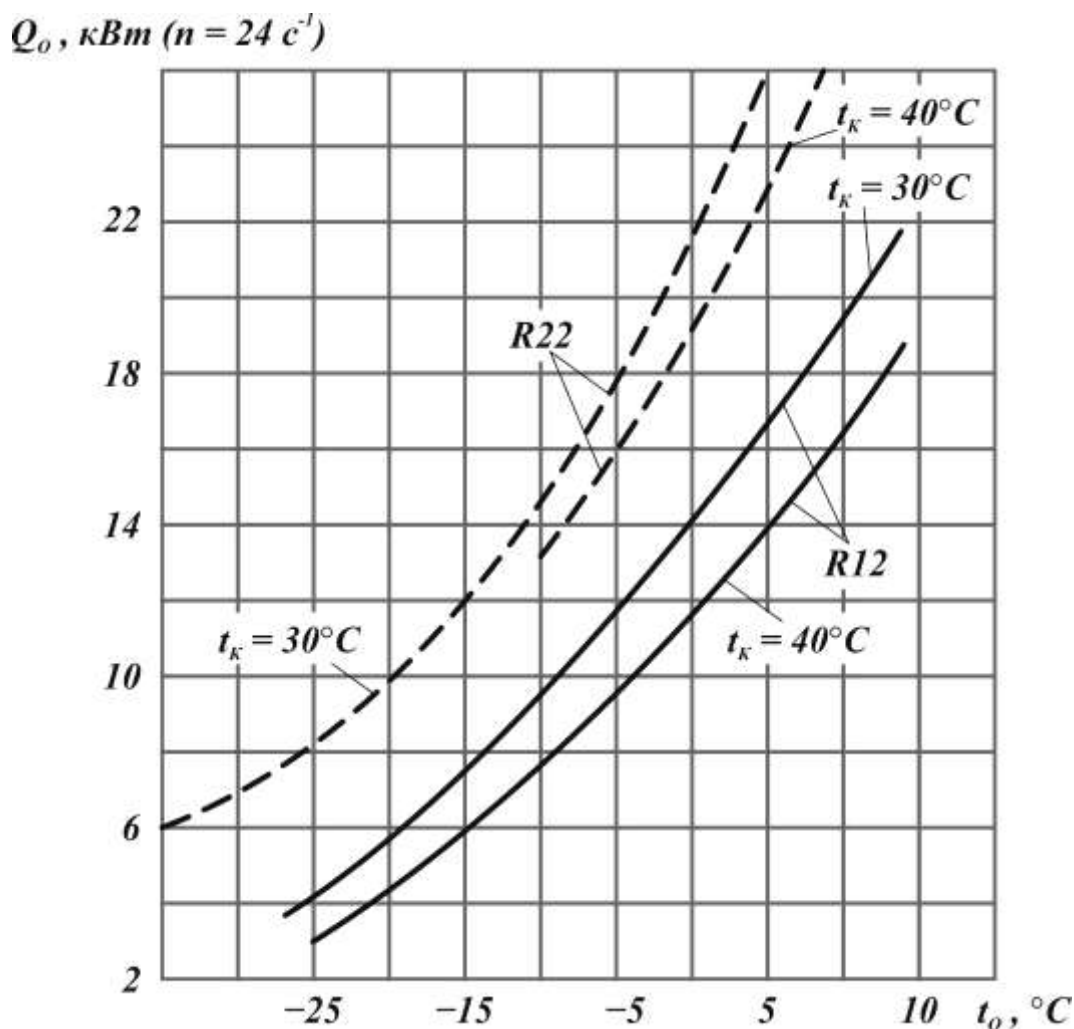


Рис. 4. Графическая характеристика компрессора ФВ 6

Далее по графической характеристике принятого компрессора (рис. 4) – кривой  $\dots$  отражающей зависимость холодопроизводительности от температуры кипения, находят рабочую холодопроизводительность агрегата соответственно найденному значению  $\dots$ .

