

## Содержание

<b>Введение .....</b>	<b>2</b>
<b>1. Теплофизические характеристики пищевых продуктов и требования к условиям их хранения .....</b>	<b>3</b>
— животные продукты .....	4
— растительные продукты (овощи) .....	5
— растительные продукты (фрукты и ягоды) .....	6
— прочие продукты .....	7
— рекомендуемая температура размещения различных продуктов .....	8
<b>2. Определение тепловых нагрузок на холодильную камеру для хранения пищевых продуктов при расчете ее теплового баланса .....</b>	<b>9</b>
2.1. Общие положения .....	9
2.2. Расчет теплопритока в камеру в результате теплопередачи через ее стенки .....	10
2.3. Тепловая нагрузка от обменной вентиляции .....	14
2.4. Тепловая нагрузка вследствие открывания дверей .....	18
2.5. Тепловая нагрузка при термообработке продуктов .....	25
2.6. Тепловая нагрузка в результате дыхания заложенных в камеру продуктов .....	26
2.7. Тепловая нагрузка от освещения .....	26
2.8. Тепловая нагрузка, обусловленная присутствием персонала .....	27
2.9. Тепловая нагрузка от подъемно-транспортных средств .....	27
2.10. Тепловая нагрузка от прочих механизмов, находящихся в холодильной камере .....	27
2.11. Коэффициент безопасности .....	27
2.12. Промежуточная холодопроизводительность .....	28
2.13. Тепловая нагрузка от двигателей вентиляторов и электронагревателей оттайки воздухоохладителей .....	28
2.14. Предварительная потребная холодопроизводительность холодильной установки .....	29
2.15. Уточняющий расчет потребной холодопроизводительности .....	29
2.16. Примеры различных расчетов .....	30
2.17. Программа расчета теплового баланса холодильных камер Tbal .....	31
<b>3. Выбор основных проектных параметров холодильных установок .....</b>	<b>32</b>
3.1. Воздухоохладители (испарители) .....	32
3.2. Холодильные системы .....	35
3.3. Выбор трубопроводов для хладагента .....	38
<b>Приложения</b>	
1. Перевод единиц измерения .....	52
2. Перевод единиц температуры .....	53
3. Перевод единиц давления .....	54
<b>Список использованной литературы .....</b>	<b>55</b>

## Введение

Настоящее руководство определяет порядок проведения расчетов теплового баланса для холодильных и морозильных камер коммерческого назначения, а также порядок подбора необходимого холодильного оборудования и расходных материалов для монтажа холодильной системы.

Руководство предназначено для использования специалистами проектно-конструкторских, монтажных и сервисных организаций, занимающихся разработкой холодильных систем для нужд потребителей. Данное руководство не является справочником или учебно-методическим пособием и предназначено только для обеспечения правильного подбора оборудования производства ЗАО "Остров".

Холодильное оборудование производства ЗАО "Остров" может приобретаться и устанавливаться в системах любыми потребителями. В то же время каждый потребитель должен самостоятельно определить характеристики необходимого ему оборудования, исходя из конкретных условий эксплуатации, используемых помещений и технологий обработки продуктов. В настоящем руководстве рассмотрены наиболее простые случаи применения холодильного оборудования, в то же время, если в процессе проведения расчетов или выбора оборудования возникают какие-либо нюансы, рекомендуется обращаться к специализированной литературе, список которой приведен в конце настоящего руководства.

В любом случае при проектировании холодильных систем и установок необходимо пользоваться действующими Строительными нормами и правилами (СНиП), государственными или отраслевыми стандартами на хранение и/или переработку продукции, а также другими действующими на территории РФ нормативно-техническими документами.

**ВНИМАНИЕ!** Холодильные системы являются сложными техническими объектами, поэтому их проектирование должно проводиться только специализированными организациями, имеющими соответствующую лицензию на право проведения проектных работ, обязательность наличия которой регламентирована Гражданским Кодексом РФ (часть 3 пункта 1 статьи 49).

ЗАО "Остров" не несет никакой ответственности за возможные ошибки в проектах, правильности выбора оборудования, а также за любой причиненный прямой или косвенный ущерб.

# 1. Теплофизические характеристики пищевых продуктов и требования к условиям их хранения

Использование искусственного холода при хранении пищевых продуктов предполагает создание и поддержание в помещении для хранения (холодильной камере, кладовой, складе, торговой витрине, прилавке и т.п.) таких условий, которые обеспечивают сохранность биологических, санитарно-гигиенических, органолептических (вкусовых) свойств продукции, а также ее товарного вида и массы в течение всего периода хранения. С этой целью в помещении для хранения должны поддерживаться в достаточно узком диапазоне значения температуры, влажности, а в некоторых случаях — и химического состава окружающей среды, величины которых задаются видом, агрегатным состоянием и теплофизическими свойствами продуктов, подлежащих хранению.

Ниже будет показано, что при тепловом расчете и выборе основных проектных параметров холодильных установок для хранения пищевых продуктов теплофизические свойства и требования к условиям хранения являются одной из главных составляющих при расчете теплового баланса помещения для хранения (холодильной камеры). Значения указанных характеристик для различных видов продуктов, используемые при таком расчете, приведены в таблицах 1.1 - 1.6.

Таблица 1.1.

## Животные продукты

Вид продукта	Наименование продукта	Теплофизические характеристики						Условия хранения свежей продукции			Условия термообработки	
		Точка замораживания, °С	Удельная теплоемкость, кДж/кг·К		Скрытая теплота заморозки, кДж/кг	Теплота дыхания, кДж/тонна·час			Температура хранения, °С	Относительная влажность, %	Температура заморозки, °С	Температура хранения, °С
			До заморозки	После заморозки		0°С	10°С	20°С				
<b>Мясные</b>	Говядина жирная	-1,5	2,93	1,59	207	0	0	0	0...-1	85...90	-25	-15
	Говядина постная	-1,5	3,52	1,8	255	0	0	0	0...-1	85...90	-25	-15
	Баранина	-1,5	3,06	1,72	222	0	0	0	0...+1	85...90	-24	-18
	Свинина	-1,5	2,3	1,38	146	0	0	0	-1...-1,5	85...90	-25	-18
	Телятина	-1,5	3,16	1,72	232	0	0	0	0...-1	90	—	—
	Печень	-1,7	3,14	1,72	232	0	0	0	0	85	—	—
	Грудинка	0	1,8	1,21	71	0	0	0	1	85	—	—
	Ветчина	-2,8	2,64	1,51	179	0	0	0	0...-2	80	—	—
	Колбаса вареная	-3,3	3,73	2,35	217	0	0	0	-1...+2	80	—	—
	Колбаса копченая	-3,9	3,60	2,35	200	0	0	0	4,5	90	—	—
	Крольчатина	-3,25	3,1	1,67	228	0	0	0	0...-1	85...90	-25	-15
	Сало свиное	-1	1,8	1,21	71	0	0	0	0...+1	80...85	—	-18
	Птица, дичь	-1,7	3,35	1,67	247	0	0	0	0	85...90	-24	-18
	Рыба жирная	-2,2	2,93	1,59	206	—	—	—	0...-1,5	90	-30	-18
<b>Рыбные</b>	Раба постная	-1,5	3,60	1,88	283	—	—	—	0...-1	90	-25	-18
	Рыба сухая	—	2,26	1,42	151	—	—	—	+4...+10	90	—	—
	Рыба копченая	—	3,1	1,63	214	—	—	—	+4...+10	50...60	—	—
	Раки, омары, крабы	-2,2	3,7	1,85	290	—	—	—	0,5	90...95	-25	-18
	Устрицы	-2	3,47	1,84	262	0	0	0	0...+2	85...90	—	—
	Молоко	-0,56	3,85	1,93	293	—	—	—	0,5	85...90	—	—
<b>Молочные</b>	Масло сливочное	-5,6	2,3	1,42	197	0	0	0	0	80...85	-25	-18
	Сыры	-8,5	2,93	1,88	268	244	244	244	4	Переменная	—	—
	Сметана (40%)	-2,2	3,56	1,68	209	—	—	—	0,5	0	—	—
	Сливки	-2,25	2,8	1,59	197	0	0	0	1,5	80	—	—
	Мороженое	-2,0	3,85	1,93	293	—	—	—	—	—	-30	-25

Таблица 1.2.

Растительные продукты (овощи)

Наименование продукта	Теплофизические характеристики										Условия хранения свежей продукции			Условия термообработки	
	Точка заморозания, °С	Удельная теплоемкость, кДж/кг·К		Скрытая теплота заморозки, кДж/кг	Теплота дыхания, кДж/тонна·час			Температура хранения, °С	Относительная влажность, %	Температура заморозки, °С	Температура хранения мороженой продукции, °С	Температура хранения, °С	Температура заморозки, °С		
		До заморозки	После заморозки		0°С	10°С	20°С								
Спаржа	-1,2	3,94	2,01	314	206	516	1117	0	90...95	-25...-30	-18				
Свекла	-1,7	3,77	1,88	274	108	345	628	0	90...95						
Брокколи	-0,6	3,85	1,97	302	314	332	349	0	90...95						
Артишоки	-1,2	3,64	1,88	279	209	366	523	0	90...95	-25...-30	-18				
Морковь	-1,35	3,77	1,93	276	164	318	1000								
Капуста цветная	-1	3,89	1,97	307	181	433	1211	0	85...90						
Капуста белокочанная	-0,5	3,89	1,97	306	70	153	394	0	95						
Капуста брюссельская	-0,83	3,68	1,93	283	213	691	1721	0	95						
Капуста савойская	-0,5	3,73	1,93	288	100	241	610	0	95						
Капуста квашеная	-3,3	3,85	1,97	301		0		0							
Огурцы	-0,5	4,06	2,05	318	65	250	576	0	85...90						
Лук репчатый	-1,2	3,77	1,93	288	250	810	2093	0	70...75						
Лук зеленый	-1,2	3,89	2,01	306	43	90	173	+10	75						
Чеснок	-2	2,89	1,67	207	0	0	0								
Фасоль стручковая	-1,2	3,43	1,97	297		349		+4...+7	85...90						
Фасоль сушеная		1,25	1,00	41				+2...+5	70						
Фасоль зеленая (бобы)	-1	3,85	1,93	297	279	663	1745	7	90						
Грибы	-1	3,89	1,97	302	384	820	2006	0...+1	85...90						
Цикорий	-0,6	3,94	2,01	307		0		0	95						
Баклажаны	-0,8	3,94	2,01	307	0	0	0	7	90						
Картофель	-0,61 -1,5	3,56 3,43	1,84 1,8	270 255	75	91	143	+4,5...+10	85...90						
Перец свежий	-1	3,94	1,97	307	131	344	463	7	90						
Горошек зеленый	-1,1	3,31	1,76	246	384	798	2041	0...0,5	85...90	-25...-30	-18				
Горох сухой		1,17	0,83	33,5				+2...+5	70						
Помидоры спелые	-0,56	3,98	2,01	311	28	125	331	+7...+10	85...90						
Помидоры зеленые	-0,7	3,94	2,05	314	58	125	323	+11...+13	85...90						
Репка	-1	3,89	1,97	301		87		0	95						
Сельдерей в пучках	-1,1	3,94	1,97	310	73	250	475	0...0,5	90...95						
листья	-0,5	3,98	2,01	313											
корень	-1	3,94	1,93	923											
Шпинат	-0,75	3,94	2,01	307	248	921	2774	0...-0,5	90...95	-25...-30	-18				
Оливки	-1,2	3,35	1,76	251	0	0	0	7	90						

Таблица 1.3.

**Растительные продукты (фрукты и ягоды)**

Наименование продукта	Теплофизические характеристики						Условия хранения свежей продукции			Условия термообработки	
	Точка заморозания, °С	Удельная теплоемкость, кДж/кг·К		Скрытая теплота заморозки, кДж/кг	Теплота дыхания, кДж/тонна·час			Температура хранения, °С	Относительная влажность, %	Температура заморозки, °С	Температура хранения мороженной продукции, °С
		До заморозки	После заморозки		0°С	10°С	20°С				
Абрикосы	-1,05	3,68	1,93	283	54	293	572	-0,5	90	—	—
Ананасы спелые	-1,1	3,68	1,88	283	89	229	396	7	85...90	—	—
Арбузы	-1	4,06	2,01	307				2	90	—	—
Апельсины	-2	3,85	1,84	285	31	98	241	0...+1	85...90	—	—
Сок апельсиновый	-2	3,81	1,97	297	0	0	0	—	—	—	—
Бананы	-1	3,47	1,76	251	0	337	698	+14...+16	90	—	—
Хурма	-2	3,52	1,80	260	0	0	0	-1	90	—	—
Виноград	-2	3,64	1,84	276	63	312	698	0...-1	85...90	-25...-30	-18
Финики сушеные	-15,7	1,51	1,09	67	32	83	216	-1	90	—	—
Инжир свежий	-2,45	3,43	1,8	260	0	0	0	-2	90	—	—
Инжир сушеный		1,63	1,13	79	0	0	0	0	60	—	—
Земляника садовая	-1,16	3,89	1,93	300	134	506	865	0	85...90	-25...-30	-18
Малина	-1	3,64	1,88	281	265	810	2093	-0,5	90	—	—
Лимоны	-1,61	3,73	1,93	283	28	103	178	+9...+10	85...90	—	—
Мандарины	-1,05	3,77	1,93	291	30	100	230	+4...+7	85...90	—	—
Манго	-0,94	3,56	1,83	272	0	0	0	10	90	—	—
Яблоки	-2	3,85	1,88	281	53	175	356	-1...+3	85...90	—	—
Айва	-2	3,68	1,88	283	43	56	0	-0,5	90	—	—
Дыни	-1	3,89	1,97	301	56	147	370	+4...+10	85...90	—	—
Черника	-1,28	3,6	1,88	274	0	0	0	2	90	—	—
Груши	-1,7	3,77	1,88	274	42	184	768	0...-1	85...90	—	—
Персики	-1,1	3,77	1,93	293	59	281	541	-1...+1	85...90	-25...-30	-18
Грейпфрут	-1,11	3,81	1,93	293	31	82	173	0...+10	85...90	—	—
Сливы	-1,2	3,68	1,88	274	68	366	680	0...+10	85...90	—	—
Виноград	-1,28	3,6	1,84	270	30	119	243	0...-1	85...90	—	—

Таблица 1.4.

Прочие продукты

Наименование продукта	Теплофизические характеристики										Условия хранения свежей продукции			Условия термообработки		
	Точка замерзания, °С	Удельная теплоемкость, кДж/кг·К		Скрытая теплота заморозки, кДж/кг	Теплота дыхания, кДж/тонна·час			Температура хранения, °С	Относительная влажность, %	Температура заморозки, °С	Температура хранения мороженной продукции, °С	0°С	10°С	20°С	—	—
		До заморозки	После заморозки		0°С	10°С	20°С									
Пиво	-2,2	3,81	0	300	0	0	0	0	0	0	+1,5...+4,5	—	—	—	—	—
Маргарин		1,97	1,26	126	—	—	—	—	—	—	+1,5...+2	60...70	—	—	—	—
Мед		1,46	1,09	60	0	0	0	0	0	0	+7...+10	60...70	—	—	—	—
Масло растительное	-1	1,97	1,26	126	0	0	0	0	0	0	+1...+2	—	—	—	—	—
Яйца	-1	3,18	1,67	226	—	—	—	—	—	—	0...-1	85...90	-25...-30	—	—	-18
Шоколад	-29	3,18	1,26	126	0	0	0	0	0	0	+16...+18	—	—	—	—	—
Дрожжи	-1,4	3,22	1,72	237	0	0	0	0	0	0	—	—	—	—	—	-18
Хлеб	-1,2	2,93	1,42	123	0	0	0	0	0	0	-18	95	—	—	—	—
Пельмени	-2,2	3,0	1,67	230	0	0	0	0	0	0	-18	90...95	-30...35	—	—	-18

Таблица 1.5.

**Рекомендуемая температура размещения различных продуктов  
(температура продуктов при их закладке в холодильную камеру)**

Наименование продукта	Температура закладки, °С	Допустимое повышение температуры, К
<b>Продукты с низкой температурой заморозки</b>		
Мороженое	-26	3
Продукты различные	-18	3
Сок фруктовый, концентрированный	-20	3
Рыба	-18	3
<b>Продукты со средней температурой заморозки</b>		
Масло	-14	3
Продукты различные	-10	3
Дичь	-12	3
Жир	-14	3
Яичный желток	-12	3
Мясо		
чистое	-10	3
отходы туши, потроха	-12	3
Домашняя птица	-12	3
<b>Охлажденные продукты</b>		
Масло	+6	2
Дичь	+4	2
Молоко		
свежее	+4	2
пастеризованное	+6	2
Крольчатина	+4	2
Рыба	+2	2
Молочные продукты	+4	2
Мясо		
чистое	+7	2
отходы туши, потроха	+3	2
Домашняя птица	+4	2

## 2. Определение тепловых нагрузок на холодильную камеру для хранения пищевых продуктов при расчете ее теплового баланса

### 2.1. Общие положения

Перед тем, как приступить к подбору холодильного оборудования, необходимо рассчитать тепловой баланс холодильной камеры. Это требует получения у заказчика следующих данных:

- тип холодильной камеры (наиболее часто встречающиеся типы камер приведены в табл. 2.12);
- внутренние размеры камеры;
- материалы и толщины строительных конструкций и теплоизоляции стен, пола и потолка камеры;
- тип, количество и размеры дверей;
- наличие и тип занавесей;
- наличие тамбуров;
- температура в камере;
- тип продукта, его общая загруженная масса и суточный грузооборот;
- температура, при которой продукт поступает на термообработку, и его температура по окончании термообработки, а так же время термообработки;
- масса тары, поступающей вместе с продуктом на термообработку, и материал, из которого эта тара сделана;
- график загрузки и выгрузки продукции из камеры, количество персонала, наличие подъемно-транспортных средств (ПТС), прочих механизмов и продолжительность их работы в камере.