Действительный коэффициент рабочего времени представляет собой отношение теплопритока в холодильные камеры к найденной рабочей холодопроизводительности агрегата:

$$\text{---}. \quad (7.4)$$

Полученное значение коэффициента рабочего времени должно быть 0,40-0,75.

После определения действительных значений температуры кипения и коэффициента рабочего времени рассчитывают действительную температуру воздуха в каждой камере:

$$\text{---}. \quad (7.5)$$

### Норма загрузки камеры холодильника

Продукты	Условная загрузка, т/м <sup>3</sup>	Коэффициент пересчета
1	2	3
Говядина мороженная		
– в четвертинках	0,40	0,88
– в полутушах	0,30	1,17
– в четвертинах и полутушах	0,35	1,00
Баранина мороженная	0,28	1,25
Свинина мороженная	0,45	0,78
Мясо и субпродукты в деревянных ящиках	0,60	0,58
Колбасные изделия в деревянных ящиках	0,38	0,92
Копчености в деревянных ящиках	0,50	0,70
Рыба мороженная в деревянных и картонных ящиках, рогожных кулях	0,45	0,78
Рыба мороженная осетровых пород без тары	0,45	0,78
Рыбное филе мороженное в картонных ящиках	0,70	0,58
Ряба соленая	0,60	0,58
Масло сливочное		
– в деревянных ящиках	0,70	0,50
– в картонных ящиках	0,80	0,44
Масло и жиры топленные		
– в деревянных ящиках	0,65	0,54
– в картонных ящиках	0,54	0,65
Сыры		
– без тары и в деревянных ящиках	0,50	0,70
– в деревянных барабанах	0,46	0,76
Сметана в кадках	0,75	0,47
Творог в кадках	0,71	0,50
Сгущенное молоко		
– в деревянных бочках	0,57	0,61
– в фанерных бочках	0,74	0,47
Яйца		
– в деревянных ящиках	0,32	1,09
– в картонных ящиках	0,27	1,30
Яичные и молочные продукты	0,40	0,88
Консервы		
– в деревянных ящиках	0,60	0,58
– в картонных ящиках	0,65	0,54
Мороженное на рейках без стеллажей		
– в картонных коробках	0,17	0,20
– в контейнерах	0,33	1,08
– в гильзах	0,21	1,66
Мороженное на стеллажах в картонных ящиках	0,23	1,52
Яблоки и груши в деревянных ящиках	0,36	0,97
Цитрусовые		
– в фанерных ящиках	0,45	0,78
– в картонно-деревянных ящиках	0,32	1,05
Прочие грузы	0,35	1,00

## Продолжение приложения 1

1	2	3
При укладке в поддонах		
Масло сливочное в деревянных ящиках	0,63	0,56
Яйца		
– в деревянных ящиках	0,30	1,17
– в деревянных ящиках и картонных коробках	0,26	1,35
Консервы мясные в деревянных ящиках	0,38	0,92
Колбасные изделия в деревянных ящиках	0,30	1,17
Сыры в деревянных ящиках	0,40	0,87
Сыр плавленый в деревянных ящиках	0,67	0,52
Птица мороженая		
– в деревянных ящиках	0,44	0,79
– в картонных ящиках	0,38	0,92
Виноград и томаты в лодках	0,30	1,17
Жиры топленые в деревянных бочках	0,40	0,87
Рыба мороженая		
– в деревянных ящиках	0,39	0,90
– в картонных ящиках	0,47	0,75
Маргарин		
– в картонных ящиках	0,70	0,50
– в деревянных ящиках	0,43	0,81
Консервы рыбные в деревянных ящиках	0,41	0,85
Яблоки и груши в деревянных ящиках	0,34	1,03
Цитрусовые		
– в фанерных ящиках	0,32	1,09
– в картонно-деревянных ящиках	0,30	1,17
Лук репчатый	0,34	1,03
Морковь	0,32	1,09
При укладке в контейнерах		
Сметана в кадках	0,46	0,76
Творог в кадках	0,45	0,78
Сыры без тары	0,30	1,17
Арбузы и дыни	0,40	0,87
Яблоки и груши	0,45	0,78
Капуста	0,30	1,17
Картофель	0,50	0,70
Морковь	0,36	0,97
Свекла	0,46	0,76
Лук репчатый	0,38	0,92

**Примечание.** Нормы загрузки даны для продуктов в упаковке по массе брутто, для продуктов без упаковки – по массе нетто.