В случае, если холодильная камера находится внутри корпуса, желательно иметь ту часть его планировки, на которой указаны смежные с камерой помещения и указано их хозяйственно-бытовое назначение. Если нет возможности получить планировку, то заказчик должен сообщить температуры воздуха в помещениях, окружающих камеру.

Кроме того, необходимо совместно с заказчиком выяснить варианты схемной реализации холодильной установки и существующие ограничения.

Только после этого можно приступить к определению тепловых нагрузок на различные холодильные камеры и холодопроизводительность системы, достаточную для их компенсации.

Тепловые нагрузки разделяются на две категории: внешние и внутренние (см.рис.2.1).



Рис. 2.1. Схема тепловых нагрузок на холодильную камеру

**К категории внешних нагрузок относятся:**

- нагрузки, вызванные теплопритоком за счет теплопередачи через стены, пол и потолок холодильной камеры,  $Q_{стен}$ ;
- нагрузки от солнечного нагрева стен и потолка камеры,  $Q_{солн}$ ;
- нагрузки от обменной вентиляции, обусловленные притоком свежего воздуха в камеру,  $Q_{вент}$ ;
- нагрузки от инфильтрации наружного воздуха в камеру вследствие открывания дверей,  $Q_{инф}$ ;

**К категории внутренних нагрузок относятся:**

- нагрузки от термообработки продукции,  $Q_{прод}$ ;
- нагрузки, обусловленные "дыханием" хранящейся продукции (овощи и фрукты),  $Q_{дых}$ ;
- нагрузки от освещения,  $Q_{осв}$ ;
- нагрузки, обусловленные присутствием персонала,  $Q_{перс}$ ;
- нагрузки от ПТС,  $Q_{ПТС}$ ;
- нагрузки вследствие тепловыделения двигателей каждого испарительного вентилятора,  $Q_{исп}$ ;
- нагрузки в результате тепловыделения испарительных электронагревателей во время подачи на них напряжения при оттаивании испарителей,  $Q_{нагр}$ ;
- нагрузки в результате тепловыделения прочих механизмов, которые могут находиться в холодильной камере,  $Q_{проч}$ .

**2.2. Расчет теплопритока в камеру в результате теплопередачи через ее стенки**

Этот расчет выполняется отдельно для стен, потолка (крыши) и пола.

Тепловой поток при теплопередаче через стенку  $Q_{ст}$  рассчитывается по формуле:

$$Q_{ст} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт},$$

где  $K$  — коэффициент теплопередачи рассматриваемой стены, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$S$  — площадь поверхности рассматриваемой стены, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  — разность температур воздуха по обе стороны стены, К.

Коэффициент теплопередачи  $K$  определяется как:

$$K = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{нар}} \right)}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где  $\alpha_{вн}$  — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стены, Вт/м<sup>2</sup>·К.

Его величина зависит от скорости движения воздуха внутри холодильной камеры (см. таблицу 2.1);

$\sum \delta_j / \lambda_j$  — сумма тепловых сопротивлений слоев стенки и теплоизоляции, состоящей из разных материалов. Каждый  $j$ -ый слой характеризуется своей толщиной  $\delta_j$ , [м], и коэффициентом теплопроводности  $\lambda_j$ , [Вт/м·К]. Значения коэффициентов теплопроводности типовых строительных материалов и теплоизоляции приведены в таблицах 2.2 и 2.3. Необходимо отметить, что в случае плохой гидроизоляции стен значения коэффициента теплопроводности строительных материалов могут существенно увеличиваться за счет проникновения влаги внутрь материала стен. Особенно это относится к материалам с открытыми порами типа известняка и т.д. В случае, если стены камеры состоят из таких материалов, надо быть уверенным в невозможности накопления влаги внутри стены. В противном случае тепловое сопротивление стены становится слишком мало и в расчете его учитывать не следует.

$\alpha_{нар}$  — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стены, Вт/м<sup>2</sup>·К. Его величина также зависит от скорости движения воздуха вблизи стены снаружи холодильной камеры. Данные для выбора коэффициента теплоотдачи от поверхности стен к окружающему воздуху приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1.

**Коэффициент теплоотдачи от поверхности стен  $\alpha$ , Вт/м<sup>2</sup>·К.**

Скорость движения воздуха	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К
Неподвижный воздух	9,4
Скорость движения 3,35 м/сек	22,7
Скорость движения 6,7 м/сек	34,1

Таблица 2.2.

**Коэффициенты теплопроводности типовых строительных материалов**

Материал	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)
Гранит, базальт	3,5
Сланец	2,1
Известняк	1,7
Камень	1,4
Кладка из глиняного обыкновенного кирпича на цементно-песчаном растворе	0,81
Кладка из силикатного кирпича на цементно-песчаном растворе	0,87
Кладка из керамического пустотного кирпича (1300 кг/м <sup>3</sup> )	0,58
Кладка из силикатного одиннадцатипустотного кирпича	0,81
Сухая штукатурка	0,21
Гравий (наполнитель)	0,93
Глинозем	2,33
Утрамбованный грунт	1,05
Грунт песчаный	1,16
Грунт сухой	0,4
10% воды	1,75
20% воды	2,1
Песок	0,93
0% влажности	0,33
10% влажности	0,97
20% влажности	1,33
Песчаник обожженный	1,5
Бетон сплошной	1,75
Бетон пористый	1,4
Железобетон	1,7
Цементные плиты, цемент	1,92
Сосна смолистая (600...750 кг/куб.м, 15% влажности)	0,23
Сосна обыкновенная, ель, пихта (450...550 кг/куб.м, 15% влажности)	0,15
Липа, береза, клен, дуб (15% влажности)	0,15
Асфальт в полах	0,8
Рубероид, пергамин	0,17
Битум	0,47
Сталь	52
Медь	380
Латунь	110
Чугун	56
Алюминий	230
Дюралюминий	160
Асбест (асбест. Шифер)	0,35
Асбестоцемент	1,76
Плитка облицовочная	105
Бакелит	0,23
Бумага	0,14
Иней	0,47
Лед	
0°C	2,21
-20°C	2,44
-60°C	2,91
Снег	1,5
ПВХ	0,19
Резина	0,15
Стекло	1,15

Таблица 2.3.

**Коэффициент теплопроводности типовых теплоизоляционных материалов**

Теплоизоляционный материал	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)
Пенопласты формальдегидные	0,037...0,042
Пенопласты поливинилхлоридные	0,032...0,043
Пенополиуретан	0,025
Панели ISO	0,0195...0,025
Пробковая плита	0,043
Опилки древесные сухие	0,065
Шлак котельный (наполнит.)	0,33
Минеральная вата	0,05
Стекловолокно	0,036
Перлит	0,05
Картон строительный многослойный	0,13

При расчете теплопритока через стенки холодильных камер, которые могут быть подвержены сильному солнечному нагреву, к разности температур  $\Delta t$  добавляют дополнительную величину  $\Delta t'$ , значения которой в зависимости от ориентации стенок камеры по сторонам света и их наружного покрытия приведены в таблице 2.4. В результате получаем:

$$Q_{cm} = K \cdot S (\Delta t + \Delta t'), \text{ Вт}$$

Таблица 2.4.

**Дополнительный перепад температуры  $\Delta t'$ , °К, при расчете теплового потока через стену, подверженную сильному солнечному нагреву (на 15 июля в северном полушарии)**

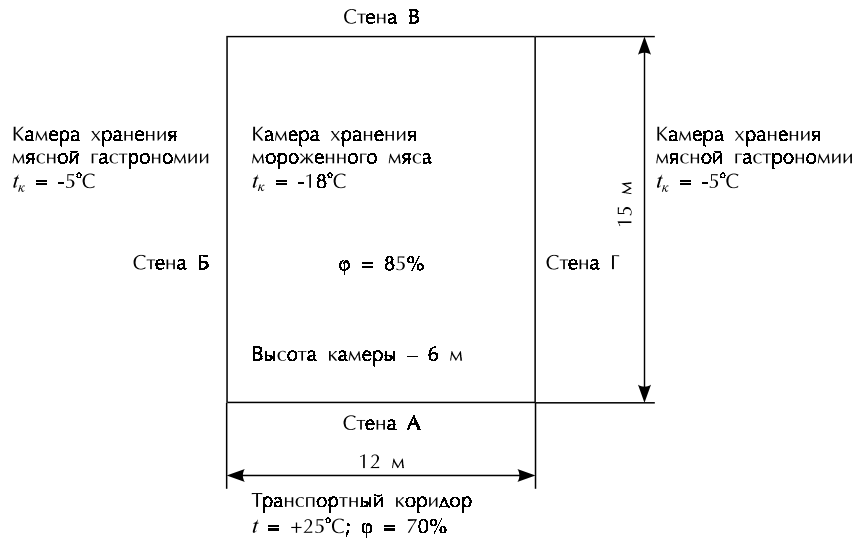
Широта	Крыша (горизонт.)	Вертикальная стена с ориентацией							
		Ю	Ю-В	В	С-В	С	С-З	З	Ю-З
<b>1. Умеренно отражающая поверхность</b>									
0°	8,5	1,6	2,3	4,1	4,9	5,2	4,9	4,1	2,3
10°	9,4	1,8	2,8	4,4	4,6	4,2	4,6	4,4	2,8
20°	10,1	1,9	3,5	4,9	4,5	3,2	4,5	4,9	3,6
30°	10,3	2,7	4,3	5,1	4,3	2,6	4,2	5,1	4,3
40°	10,2	3,8	5,0	5,2	3,9	2,4	3,9	4,2	4,9
50°	9,9	5,0	5,7	5,5	3,9	2,5	3,9	5,5	5,7
60°	9,3	6,0	6,3	5,6	3,8	2,6	4,0	5,7	6,3
70°	8,7	6,8	6,8	6,1	4,4	3,3	4,3	6,1	6,8
80°	8,7	7,3	7,2	6,9	6,2	5,9	6,2	6,9	7,2
90°	8,7	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
<b>2. Чистая отражающая поверхность типа металла</b>									
0°	6,1	1,2	1,7	2,9	3,5	3,7	3,5	2,9	1,7
10°	6,7	1,3	2,0	3,2	3,3	3,0	3,2	3,1	2,0
20°	7,2	1,4	2,5	3,5	3,2	2,3	3,2	3,5	2,5
30°	7,4	1,9	3,0	3,7	3,0	1,9	3,0	3,6	3,0
40°	7,3	2,7	3,5	3,7	2,8	1,7	2,8	3,7	3,5
50°	7,1	3,6	4,1	3,9	2,8	1,8	2,8	3,9	4,1
60°	6,6	4,3	4,5	4,0	2,7	1,9	2,8	4,1	4,5
70°	6,2	4,8	4,9	4,4	3,1	2,3	3,1	4,3	4,9
80°	6,2	5,2	5,2	4,9	4,4	4,2	4,4	4,9	5,2
90°	6,2	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0

**Пример расчета.** Дана камера хранения замороженного мяса, схема которой представлена на рисунке 2.1. Камера расположена в одноэтажном складском помещении. Даны значения температуры и влажности в самой камере, снаружи и в прилегающих помещениях.

Вертикальные стены состоят из железобетонных панелей толщиной 480 мм. Изнутри к стенам прикреплены многослойные теплоизоляционные панели, сердцевина которых выполнена из пенополиуретана толщиной 100 мм. Панели собираются таким образом, чтобы предотвратить образование тепловых мостов, и соединяются между собой при помощи специальной фурнитуры. Конструкция теплоизоляции дверей считается такой же, как у вертикальных стен. Потолок камеры собран из железобетонных плит толщиной 200 мм и теплоизолирован такими же теплоизоляционными панелями, как и вертикальные стены. Снаружи потолок гидроизолирован двумя слоями рубероида и слоем битума толщиной 7 мм. Пол камеры выполнен на грунте и состоит из двух армированных

бетонных стяжек общей толщиной 200 мм и заложенных между ними пенопластовых плит толщиной 100 мм. Пол имеет устройство электроподогрева, обеспечивающее температуру грунта под нижней стяжкой +2°C.

Требуется определить теплоприток в камеру через стены пол и потолок.



**Рис.2.2. План камеры хранения замороженного мяса. Камера хранения мороженного мяса,  $t_k = -18^\circ\text{C}$**

**Решение:** Вначале определим коэффициент теплопередачи через стены и потолок.

$$K = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} \right)}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

При этом следует иметь в виду, что внутри камеры в результате работы вентиляторов воздухоохладителей скорость движения воздуха вблизи стен находится в диапазоне 3...4 м/с, следовательно, можно принять  $\alpha_{\text{вн}} = 22,7 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . Что касается наружных поверхностей стен, то они выходят в помещения с практически неподвижным воздухом, поэтому  $\alpha_{\text{нар.стен}} = 9,37 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . С другой стороны, наружная поверхность потолка может обдуваться ветром. Скорость ветра зависит от его силы и, как правило, может меняться от штиля (0 м/с) до сильного (10,8...13,8 м/с). Примем среднее значение, то есть скорость умеренного ветра (5,5...7,9 м/с). Тогда для внешней поверхности потолка  $\alpha_{\text{нар.пот}} = 34,1 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . В результате получим

для стен:

$$K = \frac{1}{\left( \frac{1}{22,7} + \frac{0,1}{0,025} + \frac{0,48}{1,7} + \frac{1}{9,37} \right)} \approx 0,226 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

для потолка:

$$K = \frac{1}{\left( \frac{1}{22,7} + \frac{0,1}{0,025} + \frac{0,2}{1,7} + \frac{0,007}{0,47} + \frac{1}{34,1} \right)} \approx 0,238 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

слои рубероида при расчете коэффициента теплопередачи не учитываются ввиду того, что их термосопротивление практически равно 0.

для пола:

$$K = \frac{1}{\left( \frac{1}{22,7} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,2}{1,7} \right)} \approx 0,376 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

значение  $1/\alpha_{\text{нар}} = 0$  так как пол камеры выполнен непосредственно на грунте и конвективный теплообмен между полом и воздухом с наружной стороны отсутствует.

— для наружной стены А:

$$Q_{\text{стА}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (12 \cdot 6) \cdot (25 - (-18)) = 699,7 \text{ Вт}$$

— для внутренней стены Б:

$$Q_{стБ} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (15 \cdot 6) \cdot (-5 - (-18)) = 264,4 \text{ Вт} ;$$

— для внутренней стены В:

$$Q_{стВ} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (12 \cdot 6) \cdot (-18 - (-18)) = 0 \text{ Вт} ;$$

— для внутренней стены Г:

$$Q_{стГ} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,226 \cdot (15 \cdot 6) \cdot (-5 - (-18)) = 264,4 \text{ Вт} ;$$

— для потолка

$$Q_{пот} = K \cdot S \cdot (\Delta t + \Delta t') = 0,238 \cdot (12 \cdot 15) \cdot (25 - (-18) + 9,54) = 2249 \text{ Вт} ;$$

где  $\Delta t'$  взято для умеренно отражающей горизонтальной крыши на географической широте  $56^\circ$ .

Считая, что температура под бетонной плитой пола поддерживается устройством подогрева на уровне  $+2^\circ\text{C}$ , тепловой поток через пол можем определить как:

$$Q_{пола} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0,376 \cdot (12 \cdot 15) \cdot (2 - (-18)) = 1353 \text{ Вт}.$$

Отсюда полная тепловая нагрузка на камеру хранения замороженного мяса, обусловленная тепловыми потоками через ее стены, пол и потолок:

$$Q_{стен} = Q_{стА} + Q_{стБ} + Q_{стВ} + Q_{стГ} + Q_{пот} + Q_{пола} = 4829 \text{ Вт}.$$

**Внимание!** Если есть соседние холодильные камеры, то подумайте, будут ли они работать, когда работает рассчитываемая Вами камера. Если они не работают, то температура за стенкой будет равна температуре окружающего воздуха.

### 2.3. Тепловая нагрузка от обменной вентиляции

Во многих холодильных камерах (например хранилищах овощей и фруктов) время от времени предусматривается обновление находящегося там воздуха путем его частичной замены на воздух из окружающей среды (наружный воздух), температура которого большую часть года выше, чем температура в холодильной камере. Поступивший в камеру свежий воздух должен быть охлажден от наружной температуры до температуры в холодильной камере, следовательно он представляет собой для камеры дополнительную тепловую нагрузку  $Q_{вен}$ . Эта нагрузка определяется по формуле:

$$Q_{вен} = G_{возд} \cdot \Delta i, \text{ кВт} \left( \frac{\text{кДж}}{\text{с}} \right),$$

где  $G_{возд}$  — приток наружного воздуха в камеру, кг/с;

$\Delta i$  — разность энтальпий наружного воздуха и воздуха, находящегося в камере, кДж/кг;

$$\Delta i = i_{нар} - i_{внутр}$$

где  $i_{нар}$  — энтальпия наружного воздуха, кДж/кг;

$i_{внутр}$  — энтальпия воздуха в холодильной камере, кДж/кг;

Для данных температуры и относительной влажности соответствующие значения энтальпий воздуха могут быть найдены либо по диаграмме влажного воздуха, либо из специальных таблиц.

Диаграмма влажного воздуха "влагосодержание  $d$  — энтальпия  $i$ ", известная также как диаграмма Молье, представлена на рис. 2.3. Для определения параметров воздуха в произвольной точке диаграммы необходимо знать по крайней мере две величины. В общем случае в качестве таких величин используются температура воздуха,  $^\circ\text{C}$ , и его относительная влажность  $\varphi$ , %. Допустим, задано, что  $t_{возд} = +25^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 70\%$ . Тогда следуя по изотерме  $25^\circ\text{C}$  до пересечения с кривой  $\varphi = 70\%$  получаем точку А (см.рис. 2.3), влагосодержание которой  $d = 14$  г/кг сухого воздуха, а энтальпия  $i = 61$  кДж/кг. Аналогично для точки В с параметрами  $t = -18^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 85\%$  имеем  $d = 0,9$  г/кг и  $i = -16$  кДж/кг. В результате разность энтальпий воздуха с параметрами А и В  $\Delta i_{AB} + 61 - (-16) = 77$  кДж/кг.

Заметим, что диаграмма влажного воздуха строится по формулам

$$d = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{B - \varphi \cdot p_s}$$

и

$$i = t + d \cdot (2501 + 1,93t),$$

где  $\varphi$  — относительная влажность,  $\varphi = p_n/p_s$ ,  $p_s$  — давление насыщения паров воды при данной температуре,  $p_n$  — парциальное давление паров воды при данной температуре,  $t$  — температура,  $^\circ\text{C}$ , для определенного значения атмосферного (барометрического) давления  $B = p_{возд} + p_n$ , среднего в данной местности. Диаграмма на рис. 2.3. рассчитана для давления 104300 Па (782 мм рт.ст.).

Значение  $G_{возд}$  равно:

$$G_{возд} = \frac{V_{пр} \cdot \rho_{кам}}{86400}, \frac{кг}{с},$$

где  $V_{пр}$  — приток наружного воздуха, м<sup>3</sup>/сутки, в холодильную камеру,  
 $\rho_{кам}$  — плотность воздуха в холодильной камере,  
 86400 — число секунд в 24 часах (сутки).

Плотность воздуха в холодильной камере рассчитывается по уравнению:

$$\rho_{кам} = \frac{\rho_0}{\left(1 + \frac{t_{кам}}{273,15}\right)},$$

где  $\rho_0$  — плотность воздуха при температуре 0°C ( $\rho_0 = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>)  
 $t_{кам}$  — температура в холодильной камере, °C.

Наконец для суточного притока наружного воздуха имеем:

$$V_{пр} = V_{кам} \cdot n, \frac{м^3}{сутки},$$

где  $V_{кам}$  — объем холодильной камеры, м<sup>3</sup>, и

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_{кам}}} \text{ — ежесуточная степень обновления воздуха в холодильной камере, } сутки^{-1};$$

(объем  $V_{кам}$  берется в м<sup>3</sup>).

**Пример расчета.** Обратимся к примеру из пункта 2.2, считая камеру вентилируемой.

Объем камеры хранения замороженного мяса

$$V_{кам} = 12 \cdot 15 \cdot 6 = 1080 \text{ м}^3.$$

Степень обновления воздуха

$$n = \frac{70}{\sqrt{1080}} = 2,13 \text{ } сутки^{-1}.$$

Следовательно

$$V_{пр} = 1080 \cdot 2,13 = 2300 \frac{м^3}{сутки}.$$

Плотность воздуха в камере

$$\rho_{кам} = \frac{1,293}{\left(1 + \frac{(-18)}{273,15}\right)} = 1,384 \frac{кг}{м^3},$$

Приток свежего воздуха

$$G_{возд} = 2300 \cdot \frac{1,384}{86400} = 0,0368 \frac{кг}{с}.$$

В нашем примере наружный свежий воздух поступает в камеру с температурой +25°C при относительной влажности 70%. По диаграмме влажного воздуха, рис. 2.3, находим  $i_{нар} = 61$  кДж/кг.

Точно также для воздуха в холодильной камере при  $t = -18°C$  и  $\phi = 95\%$  диаграмма 2.3 дает  $i_{внутр} = -16$  кДж/кг.

Следовательно,  $\Delta i = i_{нар} - i_{внутр} = 61 - (-16) = 77$  кДж/кг.

Таким образом, тепловая нагрузка, обусловленная притоком свежего воздуха

$$Q_{вен} = 0,0368 \cdot 77 = 2,837 \text{ кВт}.$$

Вместе с тем, расчет тепловой нагрузки от обменной вентиляции может быть выполнен гораздо проще без использования диаграммы рис. 2.3. по формуле

$$Q_{вен} = n \cdot V_{кам} \cdot q_{уд} \cdot \frac{f}{86400}, \frac{ккал}{с},$$

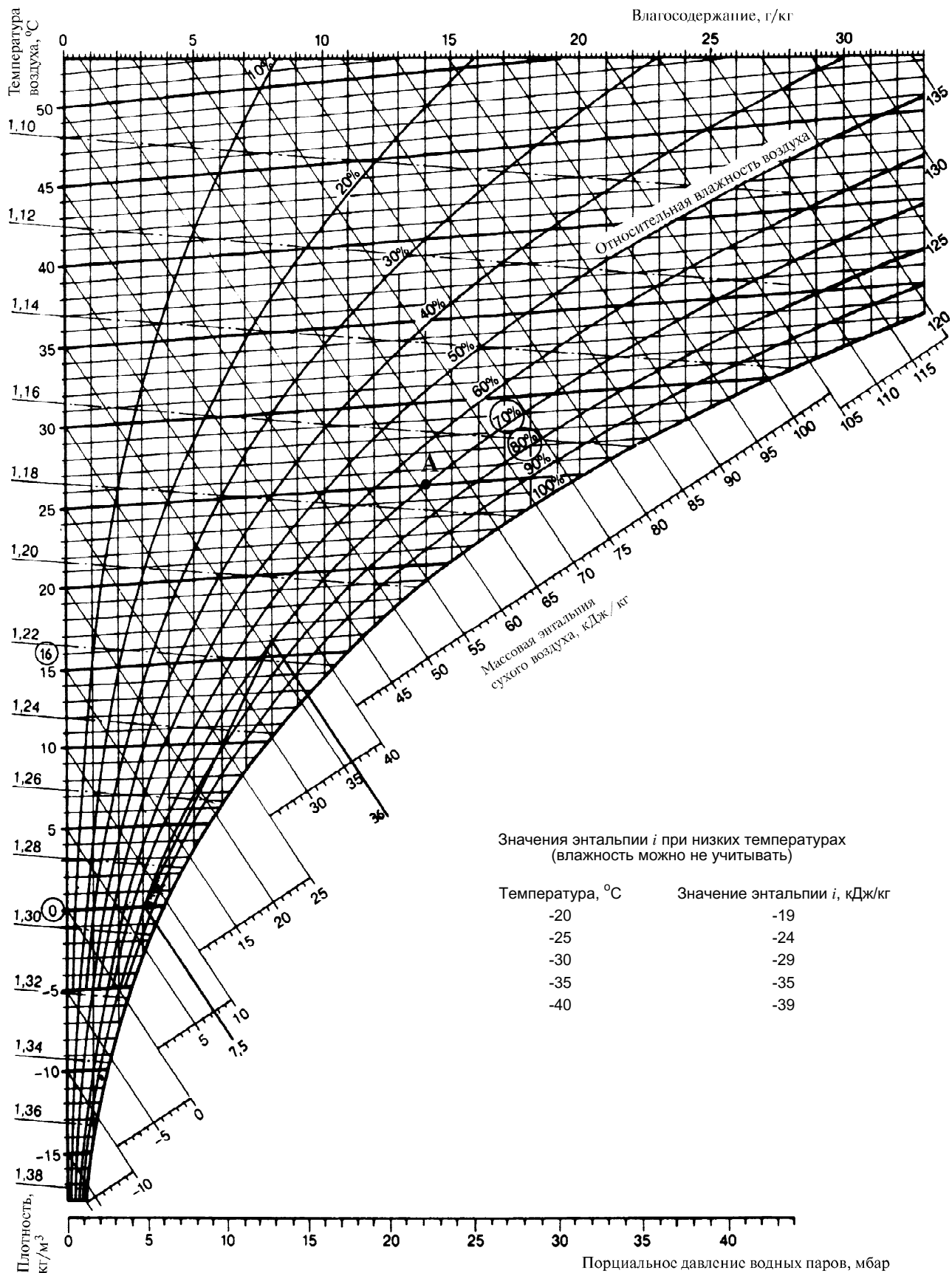


Рис. 2.3. Диаграмма влажного воздуха для атмосферного давления 104300 Па (782 мм рт. ст.), используемая для расчета изменений энтальпий.

где:  $q_{уд}$  — удельный теплоприток в камеру, зависящий от разности температур и относительной влажности воздуха в камере и свежего воздуха. Значения  $q_{уд}$  приведены в таблице 2.5.

$f$  — коэффициент интенсивности обновления воздуха. При низкой интенсивности  $f = 0,5$ , при нормальной  $f = 1,0$  и при высокой интенсивности  $f = 1,8$ .

Используя те же исходные данные, что и в предыдущем примере, имеем:  $n = 2,13$ ,  $V_{кам} = 1080 \text{ м}^3$ . Из таблицы 2.5 для  $t_{нар} = 25^\circ\text{C}$ ,  $\phi_{нар} = 70\%$  и  $t_{вн} = -18^\circ\text{C}$  интерполируя получим  $q_{уд} = 25,4 \text{ ккал/м}^3$ . Считаем, что интенсивность обновления воздуха нормальная, то есть  $f = 1,0$ .

Тогда  $Q_{вен} = 2,13 \cdot 1080 \cdot 25,4/86400 = 0,68 \text{ ккал/с}$ ,

Или, переходя к системе СИ,  $Q_{вен} = 0,68 \cdot 4,1868 = 2,847 \text{ кВт}$ , то есть полученный результат практически совпадает с результатом первого варианта расчета.

Таблица 2.5.

**Значения удельного теплопритока  $q_{уд}$ , ккал/м<sup>3</sup>, в зависимости от температуры в камере  $t_{вн}$ , температуры  $t_{нар}$  и влажности  $\phi_{нар}$  наружного воздуха**

$t_{нар}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{нар}, \%$	Температура в камере $t_{вн}, ^\circ\text{C}$									
		-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15
+10	40	16,00	13,90	11,70	9,80	7,30	5,20	2,70	0,00	0,00	0,00
	50	16,70	14,50	12,30	10,20	7,90	5,60	3,10	0,40	0,00	0,00
	60	17,20	15,00	12,80	10,70	8,40	6,20	3,50	0,90	0,00	0,00
	70	17,70	15,50	13,30	11,20	8,90	6,80	3,90	1,40	0,00	0,00
	80	18,20	16,00	13,80	11,70	9,40	7,40	4,30	1,90	0,00	0,00
+15	40	19,20	17,00	14,80	12,70	10,20	8,00	5,40	2,70	0,20	0,00
	50	20,20	17,90	15,70	13,50	11,20	8,80	6,20	3,50	1,00	0,00
	60	21,10	18,80	16,60	14,40	12,00	9,70	7,00	4,30	1,80	0,00
	70	22,00	19,70	17,50	15,30	12,90	10,60	7,80	5,10	2,60	0,10
	80	22,90	20,60	18,40	16,20	13,80	11,50	8,60	5,90	3,40	0,90
+20	40	22,40	20,10	17,90	15,60	13,10	10,80	8,10	5,50	2,90	0,30
	50	23,70	21,30	19,10	16,80	14,30	12,00	9,30	6,60	4,00	1,40
	60	25,00	22,60	20,40	18,10	15,50	13,20	10,50	7,70	5,10	2,50
	70	26,30	23,90	21,70	19,40	16,70	14,40	11,70	8,80	6,20	3,60
	80	27,00	25,20	23,00	20,70	17,90	15,60	12,90	9,90	7,30	4,70
+25	40	26,00	23,60	21,30	19,00	16,50	14,10	11,40	8,60	6,00	3,40
	50	27,80	25,30	23,00	20,70	18,10	15,70	12,90	10,20	10,20	4,60
	60	29,50	27,00	24,70	22,30	19,70	17,30	14,50	11,70	11,70	6,10
	70	31,20	28,70	26,40	23,90	21,30	18,90	16,10	13,20	10,40	7,60
	80	32,90	30,40	28,10	25,50	22,90	20,50	17,70	14,70	11,90	9,10
+30	40	30,20	27,70	25,40	23,00	20,40	18,00	15,10	12,30	9,50	6,70
	50	32,50	30,00	27,60	25,20	22,50	20,10	17,20	14,40	11,50	8,60
	60	35,00	32,40	30,00	27,50	24,80	22,30	19,40	16,50	13,60	10,70
	70	37,50	34,80	32,40	29,80	27,10	24,50	21,60	18,60	15,70	12,80
	80	40,00	37,20	34,80	32,10	29,40	26,70	23,80	20,70	17,80	14,90
+35	40	35,00	32,40	30,00	27,50	24,80	22,30	19,40	16,50	13,60	10,70
	50	38,40	35,70	33,20	30,70	27,90	25,30	22,40	19,40	16,50	13,60
	60	41,60	38,80	36,30	33,70	30,80	28,20	25,20	22,20	19,20	16,20
	70	44,80	41,90	39,40	36,70	33,70	31,10	28,00	25,00	21,90	18,80
	80	48,00	45,00	42,50	39,70	36,60	34,00	30,80	27,80	24,60	21,40
+40	40	41,00	38,30	35,70	33,20	30,30	27,70	24,70	21,70	18,70	15,70
	50	45,20	42,40	39,80	37,10	34,20	31,50	28,40	25,40	22,30	19,20
	60	49,50	46,70	43,90	41,20	38,20	35,50	32,30	29,20	26,00	22,80
	70	53,80	51,00	48,00	45,30	42,20	39,50	36,20	33,00	29,70	26,40
	80	58,10	55,30	52,10	49,40	46,20	43,50	40,10	36,80	33,40	30,00

**2.4. Тепловая нагрузка вследствие открывания дверей**

В тех случаях, когда в качестве помещения для хранения пищевой продукции используются холодильные камеры, рекомендуется производить расчет тепловой нагрузки вследствие открывания дверей камеры при ее загрузке и выгрузке. В общем случае каждая камера может иметь несколько дверей, однако считается, что их одновременное открытие происходит очень редко, поэтому тепловую нагрузку вследствие открывания дверей как правило рассчитывают только для одной двери. Формулы для расчета тепловой нагрузки вследствие открывания дверей, или, как ее часто называют, тепловой нагрузки вследствие инфильтрации воздуха  $Q_{инф}$ , могут иметь различный вид, однако их структура примерно одинакова и выглядит так:

$$Q_{инф} = q \cdot D_{\tau} \cdot D_f \cdot (1 - E), \text{ кВт},$$

где  $q$  — суммарная суточная тепловая нагрузка на холодильную камеру, кВт, для полностью установившегося воздушного потока с учетом разностей плотности, теплосодержания, влагосодержания наружного и внутреннего воздуха, а также размеров дверного проема;

$D_{\tau}$  — коэффициент, учитывающий время, когда в течение суток дверь остается открытой;

$D_f$  — коэффициент, учитывающий характер воздушного потока в дверном проеме;

$E$  — степень эффективности защитного устройства (завесы) дверного проема.

Выражения для расчета составляющих данной формулы приведены ниже.

$$q = 0,692A(i_{нар} - i_{вн})\rho_{вн}F_m \sqrt{H \left(1 - \frac{\rho_{нар}}{\rho_{вн}}\right)},$$

где  $A$  — площадь дверного проема, м<sup>2</sup>. Для прямоугольной двери  $A = H \cdot L$ ,

где  $H$  — высота и  $L$  — ширина дверного проема, м.;

$i_{нар}$ ,  $i_{вн}$  — теплосодержание (энтальпия), кДж/кг, соответственно наружного и внутреннего воздуха;

$\rho_{нар}$ ,  $\rho_{вн}$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>, соответственно наружного и внутреннего воздуха;

$F_m$  — коэффициент, учитывающий разность плотностей воздуха снаружи и внутри камеры.

$$F_m = \left[ \frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{вн}}{\rho_{нар}}\right)^{1/3}} \right]^{3/2}.$$

Значения  $F_m$  для справки даны в таблице:

$\rho_{вн}/\rho_{нар}$	0,95	1	1,05	1,1	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
$F_m$	1,013	1	0,988	0,976	0,965	0,955	0,945	0,935	0,926	0,917

Коэффициент  $D_{\tau}$  определяется по формуле:

$$D_{\tau} = \frac{n\tau_{1откр} + 60\tau_{2откр}}{86400},$$

где  $n$  — ежесуточное число проходов через дверной проем;

$\tau_{1откр}$  — время открывания/закрывания двери, с, при каждом проходе;

$\tau_{2откр}$  — время, минуты, в течение суток, когда дверь остается открытой.