## Нормы загрузки и высоты штабеля

Продукты	Норма загрузки грузового объема, т/м <sup>3</sup>	Высота штабеля, м	Нагрузка на грузовую площадь, т/м <sup>2</sup>	Коэффициент использования площадки	Нагрузка на строительную площадку, т/м <sup>3</sup>	Примечание
Молочные продукты в бутылках 0,5 л – стопка 5 ящиков – пакет 30 ящиков	0,22 0,21	1,22	0,29/0,72 0,27/0,70	0,7 0,5	0,20/0,51 0,135/0,35	
Молочные продукты в бумажных пакетах 0,5 л – стопка 5 корзин – пакет 30 корзин	0,435 0,30	1,03 1,18	0,45/0,61 0,35/0,49	0,75 0,55	0,34/0,45 0,20/0,27	
Сырково-творожные продукты (прямоугольные брикеты 0,1 кг) – в деревянных ящиках – пакет 35 ящиков	0,33 0,26	1,80 3,15	0,60/0,73 0,81/1,06	0,7 0,5	0,42/0,51 0,41/0,53	10 ящиков по высоте 3 яруса
Сметана в кадках диаметром 480 мм, высотой 620 мм контейнер 8 кадок	0,70 0,35	1,91 4,06	1,32/1,60 1,41/1,91	0,75 0,65	0,99/1,20 0,92/1,24	3 кадки по высоте 3 яруса
Творог (брикеты 0,5 кг) – в картонных ящиках – пакет 40 картонных ящиков в деревянных ящиках – пакет 25 деревянных ящиков	0,47 0,425 0,416	4,8 2,0 3,45	1,15/1,30 2,25/2,63 1,48/1,80	0,7 0,7 0,7	1,57/1,84 0,53/0,60 0,53/1,26	10 ящиков по высоте 4 яруса 8 ящиков по высоте 4 яруса

**Нормы площади ( $m^3$ ) холодильных камер  
предприятий торговли и общественного питания**

Охлаждаемые продукты	Норма площади, $m^2$ , при количестве мест в зале					
	50	100	150	200	250	300
<b>Столовые открытой сети общественного питания</b>						
Фрукты, ягоды, напитки, овощи	–	5	6	8	10	11
Молочные продукты, жиры, гастрономия	9	9	10	11	14	16
Гастрономия	–	–	–	–	–	14
Мясо, рыба	7	10	10	12	15	5
Пищевые отходы	–	–	8	8	8	10
<b>Столовые промышленных предприятий</b>						
Фрукты, ягоды, овощи, напитки	–	5	6	5	–	7
Молочные продукты, жиры, гастрономия	8	6	6	8	–	10
Мясо, рыба	–	6	7	8	–	11
<b>Рестораны</b>						
Молочные продукты, жиры, гастрономия	–	11	13	15	18	22
Фрукты, ягоды, напитки, овощи	–	9	11	13	15	18
Мясо, рыба	–	7	10	15	18	19
Пищевые отходы	–	8	8	8	8	8
<b>Кафе общего питания</b>						
Мясные, рыбные и овощные полуфабрикаты	–	–	–	–	5	5
Молочные продукты, жиры, гастрономия	9	8	9	10	6	7
Фрукты, ягоды, овощи	–	6	6	7	8	9
Пищевые отходы	–	–	–	8	8	8