Значение  $\tau_{1откр}$  для обычных дверей, открываемых и закрываемых с помощью шнура, равно приблизительно 25 секундам, а для высокоскоростных дверей находится в пределах от 10 до 15 секунд.

Время  $\tau_{2откр}$  определяется по формуле  $\tau_{2откр} = v_{откр} m_{пр}$ ,

где  $v_{откр}$  — средняя продолжительность времени, в течение которого дверь остается открытой для загрузки (выгрузки) товара, мин/тону (см. таблицу 2.6.);

$m_{пр}$  — суточный грузооборот товара, тонн/сутки.

Суточный грузооборот товара в холодильной камере (хранилище) определяется исходя из условий ее (его) эксплуатации и, как правило, составляет от 5 до 25% полной вместимости  $M$ , кг, камеры (хранилища).

Таблица 2.6.

**Средняя продолжительность открытия двери при загрузке (разгрузке) холодильной камеры (хранилища)**

Тип товара	Продолжительность $v_{откр}$ , мин/тонна
Мясные туши на крюках	1,0
Штабели на поддонах	0,8

Полная вместимость холодильной камеры может быть рассчитана по формуле:

$$M = F \cdot h_{шт} \cdot \rho_{укл} \cdot \eta_0, кг$$

где  $F$  — поверхность пола холодильной камеры, м<sup>2</sup>;

$h_{шт}$  — максимальная высота штабелирования продуктов;

$\rho_{укл}$  — плотность укладки продуктов, находящихся в камере, кг/м<sup>3</sup> (см. таблицу 2.7);

$\eta_0$  — коэффициент размещения товара на полу камеры с учетом проходов, расстояний между ящиками, поддонами и т.п. (см. таблицу 2.8).

Таблица 2.7.

**Плотность укладки продуктов в холодильной камере,  $\rho_{укл}$**

Продукты	$\rho_{укл}$ кг/м <sup>3</sup>	Упаковка
<b>Животные продукты:</b>		
Жир животный	900	ящики
Масло сливочное	650	бочонки
	1000	коробки картонные
Молоко	800	ящики
Мясо охлажденное на крюке	350	внавал
соленое	650	коробки
вяленое	650	тюки
Мясо мороженое		
говядина	300	внавал
баранина	300	внавал
свинина	350	внавал
Рыба в рассоле	350	бочки
сельди	800	бочки
треска соленая	600	ящики
сардины	900	бочки
Сало	500	бочки
Сало свиное топленое	550	бадья (ведра)
Сало соленое	650	бочки
Супродукты мясные	500	бочки
Сыр	500	ящики
Яйца	350	ящики
желток	600	бочки
желток замороженный	1000	фляги
<b>Растительные продукты (овощи)</b>		
Зеленый горошек	700	мешки
Зеленый горошек	440	быстрая упаковка
Капуста	610	быстрая упаковка
Капуста цветная, соцветия	330	быстрая упаковка
Картофель	400	мешки
	700	внавал
Кукуруза	700	мешки
Лук репчатый	450	мешки
Морковь, кубики	420	быстрая упаковка
Овощное рагу	420	быстрая упаковка
Огурцы, кружочки	500	быстрая упаковка
Перец	400	мешки
Репка, редис	600	внавал
Соя в зернах	800	мешки
Томаты, кружочки	500	
Фасоль	600	мешки
	700	внавал
Фасоль, стручки	370	быстрая упаковка
Чечевица	600	мешки
Шпинат	610	быстрая упаковка
<b>Растительные продукты (фрукты и ягоды)</b>		
Апельсины	400	ящики
Бананы	250	гроздь
	300	ящики деревянные
Вишня	450	быстрая упаковка
Изюм	600	ящики

Мандарины	450	ящики
Пюре яблочное	670	быстрая упаковка
Фрукты экзотические	350	ящики
Шелковица	600	ящики
	800	внавал
Яблоки	350	ящики
Ягоды разные	450	быстрая упаковка
	<b>Прочие:</b>	
Арахис очищенный	400	мешки
Арахис неочищенный	250	мешки
Вино	400	бочки
	650	контейнеры пластмассовые
Десерт	155	картон и алюминиевая фольга
Дрожжи пекарные	260	пакеты
Зерно	650	внавал (без упаковки)
Какао	450	мешки
Кофе лущеный	500	мешки
Кофе неочищенный	450	мешки
Кулинарные полуфабрикаты в фольге	175	тарелки с тремя отделениями
	325	тарелки с одним отделением
Макароны	200	ящики
Масло растительное	650	бочки
Мед	900	бочки
Миндаль очищенный	500	мешки
Миндаль неочищенный	350	мешки
Мука	700	мешки
Пирожные (печенье)	240	картон и алюминиевая фольга
сухие	100	пакеты
с кремом	70	картонные коробки
Пиво	600	бочки
	650	ящики
Раковины	40	корзинки
Рис	700	мешки
Ром	550	бочки
Сахар	750	мешки
Солод	400	бочки
	650	мешки
Табак	250	тюки
	350	бочки
Хлеб	250	внавал

Таблица 2.8.

**Коэффициент размещения товара  $\eta_0$  на полу холодильной камеры  
в зависимости от типа складироваемых продуктов**

Тип складированного товара		$\eta_0$
Охлажденные товары на поддонах	малая скорость оборота	0,65...0,70
	большая скорость оборота	0,45...0,50
Замороженные товары на поддонах	малая скорость оборота	0,75...0,80
	большая скорость оборота	0,50...0,60

Коэффициент  $D_f$  представляет собой отношение текущей интенсивности воздухообмена к интенсивности при полностью установившемся воздушном потоке. Значение  $D_f$  зависит от разницы температур внутри камеры и снаружи, меняясь от 1,1 для разности 7...10 К до 0,8 при разности 16 К и более.

Степень эффективности защитного устройства  $E$  зависит от его конструкции. При отсутствии защитного устройства  $E = 0$ , для защитного устройства виде шторы  $E = 0,2$ , для воздушной завесы  $E = 0,7$ .

**Пример расчета.** Вновь обратимся к примеру п.2.2. и определим тепловую нагрузку, обусловленную открыванием дверей  $Q_{инф}$ .

Находим суммарную суточную тепловую нагрузку  $q$ . Имеем:

- площадь дверного проема  $A = H \cdot L = 2,5 \cdot 2,0 = 5 \text{ м}^2$ ;
- разность энтальпий  $\Delta i = i_{нар} - i_{вн} = 61 - (-16) = 77 \text{ кДж/кг}$  (эти величины были найдены в п.2.3.);
- $\rho_{вн} = 1,384 \text{ кг/м}^3$  (значение  $\rho_{вн}$  также было рассчитано в п.2.3);
- $\rho_{нар} = 1,293 (1 + 25/273,15) = 1,185 \text{ кг/м}^3$ ;
- для  $F_m$  имеем:

$$F_m = \left[ \frac{2}{1 + \left( \frac{1,384}{1,185} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} = 0,9586 .$$

Тогда

$$q = 0,692 \cdot 5 \cdot 77 \cdot 1,384 \cdot 0,9586 \cdot \sqrt{2,5 \left( 1 - \frac{1,185}{1,384} \right)} = 211,92 \text{ кВт} .$$

Для расчета коэффициента  $D_\tau$  вначале найдем полную вместимость камеры  $M$ :

$$M = 12 \cdot 15 \cdot 4,5 \cdot 300 \cdot 0,75 = 182250 \text{ кг},$$

где высота штабелирования  $h_{шт} = 4,5 \text{ м}$ ,  $\rho_{укл} = 300 \text{ кг/м}^3$  (см. таблицу 2.7, говядина мороженая внавал),  $\eta_0 = 0,75$  (таблица 2.8, замороженные продукты на поддонах с малой скоростью оборота).

Считая, что суточный грузооборот равен 10% от полной вместимости камеры, получим:

$$m_{пр} = 0,1 \cdot M = 0,1 \cdot 182250 = 18225 \text{ кг}.$$

Тогда время  $\tau_{2откр}$  определяется как:

$$\tau_{2откр} = 0,8 \cdot 18,225 = 14,58 \text{ мин},$$

где  $\tau_{откр} = 0,8 \text{ мин/тонну}$  (см. таблицу 2.6, товар, поступающий на поддонах).

Считая, что суточный грузооборот обеспечивается за 6 проходов:

$$D_\tau = \frac{6 \cdot 15 + 60 \cdot 14,58}{86400} = 0,01117 ,$$

где  $\tau_{1откр} = 15 \text{ секунд}$  (автоматические двери).

Если предположить, что защитное устройство отсутствует, а  $D_f = 1,1$ , окончательно получим:

$$Q_{инф} = 211,92 \cdot 0,01117 \cdot 1,1 = 2,6031 \text{ кВт} = 2603,1 \text{ Вт} .$$

В ряде литературных источников формула для расчета теплопритока инфильтрации имеет вид:

$$Q_{инф} = [8 + 0,067 \Delta t] \tau_{откр} \cdot A (i_{нар} - i_{вн}) \rho_{вн} \sqrt{H \left( 1 - \frac{\rho_{нар}}{\rho_{вн}} \right) (1 - E)} , \text{ Вт} ,$$

где  $\Delta t = t_{нар} - t_{вн}$ , К, разность температур наружного воздуха ( $t_{нар}$ ) и воздуха внутри камеры ( $t_{вн}$ );

$$\tau_{откр} = \frac{\nu_{откр} \cdot m_{пр}}{24} , \text{ мин/час} \text{ — относительное время, в течение которого}$$

дверь находится в открытом состоянии.

Остальные обозначения те же, что и в формулах выше. Используя исходные данные предыдущего примера, определим значение  $Q_{инф}$  с учетом того, что  $\Delta t = 25 - (-18) = 43 \text{ К}$  (см.рис.2.1), а

$$\tau_{откр} = \frac{0,8 \cdot 18,225}{24} = 0,61 \text{ мин/час. Получим:}$$

$$Q_{инф} = [8 + 0,067 \cdot 43] \cdot 0,61 \cdot 1,384 \cdot 5 \sqrt{2,5 \cdot \left( 1 - \frac{1,185}{1,384} \right)} \cdot (61 - (-16)) \cdot 1 = 2120 , \text{ Вт} .$$

Для расчета теплопритока в результате инфильтрации можно воспользоваться также уравнением:

$$Q_{инф} = 0,577AH^{1/2} \left( \frac{Q_s}{A} \right) \left( \frac{1}{R_s} \right) \cdot D_\tau \cdot D_f(1 - E), \text{ кВт},$$

где  $Q_s / A$  — удельный теплоприток на единицу площади дверного проема, кВт/м<sup>2</sup>  
(значения  $Q_s / A$  приведены на графике рис. 2.4);

$R_s$  — параметр, характеризующий отношение теплопритока за счет более высокого теплосодержания свежего воздуха к полному теплопритоку с учетом влажности окружающей среды и влажности в камере (определяется из таблиц 2.9 и 2.10).

Остальные обозначения те же, что и в формулах выше. Вновь определим значение  $Q_{инф}$ , пользуясь исходными данными нашего примера.

Имеем:  $A = 5 \text{ м}^2$ ,  $H^{0,5} = 1,58 \text{ м}^{0,5}$  для  $t_{нар} = 25^\circ\text{C}$  и  $t_{вн} = -18^\circ\text{C}$  из графика (2.3) получаем  $Q_s / A = 25 \text{ кВт/м}^2$  и, интерполируя данные таблиц (2.9) и (2.10),  $R_s = 0,596$ , откуда:

$$Q_{инф} = 0,577 \cdot 5 \cdot 1,58 \cdot 25 \cdot \left( \frac{1}{0,596} \right) \cdot 0,01117 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 2,896 \text{ кВт} = 2896 \text{ Вт}.$$

Таблица 2.9.

### Значения параметра $R_s$ в зависимости от температуры и влажности наружного воздуха

$t_{нар}^c$ , °C	$t_{нар}^{вз}$ , °C	$\Phi_{нар}$ , %	Температура в камере, °C при относительной влажности $\phi = 90\%$										
			-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
30	19,7	30	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,72	0,73	0,77	0,87	—	
30	21,8	40	0,71	0,69	0,68	0,66	0,65	0,63	0,63	0,64	0,68	0,83	
30	23,9	50	0,66	0,64	0,62	0,60	0,59	0,57	0,56	0,55	0,56	0,62	
30	25,8	60	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48	0,48	0,49	
35	19,0	20	0,80	0,79	0,78	0,77	0,77	0,77	0,79	0,84	0,96	—	
35	21,6	30	0,72	0,71	0,69	0,68	0,67	0,66	0,67	0,68	0,72	0,86	
35	24,0	40	0,66	0,64	0,63	0,61	0,59	0,58	0,57	0,57	0,58	0,63	
35	26,3	50	0,61	0,59	0,57	0,55	0,53	0,52	0,50	0,49	0,48	0,50	
35	28,3	60	0,56	0,54	0,53	0,51	0,49	0,47	0,45	0,43	0,42	0,41	
40	20,7	20	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,72	0,73	0,75	0,82	0,98	
40	23,6	30	0,68	0,66	0,65	0,63	0,62	0,61	0,60	0,61	0,62	0,68	
40	26,2	40	0,61	0,59	0,58	0,56	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,52	
40	28,6	50	0,55	0,54	0,52	0,50	0,48	0,47	0,45	0,43	0,42	0,42	

Примечание:  $t_{нар}^c$  — температура наружного воздуха по "сухому" термометру;  $t_{нар}^{вз}$  — температура наружного воздуха по "влажному" термометру;  $\Phi_{нар}$  — относительная влажность наружного воздуха.

Таблица 2.10.

### Значения параметра $R_s$ в зависимости от температуры и влажности наружного воздуха и температуры в камере

$t_{нар}$ , °C	$\Phi_{нар}$ , %	Температура в камере $t_{вн}$ , °C при относительной влажности $\phi = 90\%$									
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	
20	100	0,62	0,60	0,57	0,55	0,53	0,50	0,44	0,44	0,41	
20	80	0,67	0,65	0,63	0,61	0,58	0,56	0,53	0,51	0,48	
20	60	0,73	0,71	0,69	0,68	0,65	0,63	0,61	0,60	0,59	
20	40	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,73	0,73	0,76	
20	20	0,89	0,88	0,88	0,87	0,87	0,87	0,80	0,93	—	
15	100	0,67	0,65	0,63	0,60	0,58	0,55	0,51	0,48	0,45	
15	80	0,72	0,70	0,68	0,66	0,63	0,61	0,58	0,55	0,53	
15	60	0,77	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,65	0,66	
15	40	0,84	0,83	0,81	0,80	0,79	0,78	0,78	0,79	0,87	
15	20	0,91	0,91	0,90	0,90	0,90	0,91	0,93	—	—	
10	100	0,72	0,70	0,68	0,65	0,62	0,59	0,56	0,52	0,48	
10	80	0,76	0,75	0,73	0,70	0,68	0,65	0,63	0,60	0,59	
10	60	0,81	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,71	0,71	0,77	
10	40	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82	0,83	0,88	—	
10	20	0,93	0,93	0,92	0,92	0,92	0,94	0,99	—	—	
5	100	0,77	0,7	0,73	0,70	0,67	0,64	0,60	0,55	0,49	
5	80	0,81	0,79	0,77	0,75	0,72	0,70	0,67	0,65	0,68	
5	60	0,85	0,83	0,82	0,80	0,79	0,77	0,77	0,79	—	
5	40	0,89	0,88	0,88	0,87	0,86	0,86	0,89	—	—	

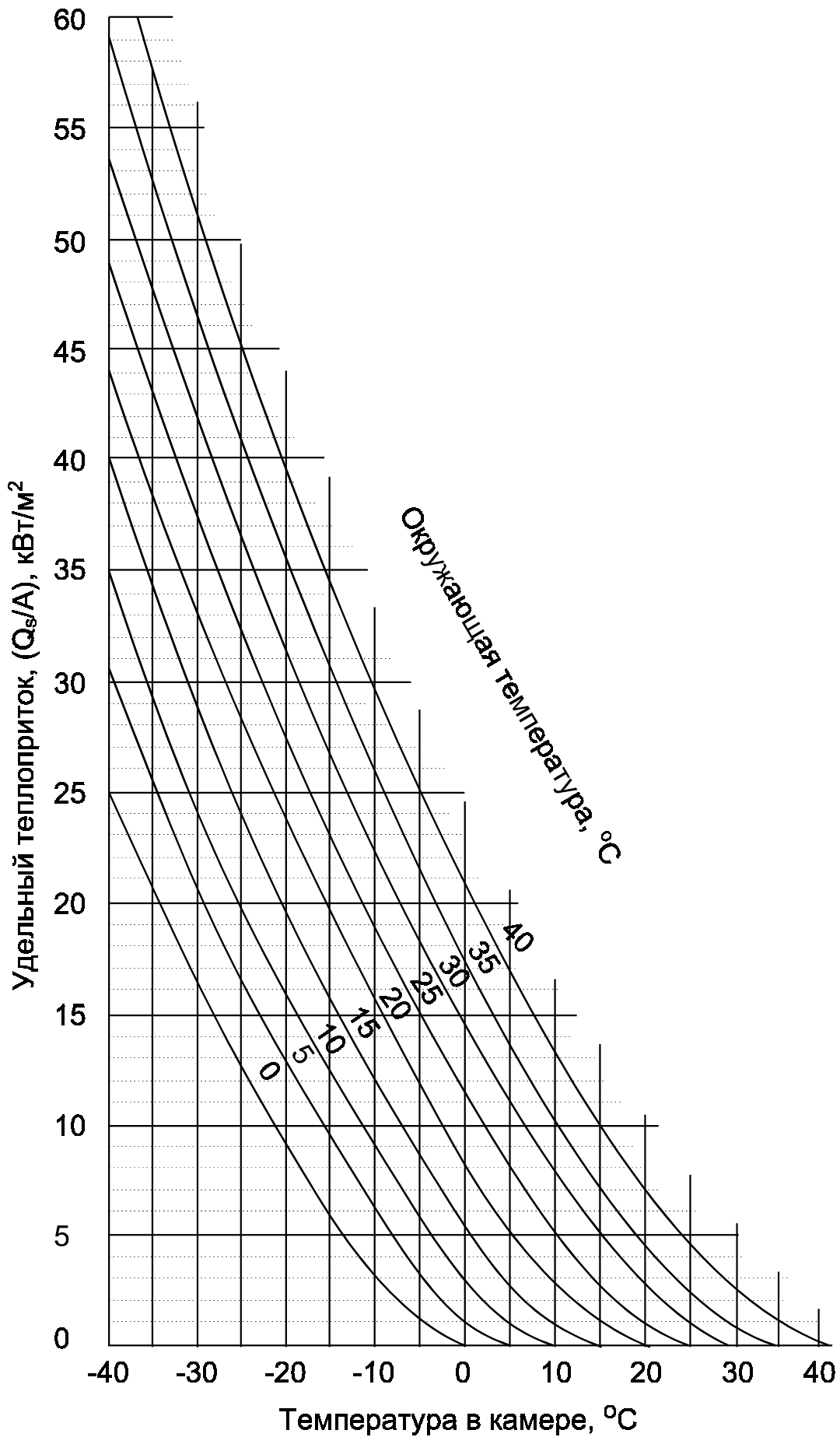


Рис. 2.4. Значения удельного теплопотока в зависимости от температуры окружающей среды и температуры в камере.