**Коэффициент теплопередачи для наружных стен и бесчердачных перекрытий**

Среднегодовая температура наружного воздуха	Коэффициент теплопередачи, Вт/( $m^2$ К), при внутренней температуре ( $^{\circ}C$ )						
	–40...–30	–25...–20	–15...–10	–4	0	+4	+12
0 и ниже	0,21/0,20	0,26/0,24	0,33/0,30	0,47/0,40	0,52/0,44	0,58/0,47	0,70/0,20
+1...+8	0,20/0,19	0,23/0,22	0,28/0,27	0,35/0,33	0,40/0,37	0,44/0,42	0,64/0,52
+9 и выше	0,19/0,17	0,21/0,20	0,23/0,23	0,28/0,26	0,30/0,29	0,35/0,33	0,52/0,47

Температура и относительная влажность наружного воздуха  
в зависимости от климатической зоны

Город	Температура, °С			Относительная влажность, %	
	среднегодовая	летняя	зимняя	летняя	зимняя
Алма-Ата	+8,7	+34	-22	35	68
Астрахань	+9,4	+34	-22	37	81
Баку	+14,4	+34	-3	46	73
Владивосток	+4,0	+30	-12	79	62
Воронеж	+5,4	+33	-25	47	87
Нижний Новгород	+3,1	+29	-28	56	86
Киев	+7,2	+31	-22	52	83
Кишинев	+9,4	+32	-17	45	77
Краснодар	+10,8	+34	-18	46	73
Красноярск	+0,5	+30	-40	52	72
Санкт-Петербург	+4,3	+27	-24	50	82
Минск	+5,4	+28	-23	56	61
Москва	+4,8	+30	-26	50	83
Мурманск	0	+25	-26	63	86
Новосибирск	-0,1	+30	-39	56	80
Одесса	+9,9	+32	-16	55	82
Рига	+5,6	+27	-19	63	84
Саратов	+5,3	+33	-28	41	77
Свердловск	+1,2	+30	-24	54	79
Сочи	+13,4	+32	-1	67	70
Ташкент	+13,3	+27	-13	24	59
Тбилиси	+12,7	+34	-8	39	57
Ялта	+13,0	+33	-11	56	68

## Характеристика изоляционных и строительных материалов

Материал			Назначение
1	2	3	4
<b>Теплоизоляционные</b>			
Плиты теплоизоляционные из пенопласта полистирольного самозатухающегося ПСБ-С	25-40	0,047	Для теплоизоляции наружных и внутренних стен, колон, покрытий, потолков, сборных железобетонных стеновых панелей, трубопроводов, оборудования и устройства каркасных перегородок
Пенопласт полиуретановый – жесткий ПУ-101 – заливной ППУ-ЗС	100	0,041	
	50	0,470	
Пенопласт поливинилхлоридный – ПХВ-1 – ПХВ-2	70-100	0,035	
	100-130	0,047	
Плиты теплоизоляционные из ячеистого бетона	400-500	0,150	
<b>Пароизоляционные</b>			
Асфальт в полах	1800-2000	0,75-0,87	Для защиты строительных конструкций
Борулин	700-900	0,29-0,35	
Гидроизол	700-900	0,29-0,35	
Пергамини рубероид	600-800	0,14-0,18	
<b>Строительные</b>			
Плиты асбестоцементные теплоизоляционные	300-500	0,093-0,13	Для строительных несущих конструкций
Бетон	2000-2200	1,0-1,4	
Железобетон	2300-2400	1,4-1,6	
Кирпичная кладка	1800	0,82	
Штукатурка цементная	1700-1800	0,88-0,93	
Грунт растительный	2000	1,16	
Песок	1500-1600	0,46-0,58	

## Коэффициенты теплоотдачи и термические сопротивления

Поверхность ограждения помещения	Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> К)	Термическое сопротивление, м <sup>2</sup> К/Вт
Наружные поверхности наружных стен и покрытий	23,3	0,043
Внутренние поверхности – без принудительной циркуляции воздуха стены – без принудительной циркуляции воздуха потолка – с умеренной циркуляцией воздуха (хранение охлажденных грузов) – с усиленной циркуляцией воздуха (камеры охлаждения и замораживания)	8,00	0,125
	6,0-7,0	0,167-0,143
	9,00	0,111
	10,5	0,095



## Приложение 8

## Избыточная разность температур для наружных стен, °С

Стена	Сторона света									
	Ю			ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ	С
	Географическая широта									
	40°	50°	60°	40°- 60°						
Бетонная	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,6	11,7	6,1	5,6	0
Кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,6	6,3	0
Побеленная известью или отштукатуренная светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5	0
Покрытая штукатуркой с окраской в темные тона	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9	0
Облицованная белыми глазурованными плитами	2,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2	0

## Приложение 9

## Сводная таблица теплопритоков

Теплоприток	, Вт/(м <sup>2</sup> К)	, м <sup>2</sup>	, °С	, Вт
Через пол				
Через стены				
Через покрытие				
От солнечной радиации				
ИТОГО				

## Приложение 10

## Удельные энтальпии продуктов, кДж/кг

Продукт	Температура продукта,										
	-20	-15	-10	-5	-3	-2	-1	0	+8	+10	+20
Мясо, птица	0	13,0	57,7	57,3	75,3	98,8	185,5	232,2	248,2	264,5	280,4
Рыба	0	14,3	64,0	64,0	88,4	111,6	212,2	265,8	293,3	301,0	336,0
Масло сливочное	0	10,1	40,6	40,6	50,5	60,4	91,6	95,0	121,4	129,8	182,8
Молоко цельное	0	14,3	62,8	62,8	88,7	111,2	184,2	217,8	350,7	358,0	398,0
Сметана	-	-	-	-	-	-	-	0	29,3	36,3	73,7
Творог	0	26,8	85,9	85,9	103,0	-	192,6	299,1	326,9	334,0	369,4
Сыр	-	-	5,5	5,5	11,3	14,3	16,7	19,7	42,3	47,7	75,7
Фрукты и плоды других видов	0	17,2	82,9	82,9	139,0	211,0	267,9	271,7	302,0	309,0	347,0



## Количество выделяемой теплоты, Вт/т

Фрукты и овощи	Температура, °С				
	0	+2	+5	+15	+20
Абрикосы	18	27	50	154	199
Яблоки	19	21	31	92	121
Груши	20	27	46	161	278
Слива	21	35	65	184	232
Виноград	9	17	24	49	78
Апельсины	11	13	19	56	69
Лимоны	9	13	20	46	58
Персики	19	22	41	131	181
Лук	20	21	26	31	58
Картофель	20	22	24	36	44
Капуста белокачанная	33	36	51	121	195

## Технические характеристики бессальниковых компрессоров

Показатель	Хладагент	Компрессор										
		2ФБС4	2ФБС6	2ФУБС9	1ПБ7	1ПБ10	1ПБ14	1ПБ20	ПБ40	ПБ60	ПБ80	
Хладопроизводительность при		-15°С и		+30°С, кВт								
	R12	5,22	7,192	10,67	5,24	7,68	10,5	15,4	27,3	40,7	54,7	
	R22	–	–	–	2,33	3,60	4,66	7,33	42,5	62,8	84,9	
Потребляемая мощность, кВт												
	R12	2,2	3,0	4,15	2,0	2,95	4,1	6,0	9,0	13,5	18,0	
	R22					3,00			13,8	20,7	27,5	
Объем, описываемый поршнем, л/ч		5,7	8,6	11,5	16,6	25,0	11,4	17,2	104	156	208	
Диаметр присоединительного штуцера, мм												
– на всасывание									50	70	80	
– на нагнетание									50	50	70	
Частота вращения вала, с <sup>-1</sup>		16	23	16	16,6	25	16,6	25	24,2			
Диаметр цилиндра, мм		67,5							76			
Ход поршня, мм		50							66			
Габаритные размеры, мм												
длина		575	690	592	710				2200			
ширина		370	540	370	540				1215			
высота		440	510	455	510				1370			
Использование в агрегатах		AK7-1-2	AK10-1-2		AB4,5-1-2	AB6-1,2	AK4,5-5-4		A110-2-0	A110-2-2	A220-2-0 A220-2-2	