5	20	0,95	0,94	0,94	0,94	0,95	0,98	—	—	—
0	100	0,81	0,79	0,77	0,74	0,71	0,67	0,63	0,56	—
0	80	0,84	0,83	0,81	0,79	0,76	0,74	0,71	0,71	—
0	60	0,88	0,86	0,85	0,84	0,82	0,81	0,83	0,98	—
0	40	0,92	0,91	0,90	0,89	0,89	0,91	0,98	—	—
0	20	0,96	0,96	0,96	0,96	0,98	—	—	—	—
-5	100	0,85	0,83	0,81	0,79	0,75	0,71	0,65	—	—
-5	80	0,88	0,86	0,85	0,83	0,81	0,78	0,78	—	—
-5	60	0,91	0,90	0,88	0,87	0,87	0,87	0,98	—	—
-5	40	0,94	0,93	0,93	0,92	0,93	0,98	—	—	—
-5	20	0,97	0,97	0,97	0,98	—	—	—	—	—
-10	100	0,88	0,87	0,85	0,82	0,79	0,74	—	—	—
-10	80	0,91	0,89	0,88	0,86	0,85	0,84	—	—	—
-10	60	0,93	0,92	0,91	0,91	0,91	0,97	—	—	—
-10	40	0,95	0,95	0,95	0,95	0,98	—	—	—	—
-10	20	0,98	0,98	0,99	—	—	—	—	—	—
-15	100	0,91	0,90	0,88	0,85	0,81	—	—	—	—
-15	80	0,93	0,92	0,91	0,89	0,89	—	—	—	—
-15	60	0,95	0,94	0,94	0,94	0,98	—	—	—	—
-15	40	0,97	0,97	0,97	0,99	—	—	—	—	—
-15	20	0,99	0,99	1,00	—	—	—	—	—	—

Таким образом, расчеты по вышеприведенным формулам при одних и тех же исходных данных приводят к близким значениям  $Q_{инф}$  (соответственно 2603, 2120 и 2896 Вт). Поскольку все приведенные формулы для расчета  $Q_{инф}$  являются эмпирическими, мы рекомендуем брать либо среднее значение, которое в данном случае равно примерно 2540 Вт, либо максимальное, что обеспечит определенный запас рабочих параметров установки.

В ряде случаев холодильные камеры имеют технологические окна, через которые подлежащая переработке продукция подается непрерывно. Это могут быть камеры для закатки мороженого, заморозки пельменей и т.п. В таких случаях массообмен между воздухом холодильной камеры и окружающей средой также происходит непрерывно в течение всего времени технологического цикла термообработки, в результате чего процесс массообмена становится квазистационарным (см.рис.2.5). Для такого массообмена теплоприток в результате инфильтрации может быть рассчитан по формуле:

$$Q_{инф} = 0,3U_m A (i_{нар} - i_{вн}) \rho_{нар} D_{\tau} (1 - E), \text{ кВт} ,$$

где  $U_m$  — максимальное значение скорости воздушного потока через технологическое окно, м/с;

$D_{\tau} = \frac{\tau_{тц}}{24}$  — коэффициент длительности технологического цикла термообработки;

$\tau_{тц}$  — время, часы, когда в течение суток задействовано технологическое окно;

$E$  — эффективность завесы технологического окна;

$A$  — площадь проходного сечения технологического окна, м<sup>2</sup>.

Значение  $U_m$  может находиться в пределах от 0,1 до 0,8 м/с в зависимости от перепада температур камеры и окружающей среды.

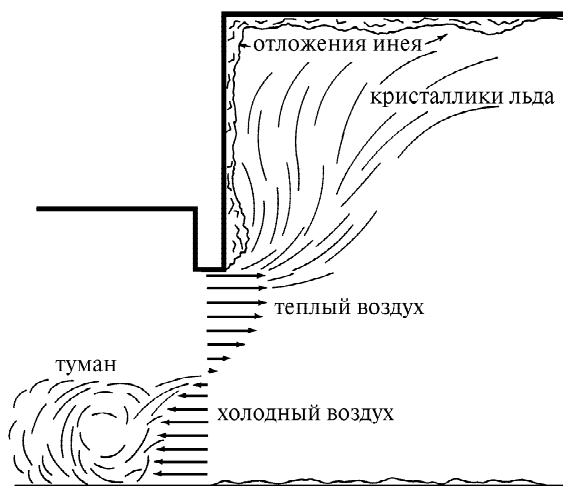


Рис. 2.5. Характер массообмена через технологическое окно холодильной камеры.

**2.5. Тепловая нагрузка при термообработке продуктов**

Этот вид тепловой нагрузки является следствием того, что почти всегда температура закладываемых в холодильную камеру продуктов выше температуры в камере. Следовательно, продукты в течение определенного времени, пока их температура не сравняется с температурой внутри камеры, будут выделять в пространство внутри камеры определенное количество тепла.

Тепловая нагрузка, обусловленная понижением температуры заложенных в камеру продуктов до температуры хранения, определяется по формуле:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{(m_{\text{пр}} \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2) + m_{\text{пр}} \cdot L + m_{\text{пр}} \cdot c_2 \cdot (t_2 - t_3))}{86400}, \text{ кВт},$$

где  $m_{\text{пр}}$  — суточный грузооборот продуктов, кг/сутки;

$c_1$  — средняя удельная теплоемкость в интервале температур от  $t_1$  до  $t_2$  для каждого типа закладываемых продуктов, кДж/кг;

$t_1$  — начальная температура закладываемых продуктов, °С;

$t_2$  — температура верхней точки заморозания закладываемых продуктов, °С;

$L$  — скрытая теплота замораживания закладываемых продуктов, кДж/кг;

$c_2$  — средняя удельная теплоемкость в интервале температур от  $t_2$  до  $t_3$  для каждого типа закладываемых продуктов кДж/кг·К;

$t_3$  — температура хранения продуктов, °С;

86400 — число секунд в сутках, с/сутки.

Таким образом,  $c_1$  является средней удельной теплоемкостью заложенных продуктов при температурах выше их точки заморозания, а  $c_2$  — средней удельной теплоемкостью этих продуктов при температурах ниже их точки заморозания.

Если в камеру закладываются разные продукты, вместо того, чтобы рассчитывать их тепловыделение по отдельности, можно вычислить средние удельные теплоемкости для всех в совокупности продуктов различных типов как до заморозания, так и после заморозания по формуле:

$$c_m = \frac{(m_1 c_{m1} + m_1 c_{m2} + \dots + m_n c_{mn})}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}.$$

Когда камера предназначена только для охлаждения заложенных в нее продуктов без их замораживания, формула для расчета тепловой нагрузки от заложенных продуктов упрощается и принимает вид:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{m_{\text{пр}} c_1 (t_1 - t_2')}{86400}, \text{ кВт}; \text{ где } t_2' > t_2.$$

В случае, если продукт поступает в замороженном виде и хранится при температурах ниже температуры его заморозания, формула принимает вид:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{m_{\text{пр}} c_2 (t_2'' - t_3)}{86400}, \text{ кВт}; \text{ где } t_2'' < t_2.$$

В случае, если камера предназначена для заморозки продуктов за период времени меньше суток формула для расчета тепловой нагрузки от продуктов принимает вид:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{(m_{\text{пр}} \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2) + m_{\text{пр}} \cdot L + m_{\text{пр}} \cdot c_2 \cdot (t_2 - t_3))}{n \cdot 3600}, \text{ кВт},$$

где  $m_{\text{пр}}$  — масса продуктов, поступающих на термообработку, кг;

$n$  — время термообработки продуктов в часах.

Значения теплофизических характеристик продуктов, необходимые для расчета величины  $Q_{\text{прод}}$ , приведены в таблицах 1.1.-1.4.

**Пример расчета.** Взяв в качестве примера камеру для хранения замороженного мяса (из пункта 2.2) мы увидим, что оценка суточного грузооборота товара, выполненная в предыдущем пункте, дает нам значение этого грузооборота, равное 18 225 кг. Если допустить, что мясо при закладке на хранение имеет температуру -5°С, а его средняя удельная теплоемкость равна 1,8 кДж/кг (данные таблицы 1.1) и температура хранения мяса -18°С, то тепловая нагрузка от термообработки мяса определяется как:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{m_{\text{пр}} c_2 (t_2'' - t_3)}{86400} = \frac{18225 \cdot 1,8 \cdot (-5 - (-18))}{86400} = 4,936 \text{ кВт}.$$

**2.6. Тепловая нагрузка в результате "дыхания" заложенных в камеру продуктов**

Свежие продукты растительного происхождения при хранении в холодильных камерах выделяют тепло, обусловленное происходящими в них биохимическими процессами (их так называемым "дыханием") точно также, как это делают сыры во время своего созревания или пиво во время своего брожения. Следовательно, при наличии таких продуктов нужно учитывать соответствующую тепловую нагрузку  $Q_{дых}$ , которая определяется по формуле:

$$Q_{дых} = \frac{m \cdot q_{дых}}{86400}, \text{ кВт},$$

где  $m$  — масса рассматриваемых продуктов, кг;  
 $q_{дых}$  — теплота дыхания данных продуктов, кДж/кг·сутки;  
 86400 — число секунд в сутки, с/сутки;

или

$$Q_{дых} = \frac{m \cdot q_{дых}}{3600}, \text{ кВт},$$

где  $q_{дых}$  берется из таблицы 1.2 или 1.3 и измеряется в кДж /тонну·час.;

$m$  — масса рассматриваемых продуктов, тонн.

**Пример расчета.** Обратимся к примеру из предыдущего раздела, касающемуся камеры для хранения мороженого мяса. Имея ввиду, что тепло в результате дыхания (брожения, созревания) выделяют только свежие продукты растительного происхождения, пиво и сыры, получим:

$$Q_{дых} = 0.$$

**2.7. Тепловая нагрузка от освещения**

В обычных холодильных камерах светильники должны быть устойчивыми к воздействию холода, влаги и пыли, водонепроницаемыми и иметь противоударную защиту. Номинальная освещенность холодильной камеры, как правило, колеблется между 60 и 100 люксами, поэтому в расчетах может применяться значение тепловой нагрузки в пределах 3... 6 Вт на квадратный метр камеры.

В общем случае тепловая нагрузка от освещения  $Q_{осв}$  рассчитывается по формуле

$$Q_{осв} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт},$$

где  $n$  — число светильников;  
 $P$  — мощность каждого светильника, Вт, включая мощность стартера для люминесцентных ламп с горячим катодом;  
 $\tau$  — ежедневное время работы светильников, час/сутки;  
 24 — число часов в сутках.

**Пример расчета.** Вновь обратимся к примеру из пункта 2.2 и определим тепловую нагрузку от освещения, зная что камера освещена 4 светильниками, единичная мощность каждого из которых равна 125 Вт, и работают они 4 часа в сутки.

Имеем:

$$Q_{осв} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24} = \frac{4 \cdot 125 \cdot 4}{24} = 83 \text{ Вт}.$$

**2.8. Тепловая нагрузка, обусловленная присутствием персонала**

Тепловая нагрузка, обусловленная присутствием персонала  $Q_{перс}$ , рассчитывается по формуле:

$$Q_{перс} = \frac{n \cdot q_{перс} \cdot \tau}{24}, \text{ Вт},$$

где  $n$  — число сотрудников, работающих в холодильной камере;  
 $q_{перс}$  — количество тепла, выделяемое в единицу времени одним человеком при средней активности, Вт (см. табл. 2-11).  
 $\tau$  — длительность ежедневного пребывания одного сотрудника в холодильной камере, час/сутки;  
 24 — число часов в сутках.

Таблица 2-11.

**Тепловыделения от одного человека в единицу времени, находящегося в холодильной камере, при его средней активности**

Температура в камере, °С	20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Тепловыделения, Вт	180	200	210	240	270	300	330	360	390	420

**Пример расчета.** Опять вернемся примеру из раздела 2 и определим тепловую нагрузку, обусловленную присутствием персонала в камере хранения замороженного мяса, считая, что в ней работают два человека, находясь там по 4 часа в сутки.

Температура в камере -18°С, следовательно, согласно данным таблицы 2-11,  $q_{перс} = 378$  Вт. Имеем:

$$Q_{перс} = \frac{n \cdot q_{перс} \cdot \tau}{24} = \frac{2 \cdot 378 \cdot 4}{24} = 126 \text{ Вт}.$$

Заметим, что в большинстве случаев величина  $\tau$  длительности пребывания персонала в холодильной камере имеет то же значение, что и ежедневное время работы светильников  $\tau$ .

**2.9. Тепловая нагрузка от подъемно-транспортных средств**

Наиболее часто в качестве подъемно-транспортных средств используют грузоподъемные тележки и штабелюккладчики. Имеем:

$$Q_{ПТС} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт},$$

где  $n$  — число транспортных средств данного типа;

$P$  — мощность электроприводов подъемно-транспортного средства;

$\tau$  — суточная продолжительность работы подъемно-транспортного средства в холодильной камере;

24 — число часов в сутках.

**Пример расчета.** Вновь обратимся к примеру из раздела 2.2. Допустим, что в камере работает один электропогрузчик с двумя электродвигателями (один в механизме передвижения, другой в механизме подъема), каждый из которых имеет номинальную установленную мощность 5 кВт. Учитывая, что одновременно работает только один из механизмов электропогрузчика и время его работы в камере 4 часа в сутки, имеем:

$$Q_{ПТС} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24} = \frac{1 \cdot 5000 \cdot 4}{24} = 833 \text{ Вт}.$$

**2.10. Тепловая нагрузка от прочих механизмов, находящихся в холодильной камере**

В общем случае в холодильной камере могут находиться самые разнообразные механизмы: сушильные шкафы, тендеры, мясорубки и т.п. Следовательно имеем:

$$Q_{проч} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт},$$

где  $n$  — число механизмов данного типа;

$P$  — мощность каждого механизма, Вт;

$\tau$  — ежедневная продолжительность работы каждого типа механизмов;

24 — число часов в сутках.

**Пример расчета.** Вернувшись к примеру из пункта 2.2 отметим, что никаких дополнительных механизмов в камере хранения мяса нет. Следовательно  $Q_{проч} = 0$ .

**2.11. Коэффициент безопасности**

При расчете отдельных составляющих суммарной тепловой нагрузки необходимо достоверно знать все перечисленные выше условия работы холодильного оборудования и режимы хранения продукции. Однако часто при расчете некоторые из этих параметров остаются неизвестными. В этом случае необходимо задаться некоторыми средними для данного режима работы параметрами и ввести коэффициент  $k_{без}$  для этой составляющей тепловой нагрузки. Другими словами, этот коэффициент является мерой нашего незнания каких-либо условий или режимов работы камеры.