**Примечание.** 2ФБС4 и 2ФБС6 используется в холодильных машинах 1МКВ6-1-2 и 1МВВ6-1-2; 2ФУБС9 – в холодильных машинах 1МКВ9-1-2, 1МВВ9-1-2 и МВЕ14-7-2; 1ПБ7 – в холодильных машинах – МВВ-1-3 и МКТ14-2

## Технические характеристики сальниковых компрессоров

Показатель	Хладагент	Компрессор						
		2ФВУ/4,5	ФВ6	ФУ12	ФУУ25	П40	П60	П80
Хладопроизводительность при		-15°C и		+30°C, кВт				
	R12	1,74	6,96	13,9		29,0	43,6	58,2
	R22				44,2	44,2	66,3	88,4
	NH <sub>3</sub>					45,4	68,0	90,7
Потребляемая мощность, кВт								
– электрическая	R12	1,5	2,5	5				
	R22				16			
– эффективная	R12					8,8	13,0	17,3
	R22					13,1	19,6	26,2
	NH <sub>3</sub>					13,3	20,0	26,6
Объем, описываемый поршнем,								
	л/ч	2,7	8,6	17,2	34,5			
	м <sup>3</sup> /с 10 <sup>-3</sup>					104	156	208
Частота вращения вала, с <sup>-1</sup>		15,8	24,0			24,2		
Диаметр цилиндра, мм		40	67,5			76,0		
Ход поршня, мм		45	50			66		
Габаритные размеры,								
	длина, мм	347	368	474	600			
	ширина, мм	288	324	545	630			
	высота, мм	325	292	470	743			

**Примечание.** 2ФВУ/4,5 используется в холодильной машине ФАК15,5 МЗ. ФВ6 используется в холодильных машинах МКВ4-1-2 и МВВ4-1-2. ФУ12 используется в холодильных машинах ХМ-ФУ8 и АК-ФУ8. ФУУ25 используется в холодильной машине ФДС-2,5-70В

Технические характеристики компрессорных агрегатов на базе компрессоров  
П110, П165, П220, предназначенных для работы на аммиаке

Показатель	Компрессор						
	A110-7-0	A110-7-2	1A110-7-2	A165-7-0	A165-7-2	A220-7-0	A220-7-2
Хладопроизводительность при	-15°C и		+30°C				
КВт	–	140	93	–	180	–	267
Мкал/ч	–	120	80	–	155	–	230
Эффективная мощность, кВт	53	39	26	75	52	112	78
Объем, описываемый поршнем, м <sup>3</sup> /ч	301		200	450		600	
Расход							
смазки, кг/ч	0,06		0,07		0,085		
воды, м <sup>3</sup> /ч	0,5		1,0		1,0		
Электродвигатель							
– марка	АОП2-91-4	АОП2-82-4	АОП2-82-6	АОП2-92-6	АОП2-91-4	A3-315-4	АОП2-29-4
– мощность, кВт	75	55	40	100	75	132	100
– частота вращения, с <sup>-1</sup>	24,7	24,5	16,3	24,7	24,7	24,5	24,7
Габаритные размеры, мм							
длина	2275	2200		2320		2365	2390
ширина	1215						
высота	1370		1300		1560		
Диаметр трубопровода, мм							
– всасывающего	100					125	
– нагнетательного	65			100			
Диаметр цилиндра, мм	115						
Ход поршня, мм	82						

**Применение.** Обозначение средних агрегатов, предназначенных для работы на хладоне 22: А110-2-0, А110-2-2, А220-2-0, А220-2-2. При работе на хладоне 22 холодопроизводительность агрегатов составит около 90% от указанной в таблице, а эффективная мощность – 95%. Количество цилиндров: П110 – четыре, П165 – шесть, П220 – восемь.