Значение коэффициента безопасности, как правило, находится в пределах от 1,0 до 1,1.

**Пример расчета.** Вернувшись к примеру из пункта 2.2 отметим, что при расчете суточного грузооборота продукта мы воспользовались его оценочной величиной в размере 10% от полной

загрузки камеры. Поэтому для данной составляющей тепловой нагрузки мы введем коэффициент безопасности  $\kappa_{без}$  равный 1,1. В результате для величины тепловой нагрузки от продукта имеем:

$$Q'_{прод.} = Q_{прод.} \cdot \kappa_{без} = 4,936 \cdot 1,1 = 5,43 \text{ кВт} .$$

Кроме того, в пункте 2.4 при расчете тепловой нагрузки вследствие открывания двери мы так же пользовались оценочной суточной величиной грузооборота, в связи с чем для этой составляющей нагрузки мы введем коэффициент безопасности равный 1,05:

$$Q'_{инф} = Q_{инф} \cdot \kappa_{без} = 2120 \cdot 1,05 = 2226 \text{ Вт} .$$

### 2.12. Промежуточная холодопроизводительность

На этой стадии расчета необходимо определить предварительную холодопроизводительность испарителя в первом приближении, называемую промежуточной, то есть такую, которая позволяет скомпенсировать промежуточную тепловую нагрузку (сумму всех определенных ранее тепловых нагрузок)  $Q_{пром.}$ . Далее полученное значение промежуточной холодопроизводительности будет использовано нами для расчета планируемой холодопроизводительности  $Q_{0 \text{ план.}}$

Промежуточная тепловая нагрузка определяется как:

$$Q_{пром} = \frac{24 \cdot (Q_{стен} + Q_{вен} + Q_{инф} + Q_{прод} + Q_{дых} + Q_{оса} + Q_{перс} + Q_{птс} + Q_{проч})}{\tau_p} ,$$

где  $\tau_p$ , час/сут — ежедневная продолжительность работы холодильной установки, (см. табл. 2.12)

24 — количество часов в сутках.

Таблица 2.12.

### Рекомендуемая продолжительность работы холодильной установки, и периодов оттаивания, предусматриваемых для различных типов холодильных камер

Тип холодильной камеры	Расчетное время работы холодильной установки $\tau_p$ , час/сутки	Продолжительность оттайки, $\tau_{отт}$ , час/сутки
Камера хранения неупакованных замороженных продуктов	18	4
Камера хранения упакованных замороженных продуктов	20	2
Камера хранения молочных продуктов	21	1
Камера хранения овощей и фруктов	20	2
Камера охлаждения	20	4
Камера заморозки	18	6
Камера созревания сыра	20	2
Камера сушки колбас	20	2
Камера засолки	20	2
Холодильный шкаф	20	2

### 2.13. Тепловая нагрузка от двигателей вентиляторов и электронагревателей оттайки воздухоохладителей

В современных холодильных камерах с целью обеспечения эффективного перемешивания и хорошей циркуляции воздуха внутри камер все испарители оборудуются вентиляторами. Каждый вентилятор имеет приводной электродвигатель, который выделяет тепло, добавляющееся к теплу, выделяемому другими источниками.

Системы оттаивания испарителей могут быть различной конструкции, но как правило речь идет об оттаивании с помощью электронагревателей.

Тепловая нагрузка от работы двигателей вентиляторов и электронагревателей оттайки воздухоохладителей  $Q_{воздух}$  определяется по формуле:

$$Q_{воздух} = \frac{(n_1 \cdot P_1 \cdot \tau_{вен} + 0,3 \cdot n_2 \cdot P_2 \cdot \tau_{отт})}{\tau_p} , \text{ Вт} ,$$

где  $n_1$  — число электродвигателей вентиляторов;

$P_1$  — мощность рассматриваемого вентилятора. Вт;

$\tau_{вен}$  — ежедневная продолжительность работы вентиляторов; час/сутки (как правило  $\tau_{вен} = \tau_p$ );

$\tau_p$  — ежедневная продолжительность работы холодильной установки, час/сутки; (см. табл. 2.12)

0,3 — коэффициент, учитывающий долю тепла электронагревателей оттайки, идущую

на увеличению тепловой нагрузки на камеру. Этот коэффициент следует учитывать в случае работы вентиляторов воздухоохладителя в процессе оттайки, в противном случае значение этого коэффициента равно 0;

$n_2$  — число электронагревательных элементов;

$P_2$  — тепловая мощность каждого нагревательного элемента данного типа, Вт;

$\tau_{отт}$  — ежедневная длительность оттаивания, часов/сутки (см. таблицу 2.12);

Для этого расчета, следовательно, необходимо знать число и тип предусмотренных испарителей (число электродвигателей вентиляторов, их мощность а так же мощность электронагревателей оттайки). Однако обычно эти характеристики становятся известными только тогда, когда расчет теплового баланса завершен. Поэтому вначале число и тип испарителей определяют в первом приближении, а затем уточняют результаты как только станет известным полная действительная тепловая нагрузка. Поэтому на данном этапе определяют предварительную тепловую нагрузку от работы воздухоохладителей  $Q_{возд.предв.}$ , которая составляет 10...20% от промежуточной холодопроизводительности, рассчитанной в пункте 2.11. Следовательно, имеем:

$$Q_{возд.предв.} = (0,1...0,2)Q_{пром} , Вт .$$

**2.14. Предварительная  
потребная  
холодо-  
производи-  
тельность  
холодильной  
установки**

Предварительная потребная холодопроизводительность холодильной установки  $Q_{0предв}$  определяется по формуле:

$$Q_{0предв} = Q_{пром} + Q_{возд.предв} ,$$

где  $Q_{пром}$  и  $Q_{возд. предв}$  — величины, рассчитанные в пунктах 2.12 и 2.13.

**2.15. Уточняющий  
расчет  
потребной  
холодо-  
производи-  
тельности**

После определения предварительной потребной холодопроизводительности выбирают марку, тип и количество воздухоохладителей, размещаемых в камере. Затем по формуле из пункта 2.12 рассчитывают уточненную тепловую нагрузку от работы воздухоохладителей  $Q_{воздух}$ .

Уточненная потребная холодопроизводительность установки рассчитывается по формуле:

$$Q_0 = Q_{пром} + Q_{возд.}$$

В случае, если полученное значение  $Q_0$  существенно отличается от полученного в пункте 2.14  $Q_{0предв}$ , расчет повторяют, начиная с пункта 2.12, изменяя значение  $Q_{возд. предв}$ .

**Пример расчета.** В предыдущих пунктах мы рассчитали следующие значения тепловых нагрузок для камеры хранения замороженного мяса.

$$Q_{стен} = 4\ 829\ Вт$$

$$Q_{вен} = 2\ 837\ Вт$$

$$Q_{инф} = 2\ 226\ Вт$$

$$Q_{прод} = 5\ 430\ Вт$$

$$Q_{дых} = 0\ Вт$$

$$Q_{осв} = 83\ Вт$$

$$Q_{перс} = 126\ Вт$$

$$Q_{ПТС} = 833\ Вт$$

$$Q_{проч} = 0\ Вт$$

Если продолжительность ежедневной работы установки принять равной 18 часам (табл. 2.12), то промежуточная холодопроизводительность испарителя будет равна

$$Q_{пром} = \frac{24 \cdot (4829 + 2837 + 2226 + 5430 + 83 + 126 + 833)}{18} = 21819\ Вт .$$

$$Q_{возд.предв} = 21819 \cdot 0,12 = 2618\ Вт .$$

Следовательно, планируемая холодопроизводительность

$$Q_{0предв} = Q_{пром} + Q_{возд.предв} = 21819 + 2618 = 24437\ Вт .$$

В соответствие с каталогом производителя, в данном случае ЗАО "Остров" "Холодильные системы" выбираем, например, два кубических потолочных воздухоохладителя типа ВК7-345-АЕ. Характеристики одного воздухоохладителя :

- холодопроизводительность 13 кВт при температуре в камере  $-18^{\circ}\text{C}$  и разности температур 6К;
- три вентилятора каждый с двигателем мощностью 390 Вт;
- электронагреватели оттайки с суммарной тепловой мощностью 6 000 Вт.

Теперь можно рассчитать тепловую нагрузку от вентиляторов воздухоохладителя и электронагревателей оттайки предполагая, что ежедневная продолжительность работы вентилятора равна 18 часов в сутки, а время оттайки 4 часа в сутки.

$$Q_{\text{воздух}} = \frac{(n_1 \cdot P_1 \cdot \tau_{\text{вен}} + 0,3 \cdot n_2 \cdot P_2 \cdot \tau_{\text{отт}})}{\tau_p} =$$

$$= \frac{(6 \cdot 390 \cdot 18 + 0,3 \cdot 6000 \cdot 4)}{18} = 2340 \text{ Вт} .$$

Уточненное значение суммарной тепловой нагрузки на камеру равно:

$$Q_0 = Q_{\text{пром}} + Q_{\text{возд.}} = 21819 + 2340 = 24159 \text{ Вт} .$$

Отметим, что разница между значениями планируемой и уточненной тепловыми нагрузками составляет 1,15 %, что вполне допустимо.

## 2.16. | Примеры различных расчетов

**Пример 1.** Определить распределение температур по толщине пола холодильной камеры, описанной в п.2.1. (камера хранения замороженного мяса). Поперечный разрез камеры приведен на рис. 2.7.



**Рис. 2.** Поперечный разрез пола камеры

### Решение.

- нижний слой пола уложен на утрамбованный грунт, и подогревается ТЭНами, температура под нижней плитой пола поддерживается на уровне  $+2^{\circ}\text{C}$ ;
- температура воздуха внутри холодильной камеры  $t = -18^{\circ}\text{C}$ ;
- коэффициент теплопередачи пола, рассчитанный в п. 2.2, равен  $K = 0,376 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ ;
- тепловая нагрузка через пол, рассчитанная в п.2.2, равна  $Q = 1\,353 \text{ Вт}$ ;
- площадь пола камеры  $S = 12 \cdot 15 = 180 \text{ м}^2$ ;
- теплофизические характеристики различных элементов, из которых состоит пол, приведены в таблицах 2.2 и 2.3;

Перепад температур на каждом из слоев пола рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_i = \left( \frac{Q}{S} \right) \cdot \frac{1}{K_i} ,$$

где  $Q$  — тепловая нагрузка через пол, Вт;  
 $S$  — площадь пола, м<sup>2</sup>,  
 $K_i$  — коэффициент теплопередачи  $i$ -го слоя, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

Расчет дает:

$$t_{\text{грунта}} - t_1 = (Q/S) \cdot 1/K_1 = (1353/180) \cdot 0,1/1,7 = 0,442 \text{ К}, t_1 = 2 - 0,442 = 1,558 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_1 - t_2 = (Q/S) \cdot 1/K_2 = (1353/180) \cdot 0,1/0,04 = 18,792 \text{ К}, t_2 = 1,558 - 18,792 = -17,234 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_2 - t_3 = (Q/S) \cdot 1/K_3 = (1353/180) \cdot 0,1/1,7 = 0,442 \text{ К}, t_3 = -17,234 - 0,442 = -17,676 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_3 - t_{\text{кам}} = (Q/S) \cdot 1/K_4 = (1353/180) \cdot 1/22,7 = 0,331 \text{ К}, t_{\text{кам}} = -17,676 - 0,331 = -18,007 \text{ }^\circ\text{C};$$

**Пример 2.** В небольшой холодильной камере при температуре +5°С хранятся 30 кг апельсинов, 5 кг ананасов, 15 кг цветной капусты, 100 кг картофеля, 30 кг груш, 10 кг лимонов и 15 кг моркови. Рассчитать тепловую нагрузку от "дыхания" этих фруктов и овощей.

**Решение.** Исходя из данных таблиц 1.1 и 1.2 различные удельные теплоты дыхания овощей и фруктов при  $t_a = +5^\circ\text{C}$  можно рассчитать как средние значения теплот дыхания при 0°С и +10°С. В результате получим:

- для апельсинов  $q_{\text{дых}} = (31 + 98)/2 = 65$  кДж/тонна·час;
- для ананасов  $q_{\text{дых}} = (89 + 229)/2 = 159$  кДж/тонна·час;
- для цветной капусты  $q_{\text{дых}} = 307$  кДж/тонна·час;
- для картофеля  $q_{\text{дых}} = 83$  кДж/тонна·час;
- для груш  $q_{\text{дых}} = 113$  кДж/тонна·час;
- для лимонов  $q_{\text{дых}} = 54$  кДж/тонна·час;
- для моркови  $q_{\text{дых}} = 241$  кДж/тонна·час;

Отсюда тепловая нагрузка, обусловленная дыханием фруктов и овощей (см. п. 2.6.):

$$Q_{\text{дых}} = \frac{((30 \cdot 65) + (5 \cdot 159) + (15 \cdot 307) + (100 \cdot 83) + (30 \cdot 113) + (10 \cdot 54) + (15 \cdot 241))}{(3600 \cdot 1000)} \approx 10,8 \text{ Вт} .$$

## 2.17. Программа расчета теплового баланса холодильных камер Tbal

Программа Tbal разработана с помощью Borland Delphi 4 и работает в операционной среде Windows'95 или 98. Требования к используемому компьютеру такие же, как и для работы с Windows'95 или 98.

Алгоритм расчета полностью соответствует методикам, приведенным в данном руководстве. Ввод данных максимально автоматизирован и снабжен необходимыми подсказками.

Особенности установки программы Tbal и ее эксплуатации приведены в текстовом файле Tbal.txt.

Программа поставляется как приложение к настоящему пособию или ее можно получить отдельно.

## 3. Выбор основных проектных параметров холодильных установок

### 3.1. Воздухоохладители (испарители)

#### 3.1.1. Основные факторы, подлежащие учету при подборе воздухоохладителя

В настоящее время наибольшее распространение получили испарители с принудительным обдувом: они составляют более 80% рынка испарителей. В большинстве случаев при этом речь идет о так называемых всасывающих испарителях, то есть таких, у которых один или несколько вентиляторов расположены на лицевой стороне испарителя, что дает следующие преимущества:

- во-первых, вентиляторы всегда находятся под непосредственным визуальным контролем пользователя;
- во-вторых, фронтальное расположение вентиляторов на лицевой стороне испарителя существенно упрощает процедуры их эксплуатации и технического обслуживания;
- наконец, в отличие от нагнетательных испарителей, у которых один или несколько вентиляторов установлены на тыльной (задней) поверхности, сечение воздушной струи всасывающих испарителей может быть прямоугольным с отношением сторон, меняющимся от 1 до 1,7.

#### 3.1.2. Рациональные области использования различных моделей воздухоохладителей

- Испарители с шагом оребрения 4 мм.

Такие испарители рекомендуются к использованию в следующих случаях:

- установки с температурой испарения выше или равной 0°C;
- помещения, где полный перепад  $\Delta t_1$  между температурой воздуха на входе в испаритель (температурой в холодильной камере) и температурой испарения небольшой (5...6 К);
- камеры для хранения замороженных продуктов с низким выделением влаги;
- охладители бутылок.

- Испарители с шагом оребрения 7 мм.

Такие испарители могут быть использованы в следующих случаях:

- кладовые для мяса;
- камеры хранения замороженных продуктов.

- Испарители с шагом оребрения 9-12 мм.

Эти испарители рекомендуются к использованию в следующих случаях:

- помещения с высоким выделением влаги при температуре испарения ниже или равной -3°C, например, установки быстрого охлаждения;
- установки, которые по тем или иным причинам, в том числе по условиям снабжения, должны оттаиваться только ночью.

Таким образом, выбор типа и модели испарителя зависит от назначения проектируемой холодильной камеры. Кроме того, выбор испарителя будет определяться характером хранящейся продукции и, в частности, зависит от начальной температуры продуктов во время закладки на хранение, и их тепловыделения в результате "дыхания", что необходимо учитывать при расчете тепловых нагрузок и определении производительности испарителя.

#### 3.1.3. Влияние разности между температурой в камере и температурой испарения на влажность воздуха в камере

Из диаграммы влажного воздуха (рис. 3.1) можно заметить, что при падении температуры испарения, то есть при повышении полного перепада температур  $\Delta t_1 = t_a - t_0$  разность  $\Delta x$  между заданным значением абсолютной влажности воздуха в камере при температуре в камере  $t_a$  и значением абсолютной влажности воздуха, соответствующим точке росы при температуре испарения  $t_0$  тоже возрастает. Иначе говоря, при повышении перепада температур  $\Delta t_1$  увеличивается доля влаги  $\Delta x$ , которая теоретически может выделиться из окружающего воздуха и осесть на испарителе в зависимости от его температуры в виде конденсата или в виде инея (снежной шубы). Так, для температуры воздуха в камере  $t_a = 0^\circ\text{C}$  доля влаги увеличивается от значения  $\Delta x_1$  при  $t_{01} = -8^\circ\text{C}$  до  $\Delta x_2$  при  $t_{02} = -10^\circ\text{C}$ .

Таким образом, в результате данного процесса через некоторое время в камере устанавливается определенная влажность, соответствующая установившимся температуре в камере и температуре испарения хладагента в испарителе.

На практике для расчета относительной влажности воздуха в холодильной камере используется диаграмма, приведенная на рисунке 3.2.