## Технические характеристики малых холодильных машин

Показатель	Марка машины							
	ИФ-49М	ИФ-56М	АК-ФВ4М	АК-ФВ6	ХМ1-6	ХМВ1-6	ХМ1-9	ХМВ1-9
Число обслуживаемых камер	1-2	1-2	1-2	1-2	3	3	4	4
Хладопроизводительность при $-15^{\circ}\text{C}$ , кВт								
+30 $^{\circ}\text{C}$	3,5	–	5,3	7,0	7,0	–	10,5	–
+20 $^{\circ}\text{C}$	–	3,4	–	–	–	7,0	–	10,5
Потребляемая мощность при $-15^{\circ}\text{C}$ , кВт								
+30 $^{\circ}\text{C}$	1,7	–	2,3	3,2	3,0	–	4,5	–
+20 $^{\circ}\text{C}$	–	1,8	–	–	–	3,5	–	5,3
Масса, кг								
– заряжаемого хладона	10		15	28	25	30	35	40
– заряжаемого масла	3			4	5		8	
– машины (сухой)	300	365	390	450	850	850	1500	1450
Компрессорно-конденсаторный агрегат								
– марка	Ф-00А	ИФ-00	АК-ФВ4М	АК-ФВ6	АК1-6М	АКВ1-6	АК1-9	АКВ1-9
– мощность электродвигателя, кВт	2,8	2,2	3,0	3,0	–	–	–	–
– габаритные размеры, мм								
длина	1100	920	1200	1200	1265	865	1420	1630
ширина	450	670	430	430	485	920	655	1055
высота	700	625	690	755	747	860	860	860
– масса	170	185	175	210	252	256	445	420
Компрессор								
– марка	ФВ4		ФВ6		2ФСБС6		2ФУБС9	
– количество цилиндров, шт.	2						4	
– ход поршня, мм	50							
– диаметр цилиндра, мм	67,5							
– частота вращения, $\text{с}^{-1}$	650		960	1440			960	
– объем описываемый поршнями, $\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	3,83		5,75	8,61			11,15	
– мощность встроенного электродвигателя, кВт	–				3,1		5,0	
Конденсатор								
– тип охлаждения	ВОДЯ	ВОЗД	ВОДЯ			ВОЗД	ВОДЯ	ВОЗД
– площадь, $\text{м}^2$	3,0	14,0	2,0	2,7		4,0	4,3	7,0
Испаритель								
– марка	ИРСН-10		ИРСН-10,5	ИРСН-12,5				
– количество	4			6	12		20	
– площадь, $\text{м}^2$	10		12,5					
– масса, кг	29		35,6					
– габаритные размеры, мм								
длина	1670		2040	2040				
ширина	160		170	160				
высота	140		450	450				
Количество терморегулирующих вентилей	2				6		10	

**Примечание.** – площадь наружной поверхности теплообмена

## Приложение 19

## Технические характеристики горизонтальных конденсаторов

Марка конденсатора	Площадь наружной поверхности, м <sup>2</sup>	Диаметр обечайки, мм	Длина труб, мм	Число труб	Максимальная нагрузка, кВт	Число ходов
КТР-4	4,8	194	1,0	23	15,4	4:2
КТР-6	6,8	219	1,5	29	21,5	4:2
КТР-12	12,8	377	1,0	86	43,3	4:2
КТР-18	18,0	377	1,8	86	62,8	4:2
КТР-25	30,0	404	1,5	135	105	4
КТР-35	40,0	404	2,6	135	140	4
КТР-50	49,6	404	2,5	135	178	4

## Приложение 20

## Технические характеристики воздушных конденсаторов

Показатель	Марка конденсатора		
	ВК-30	ВК-60	ВК-250
Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	30	60	247,2
Хладагент	Фреон-12 или Фреон-22		
Температура охлаждающей среды (воздуха), °С	0-45	0-45	0-45
Расчетная температура конденсации, °С	50	50	50
Удельная тепловая нагрузка, ккал/м <sup>2</sup> ч	200	200	270
Число вентиляторов, шт.	1	2	4
Производительность, м <sup>3</sup> /ч	2000	40 000	30 700
Габаритные, размеры, мм	872×309×706	1656×309×706	2835×309×706
Масса, кг	43	87	380

## Приложение 21

## Технические характеристики аммиачных испарителей

Марка испарителя	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>	Количество секций	Габаритные размеры, мм			Вместимость по аммиаку, м <sup>3</sup>
			длина	ширина	высота	
30ИП	30	6×5	3470	575	1050	0,169
40ИП	40	8×5	3470	735	1050	0,223
60ИП	60	12×5	3670	1060	1050	0,332

## Приложение 22

## Технические характеристики хладоновых испарителей

Марка испарителя	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>	Диаметр, мм	Длина, мм	Число		Вместимость по хладагенту, м <sup>3</sup>
				труб	ходов	
ИТВР-5	5,0	273	1500	64	26	0,0054
ИТВР-6,3	6,3	273	2000	64	28	0,0072
ИТВР-8	8,0	325	1500	98	20	0,0087
ИТВР-12	10,0	325	2000	98	22	0,1160
ИТВР-12,5	12,5	325	2500	98	20	0,0145

## Технические характеристики испарителей

Тип секции	Длина, мм		Ширина секции, мм	Высота секции, мм	Количество		Площадь поверхности охлаждения, м <sup>2</sup> , при , °С		Масса, кг, при , °С	
	трубы	рабочей секции			труб в секции	секций	20	30	20	30
							8	9	10	11
СК	2750	2600	750	1000	3	–	20,7	14,3	108,9	83,9
				1500	5	–	31,0	21,5	163,6	126,0
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	81,6
				1500	5	–	29,8	20,5	158,3	121,3
СС	3000	2900	750	1000	3	1	22,8	15,7	117,1	90,0
				1500	5		34,2	23,6	176,7	134,9
				1000	3	2	34,5	23,8	175,2	135,7
				1500	5		51,8	35,7	267,2	203,7
				1000	3	3	46,3	31,9	238,3	181,7
				1500	5		69,5	47,9	357,4	272,4

**Примечание.** СК – стальные оребренные одноколлекторные; СЗГ – змеевиковые головные; СЗХ – змеевиковые хвостовые, СС – средние

## Технические характеристики центробежных насосов

Марка насоса	Диаметр рабочего колеса, мм	Производительность		Полный напор, кПа	КПД, %	Мощность на валу, кВт
		м <sup>3</sup> /ч	л/с			
1,5К-8/19б(1,5К-6б)	105	9,4	2,6	116	49	0,6
1,5К-8/19а(1,5К-6а)	115	10,0	2,8	140	51	0,9
1,5К-8/19б(1,5К-6)	128	10,8	3,0	174	55	1,0
2К-20/18б(2К-6ю)	106	16,6	4,6	120	60	0,8

## Технические характеристики воздухоохлаждателей

Тип воздухоохлаждателя	Площадь поверхности, м <sup>2</sup>	Тепловой поток при 10°С, Вт	Количество вентиляторов	Мощность эл. двигателей, Вт	Габаритные размеры, мм		
					высота	длина	ширина
Для работы на хладоне							
2В07	6,5	815	1	50	465	555	445
2В09	9,6	1160	1	50	465	530	445
2В014	13,6	1630	2	100	465	555	765
2В020	20,0	2320	2	100	465	630	765
Для работы на аммиаке							
ВОП-100	100	12 000	2	12			
ВОГ-230	230	27 000	1	25			



Составители:

Спиридонова Елена Владимировна  
Наумова Ольга Валерьевна  
Сивицкий Дмитрий Валерьевич

Технологические энергоносители и системы  
Методические указания к выполнению курсовой работы обучающимися всех  
форм обучения по направлению подготовки 13.03.01  
Теплоэнергетика и теплотехника  
направленность (профиль)  
Энергообеспечение предприятий

Компьютерная верстка С.В. Буянов

---

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub> Печ. л. 2,5. Уч.-изд.л. 1.16. Тираж 50. Заказ 33/27

---

Федеральное государственное бюджетное учреждение высшего образования  
«Саратовский государственный аграрный университет им. Н. И. Вавилова»  
410600, г. Саратов, Театральная пл. 1.