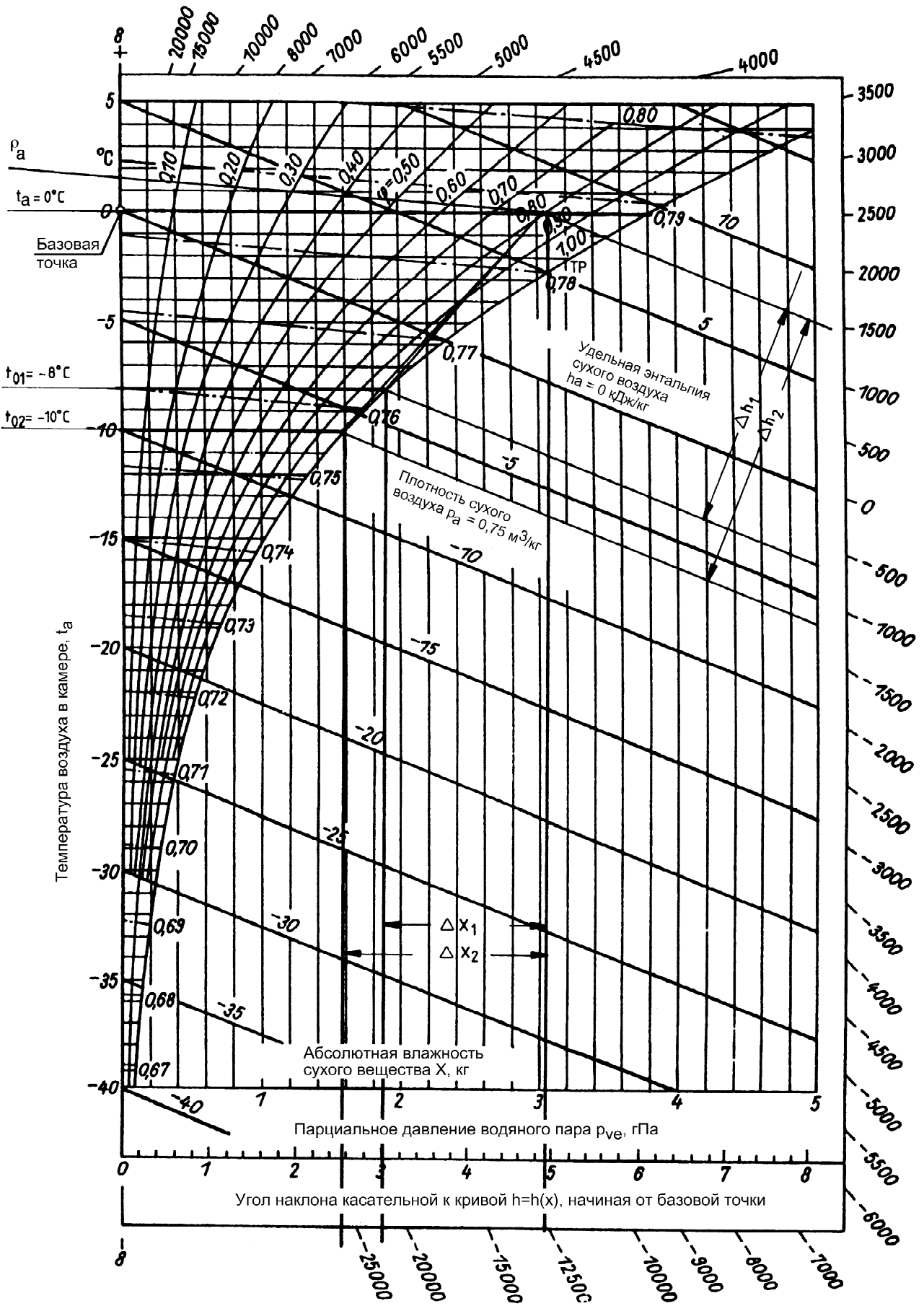
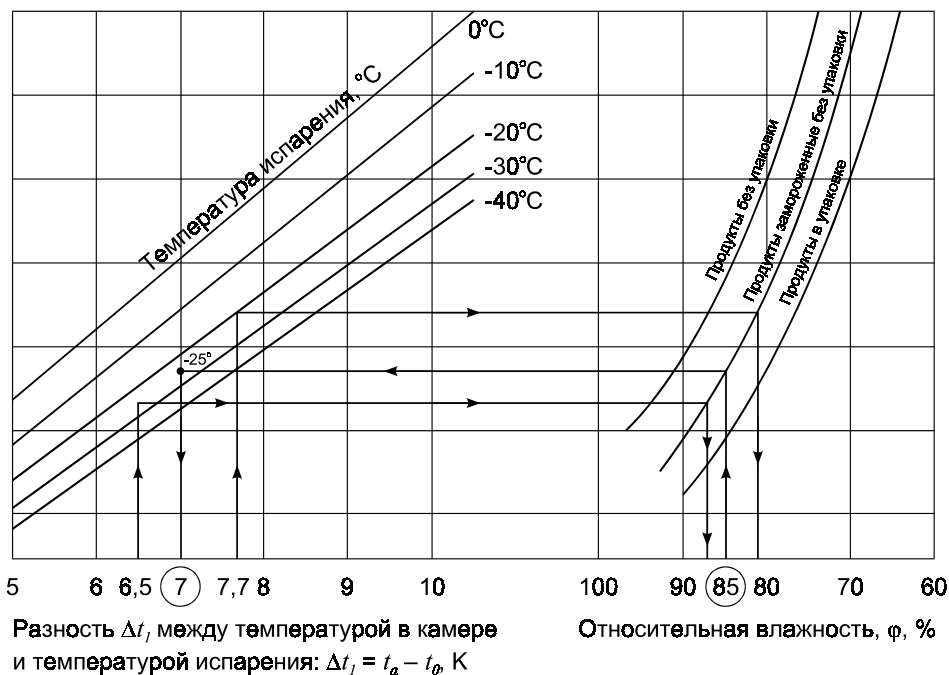


Рис. 3.1. Диаграмма влажного воздуха показывает, что при данной температуре в камере доля влаги  $\Delta x$ , которая может осесть на испарителе при снижении температуры испарения, возрастает.



**Рис. 3.2.**

Порядок использования диаграммы объясняется в нижеследующем примере.

Рассмотрим камеру, приведенную в разделе 2.2.

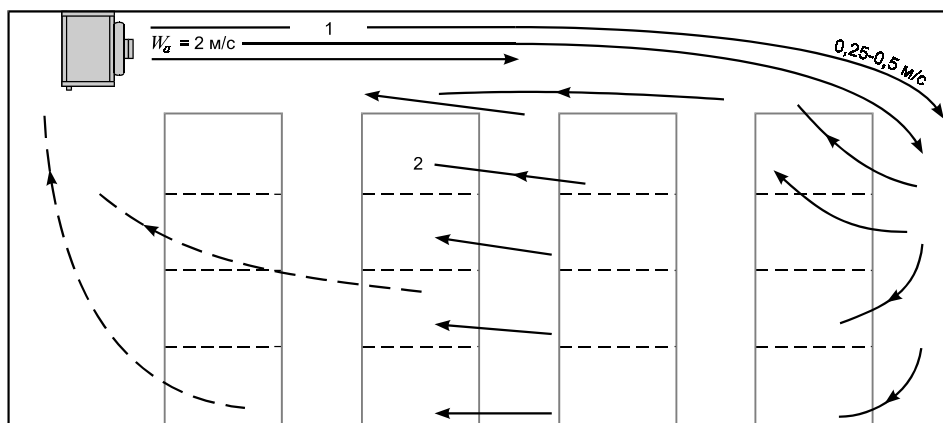
Камера рассчитана на хранение неупакованного мяса при температуре в камере  $-18^\circ\text{C}$  и относительной влажности 85%.

**Решение:** На правой нижней абсциссе диаграммы находим точку, соответствующую относительной влажности  $\phi = 85\%$ . Считаем, что мясо хранится навалом, неупакованным (в общем случае это практически всегда именно так и делается). Восстанавливаем из точки  $\phi = 85\%$  перпендикуляр до пересечения с кривой "Продукты замороженные", затем проводим из точки пересечения горизонталь до пересечения с линией  $t_0 = -25^\circ\text{C}$  на левом графике, после чего на абсциссе в левой нижней области диаграммы находим значение полного перепада температур  $\Delta t_1 = t_a - t_0 = 7\text{K}$ .

Таким образом, при подборе холодильной системы необходимо ориентироваться на  $\Delta t_1 = 7\text{K}$ .

**3.1.4. Выбор количества и схемы размещения воздухоохладителей**

Для любой холодильной камеры следует избегать такого состояния, при котором выходящая из испарителя первичная воздушная струя будет напрямую сталкиваться с хранящимися продуктами. Наилучшим решением будет вариант, когда воздушный поток проходит над содержимым холодильной камеры, практически под потолком, при этом скорость, с которой первичная воздушная струя подходит к противоположной стене, должна быть в пределах как минимум от 0,25 до 0,5 м/с (см. рис. 3.3).



**Рис. 3.3. Идеальное распределение первичного и вторичного воздушных потоков в холодильной камере: 1 — первичный воздушный поток; 2 — вторичный воздушный поток.**

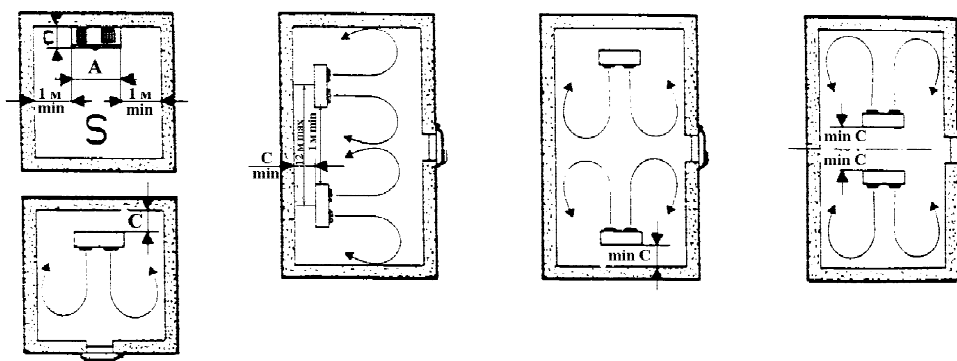
Эта первичная струя воздуха возбуждает вторичный воздушный поток в зоне хранения продуктов, а смешанные первичный и вторичный воздушные потоки проходят только в тех областях, где нет хранящейся в камере продукции.

Проектная мощность испарителя может быть достигнута только в том случае, когда в камере правильно организована циркуляция воздушных потоков, то есть когда на пути воздушных потоков нет препятствий вследствие неудачного расположения хранящихся в камере продуктов, или когда испаритель правильно размещен в камере, так что струя первичного воздушного потока не попадает на вход вентилятора.

При выборе количества и схемы расположения воздухоохладителей на плане камеры необходимо учитывать следующие условия:

- скорость воздуха у противоположной от воздухоохладителя стены камеры должна быть в пределах от 0,25 до 0,5 м/с;
- при наличии в камере балок потолочного покрытия необходимо расположить воздухоохладители между балок с направлением воздушной струи вдоль них;
- при наличии в камере колонн желательно располагать воздухоохладители в каждом межколонном пространстве;
- при установке в камере многоярусных стеллажей воздухоохладители располагают, как правило, между ними с направлением воздушного потока вдоль проходов;
- в случае недопущения прямого попадания первичного холодного потока на хранящиеся продукты необходимо использовать воздуховоды для распределения воздуха по всему объему камеры.

Рекомендуемые схемы расположения воздухоохладителей приведены на рисунке 3.4.



**Рис. 3.4. Схема расположения нескольких потолочных воздухоохладителей:**  
**C** — высота воздухоохладителя; **A** — ширина воздухоохладителя.

## 3.2. Холодильные системы

### 3.2.1. Выбор холодильной системы

Выбор требуемой холодильной системы производится по таблицам, размещенным в каталоге "Холодильные системы" ЗАО "Остров", 1999 г., где представлены системы для 8 различных температур в охлаждаемом объеме: +12, +4, 0, -5, -12, -18, -25 и -35°C. В случае, если в охлаждаемом объеме нужна температура, отличная от указанной, необходимые данные о работе системы в этих условиях можно получить интерполируя данные каталога или по запросу.

Каждая холодильная система представлена в каталоге одной строкой, в которой содержится следующая информация:

- наименование компрессорно-конденсаторного агрегата;
- наименование воздухоохладителя;
- холодопроизводительность ( $Q_0$ ) системы и разность температур ( $\Delta T_1$ ) на воздухоохладителе при 4-х различных температурах окружающей среды на входе в конденсатор: +20, +25, +30 и +35°C;
- потребляемая электрическая мощность и электрический ток при температуре окружающей среды +25°C;
- рекомендуемый набор для монтажа;
- шкаф управления воздухоохладителем (или холодильной системой);
- розничная цена холодильной системы в условных единицах (включая НДС).

Пример таблицы выбора приведен на рис. 3.5.

### 3.2.2. Определение требуемого исполнения холодильного агрегата.

В зависимости от конкретных условий эксплуатации агрегата они могут быть укомплектованы следующими опциями:

$T_{\text{камеры}} = -18^{\circ}\text{C}$ 

Агрегат	Воздухо-охладитель	Температура окружающей среды, °C								Потр. мощность и ток <sup>3)</sup>		Набор для монтажа	Шкаф	Цена <sup>4)</sup>
		+20		+25		+30		+35		Ne, кВт	I, А			
		Q <sub>o</sub> , Вт <sup>1)</sup>	dT <sub>1</sub> , °C <sup>2)</sup>	Q <sub>o</sub> , Вт <sup>1)</sup>	dT <sub>1</sub> , °C <sup>2)</sup>	Q <sub>o</sub> , Вт <sup>1)</sup>	dT <sub>1</sub> , °C <sup>2)</sup>	Q <sub>o</sub> , Вт <sup>1)</sup>	dT <sub>1</sub> , °C <sup>2)</sup>					
<b>Герметичный поршневой компрессор MANEUROP, R404a</b>														
AK-LTZ22-C	BK7-230-AE	2190	8,1	2040	7,5	1870	6,9	1700	6,2	1,7	4,8	2-03Z	EC-T4.7-11	2787
AK-LTZ28-C	2 x BK7-130-BE	3220	8,3	2990	7,7	2760	7,1	2520	6,5	2,3	5,7	2 x 2-03Z	EC-T4.7-11	3689
AK-LTZ28-C	BK7-230-BE	3230	8,2	3010	7,6	2770	7,0	2530	6,4	2,3	5,7	2-04Z	EC-T4.7-11	3073
AK-LTZ40-C	2 x BK7-230-AE	4440	8,2	4050	7,4	3640	6,7	3320	6,1	3,6	8,6	2 x 2-03Z	2 x EB-11-10	4575
AK-LTZ40-C	BK7-235-AE	4520	7,7	4110	7,0	3720	6,3	3380	5,8	3,6	8,3	2-05Z	EB-13-10	3600
AK-LTZ44-C	BK7-235-BE	5750	7,9	5370	7,4	4980	6,8	4580	6,3	4,1	9,8	2-06Z	EB-13-10	4187
AK-LTZ44-C	2 x BK7-230-BE	5860	7,4	5470	6,9	5080	6,4	4670	5,9	4,2	10,2	2 x 2-04Z	2 x EB-11-10	5174
AK-LTZ50-C	2 x BK7-230-BE	6750	8,6	6340	8,0	5900	7,5	5450	6,9	5,1	11,0	2 x 2-04Z	2 x EB-11-10	5319
AK-LTZ50-C	BK7-335-AE	7000	7,8	6560	7,3	6100	6,8	5640	6,2	5,3	11,5	5-01Z	EB-13-10	4868
AK-LTZ88-C	BK7-335-BE	9290	8,4	8740	7,9	8160	7,4	7520	6,8	6,9	15,4	5-02Z	EB-13-10	5930
AK-LTZ88-C	2 x BK7-235-AE	9460	8,1	8890	7,6	8290	7,1	7640	6,5	7,1	16,2	2 x 2-05Z	2 x EB-13-10	6697
AK-LTZ88-C	BK7-245-BE	9880	7,1	9280	6,7	8660	6,2	7950	5,7	7,4	15,4	5-02Z	EB-33-2.5	6927
AK-LTZ100-C	BK7-245-BE	11600	8,4	10860	7,6	10070	7,2	9180	6,6	9,0	16,7	5-02Z	EB-33-2.5	7379
AK-LTZ100-C	BK7-345-AE	12040	7,5	11250	7,0	10420	6,5	9480	5,9	9,6	18,0	5-03Z	EB-33-4.0	8062
<b>Полугерметичный поршневой компрессор BITZER, R22</b>														
AK-2HC1-C	BK7-230-AE	1950	7,1	1840	6,6	1730	6,3	1620	6,0	1,4	4,3	2-03	EC-T4.7-11	3462
AK-2GC2-C	BK7-230-AE	2190	8,0	2070	7,6	1960	7,2	1860	6,8	1,6	4,9	2-03	EC-T4.7-11	3502
AK-2FC2-C	2 x BK7-130-BE	2820	7,3	2690	6,9	2550	6,6	2400	6,2	1,8	5,1	2 x 2-03	EC-T4.7-11	4357
AK-2FC2-C	BK7-230-BE	2830	7,2	2700	6,8	2560	6,5	2410	6,1	1,8	5,1	2-04	EC-T4.7-11	3756
AK-2EL2-C	BK7-230-BE	3320	8,4	3170	8,0	3010	7,6	2860	7,2	2,2	5,3	2-04	EC-T4.7-11	4364
AK-2EL3-C	BK7-235-AE	3860	6,6	3670	6,2	3480	5,9	3280	5,6	2,5	6,8	2-04	EC-T6.3-13	5037
AK-2DL2-C	2 x BK7-230-AE	4010	7,4	3810	7,0	3610	6,6	3400	6,2	2,8	7,3	2 x 2-03	EC-T6.3-11	5546
AK-2DL2-C	BK7-235-AE	4080	6,9	3870	6,6	3660	6,2	3450	5,9	2,7	7,1	2-04	EC-T6.3-13	4699
AK-2DL3-C	BK7-235-AE	4330	7,4	4130	7,0	3910	6,7	3700	6,3	2,7	7,1	2-04	EC-T6.3-13	5047
AK-2CL3-C	BK7-235-BE	5250	7,2	5000	6,8	4740	6,5	4470	6,1	3,3	7,8	2-05	EB-13-10	4957
AK-2CL3-C	2 x BK7-230-BE	5340	6,8	5080	6,4	4810	6,1	4540	5,8	3,4	8,2	2 x 2-04	2 x EB-11-10	5936
AK-2CL3-C	BK7-335-AE	5490	6,1	5210	5,8	4930	5,5	4640	5,1	3,5	8,7	2-06	EB-13-10	5338
AK-2CL4-C	BK7-235-BE	5290	7,3	5040	6,9	4780	6,5	4520	6,2	3,2	7,9	2-05	EB-13-10	5471
AK-2U3-C	BK7-235-BE	5620	7,7	5350	7,3	5060	6,9	4790	6,6	3,4	9,1	2-05	EB-13-10	5414
AK-2U3-C	2 x BK7-230-BE	5730	7,3	5450	6,9	5160	6,5	4870	6,2	3,5	9,4	2 x 2-04	2 x EB-11-10	6411
AK-2U3-C	BK7-335-AE	5920	6,6	5620	6,2	5310	5,9	5010	5,6	3,7	9,9	2-06	EB-13-10	5796
AK-2U5-C	BK7-235-BE	5660	7,8	5390	7,4	5100	7,0	4840	6,6	3,5	9,4	2-05	EB-13-10	5955
AK-2Q4-C	BK7-235-BE	6290	8,6	5990	8,2	5680	7,8	5380	7,4	3,9	9,7	2-05	EB-13-10	5479
AK-2Q4-C	BK7-335-AE	6650	7,4	6320	7,0	5980	6,6	5650	6,3	4,2	10,5	2-06	EB-13-10	5861
AK-2Q4-C	BK7-335-BE	6970	6,3	6610	6,0	6240	5,7	5880	5,3	4,3	10,6	5-01	EB-13-10	6300
AK-2Q6-C	BK7-335-AE	6710	7,4	6380	7,1	6040	6,7	5730	6,3	4,3	10,8	2-06	EB-13-10	6660
AK-2N5-C	BK7-335-AE	8080	9,0	7750	8,6	7410	8,2	7060	7,8	4,9	11,6	2-06	EB-13-10	6521
AK-2N5-C	BK7-335-BE	8530	7,7	8170	7,4	7790	7,1	7420	6,7	5,1	11,7	5-01	EB-13-10	6960
AK-2N5-C	2 x BK7-235-AE	8670	7,4	8290	7,1	7920	6,7	7540	6,4	5,3	12,5	2 x 2-04	2 x EB-13-10	7779
AK-2N5-C	BK7-245-BE	9030	6,5	8640	6,2	8240	5,9	7830	5,6	5,4	11,6	5-01	EB-33-2.5	7957
AK-2N7-C	BK7-335-BE	8760	7,9	8400	7,6	8030	7,3	7670	7,0	5,2	14,7	5-01	EB-13-10	7931
AK-4V10-C	BK7-245-BE	9720	7,0	9230	6,6	8730	6,3	8220	5,9	6,1	14,8	5-01	EB-33-2.5	9770
AK-4T8-C-I	BK7-245-BE	11090	8,0	10530	7,6	9960	7,2	9410	6,8	7,0	15,0	5-01	EB-33-2.5	10336
AK-4T8-C-I	2 x BK7-235-BE	11240	7,7	10670	7,3	10090	6,9	9540	6,5	7,0	16,1	2 x 2-05	2 x EB-13-10	10590
AK-4T8-C-I	BK7-345-AE	11520	7,1	10940	6,8	10360	6,4	9780	6,1	7,5	16,2	5-02	EB-33-4.0	11015
AK-4T12-C	BK7-345-AE	11530	7,1	10980	6,8	10420	6,5	9820	6,1	7,4	18,2	5-02	EB-33-4.0	10765
AK-4P10-C-I	BK7-345-AE	13020	8,1	12380	7,7	11730	7,3	11140	6,9	8,0	17,6	5-02	EB-33-4.0	11440
AK-4P10-C-I	2 x BK7-335-AE	13400	7,4	12740	7,1	12080	6,7	11470	6,4	8,0	19,2	2 x 2-06	2 x EB-13-10	11778
AK-4P10-C-I	BK7-345-BE	13800	6,8	13130	6,5	12440	6,1	11800	5,8	8,2	17,9	5-02	EB-33-4.0	11760
AK-4N12-C-I	BK7-345-BE	15840	7,8	15090	7,4	14340	7,1	13630	6,7	9,4	20,5	5-02	EB-33-4.0	12449
AK-4N12-C-I	2 x BK7-335-BE	16170	7,3	15400	7,0	14650	6,6	13920	6,3	9,4	23,1	2 x 5-01	2 x EB-13-10	13346
AK-4N12-C-I	BK7-445-AE	16840	6,5	16040	6,2	15240	5,9	14460	5,6	10,1	21,9	5-03	EB-33-4.0	14160
AK-4H15-C-I	BK7-445-AE	21350	8,2	20320	7,8	19260	7,4	18230	7,0	12,4	27,1	5-03	EB-33-4.0	18434
AK-4H15-C-I	2 x BK7-345-AE	22580	7,0	21490	6,7	20380	6,3	19280	6,0	13,5	29,5	2 x 5-02	2 x EB-33-4.0	20972

- 1) Q<sub>o</sub> – холодопроизводительность холодильной системы при соответствующей температуре окружающей среды.
- 2) dT<sub>1</sub> – разность между температурой воздуха на входе в испаритель и температурой, соответствующей давлению насыщенного хладагента на выходе из воздухоохладителя.
- 3) Потребляемая мощность и ток указаны при температуре воздуха на входе в конденсатор +25°C.
- 4) Цены указаны в условных единицах, включая НДС.

**Рис. 3.5. Пример таблицы выбора холодильных систем.**

**К:** дополнительный картерный подогреватель (смонтированный на компрессоре).

**Назначение:** применяется для подогрева компрессора, в случае когда температура в машинном зале может опускаться ниже минус 20°C.

**М:** система отделения и возврата масла в компрессор (смонтированная на агрегате).

**Назначение:** применяется в случае, если у заказчика есть сомнения в эффективности возврата масла в компрессор, в частности при разветвленной системе трубопроводов.

**А:** отделитель жидкости на всасывающей магистрали.

**Назначение:** применяется для систем, склонных к периодическому переносу жидкого хладагента в компрессор (скороморозильные установки, установки для производства льда, охладители жидкостей и т.п.).

**Д:** регулятор давления конденсации.

**Назначение:** применяется для обеспечения работоспособности системы в холодное время года при установке агрегата в неотапливаемом помещении (температура воздуха на входе в конденсатор  $\leq -5^\circ\text{C}$ ).

**В:** защитный кожух.

**Назначение:** обеспечивает защиту системы от воздействия атмосферных осадков при установке агрегата на улице.

**И:** низкотемпературное исполнение (для полугерметичных компрессоров, работающих на R22).

**Назначение:** применяется, когда в холодильной камере поддерживается температура  $-25^\circ\text{C}$  и ниже.

Состав данных опций приведен в соответствующих технических каталогах.

### 3.2.3. Пример выбора холодильной системы

Обратимся к примеру из раздела 1.

Требуется подобрать холодильные системы для камеры хранения замороженного мяса. Температура хранения  $-18^\circ\text{C}$ , потребная влажность 85%.

В разделе 1 определена потребная холодопроизводительность (п.2.15), равная  $Q_0 = 24159$  Вт. Ориентировочная  $dT_1 = 7^\circ\text{K}$  (п.3.1.3.).

Исходя из размеров камеры  $12 \times 15$  м очевидно, что в камере необходимо установить 2 воздухоохладителя. По-видимому, их будет рационально установить на стену А, выходящую в коридор, чтобы обеспечить минимальную длину трубопроводов слива конденсата. В этом случае длина воздушной струи воздухоохладителей должна быть не менее 15 м.

В соответствии с таблицей, представленной на рисунке 3.5, выберем системы, удовлетворяющие данным условиям, из расчета, что на эту камеру устанавливается 2 холодильные системы.

Ближайшими по техническим параметрам системами будут:

АК-4Р10-С-1 + ВК7-345-АЕ	$Q_{0\Sigma} = 24760$ Вт
	$dT_1 = 7,7^\circ\text{K}$
АК-4Р10-С-1 + ВК7-345-ВЕ	$Q_{0\Sigma} = 26260$ Вт
	$dT_1 = 6,5^\circ\text{K}$

Как видно в этих системах используется один и тот же агрегат на базе компрессора Bitzer 4P10.2, хладагент R22, а отличаются они используемыми воздухоохладителями.

Запас холодопроизводительности первой системы составляет 2,5%, а второй 8,7%. Реальная предполагаемая влажность в камере в соответствии с рис. 3.2 будет:

при использовании первой системы ~81%

при использовании второй системы ~87%.

Предположим, что в данном случае Заказчик решит подстраховаться и выберет второй тип системы.

Далее следует определиться с необходимыми опциями.

Из рисунка 2.2 видно, что данная камера окружена со всех сторон другими камерами. В этом случае установка агрегатов возможна либо в транспортном коридоре, при условии обеспечения необходимой принудительной вытяжной вентиляции, либо на техническом этаже, либо на крыше здания.

Предположим, что установка агрегатов будет производиться на крыше здания под навесом. В этом случае агрегаты будут располагаться выше воздухоохладителей и, следовательно, для обеспечения возврата масла в компрессор и повышения надежности работы системы рекомендуется установить опцию М — система отделения и возврата масла в компрессор.

Предположим также, что агрегаты будут установлены просто под навесом, а объект находится в Центральном регионе России. В этом случае для обеспечения работы холодильной системы в холодное время года рекомендуется установить регулятор давления конденсации (опция Д) и дополнительный картерный подогреватель (опция К).

Таким образом, на основании всего сказанного выше форма заказа оборудования будет выглядеть следующим образом.

Требуется 2 холодильные системы в составе:

Агрегат: АК-4P10-C-1KMD

Воздухоохладитель: ВК7-345-ВЕ

Шкаф управления воздухоохладителем ЕВ-33-40

Набор для монтажа НМ5-02.

**3.2.4. Технические условия размещения агрегатов**

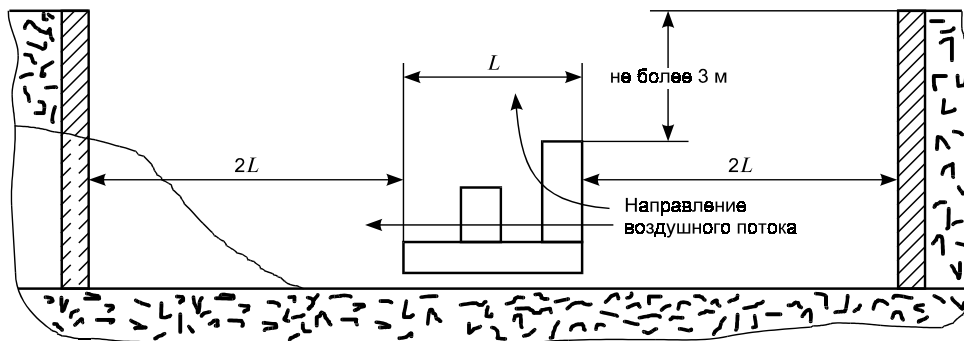
3.2.4.1. В случае размещения агрегата в машинном отделении объем помещения, в котором устанавливается агрегат, должен составлять не менее  $17 \text{ м}^3$  на 1000 Вт холодопроизводительности агрегата. Если данное условие невыполнимо, то помещение оборудуют системой приточно-вытяжной вентиляции. Производительность приточного вентилятора выбирают из расчета не менее  $800 \text{ м}^3/\text{ч}$  на каждые 1000 Вт холодопроизводительности агрегата. Во избежание быстрого загрязнения конденсатора агрегат не рекомендуется устанавливать в пыльных помещениях и в помещениях с земляным полом.

3.2.4.2. Запрещается размещать агрегат на лестнице, лестничной площадке, под лестницей, а также в коридоре или вестибюле детского или лечебного учреждения.

3.2.4.3. Агрегат следует устанавливать как можно ближе к воздухоохладителю, однако установка агрегата в тамбуре холодильной камеры не допускается. Не рекомендуется также располагать агрегат выше уровня воздухоохладителя без принятия дополнительных мер по возврату масла.

3.2.4.4. При размещении агрегата в машинном отделении его устанавливают таким образом, чтобы ширина главного прохода от электрощита до выступающих частей агрегата (фундамента, ограждения и т.д.) составляла не менее 1,2 м, ширина проходов между выступающими частями двух смежных агрегатов не менее 1 м, а между выступающими частями агрегата и стеной не менее 0,8 м.

3.2.4.5. При размещении агрегата в заглублении (подвале) машинного отделения или другого подсобного помещения, в котором разрешена установка агрегата, рекомендуемая схема размещения агрегата представлена на рис. 3.6.



**Рис.3.6. Схема рекомендуемого размещения агрегата в заглублении (подвале) машинного отделения: L - полная ширина агрегата.**

3.2.4.6. В любом случае для правильного размещения агрегатов холодильной системы необходимо руководствоваться "Правилами устройства и безопасной эксплуатации холодильных систем", Госпроматомнадзор РФ, 1991 г.

**3.3. Выбор трубопроводов для хладагента**

**3.3.1. Основные требования**

При выборе трубопровода для хладагента учитывают три основных фактора:

- потери давления;
- обеспечение возврата масла;
- скорость течения и производимый при этом шум.

Потери давления неблагоприятно влияют на холодопроизводительность установки, которая падает по мере роста потерь давления. В таблице 3.1 приведены допустимые значения потерь давления (в пересчете на падение температуры) для различных трубопроводов холодильной установки.

Таблица 3.1.

**Допустимые значения потерь давления  
в различных трубопроводах холодильной установки в пересчете  
на эквивалентное падение температуры**

Тип трубопровода	Допустимое падение давления в пересчете на температуру, К
Всасывание	от 1 до 2
Нагнетание	от 1 до 2
Жидкостная магистраль между конденсатором и жидкостным ресивером	0,5
Жидкостная магистраль между жидкостным ресивером и испарителем	0,5

Допустимые пределы скорости потока хладагента приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2.

**Допустимые значения скорости потока хладагента  
в различных трубопроводах холодильной установки**

Тип трубопровода	Допустимые пределы скорости потока, м/с
Всасывание	от 6 до 12
Нагнетание	от 6 до 12
Жидкостная магистраль	от 0,3 до 1,2

Определение диаметра трубопровода должно быть выполнено как можно более точно, поскольку потери давления возрастают пропорционально квадрату прироста скорости потока.

### 3.3.2. Определение размеров трубопроводов с помощью номограмм

Номограмма представляет собой совокупность графиков, построенных для конкретного трубопровода (всасывающего, нагнетательного или жидкостного) и конкретного хладагента.

Определение диаметра каждого трубопровода производится по отдельной номограмме на основе следующих исходных данных:

- холодопроизводительности испарителя  $Q_0$ ;
- температуры испарения  $t_0$ , равная  $T_{камеры} - dT_1$ ;
- температуры конденсации  $t_c$ , равная  $T_{окр.среды} + 15^\circ\text{C}$ ;
- максимально допустимых потерь давления, приведенных к максимально допустимому снижению температуры  $\Delta t$ ;
- полной эквивалентной длины трубопроводов.

Для оценки полной эквивалентной длины трубопровода могут быть использованы следующие рекомендации:

$$l_{эв} = l_z + 0,3L_z \text{ для трубопроводов с небольшим количеством местных сопротивлений и неоднородности потока;}$$

$$l_{эв} = l_z + 0,5L_z \text{ для трубопроводов, содержащих много местных сопротивлений и неоднородностей потока.}$$

Здесь  $L_z$  — геометрическая длина соответствующей магистрали.

Последовательность определения диаметра трубопровода одна и та же для всех номограмм. Примеры определения различных диаметров для хладагентов R22, R404a приведены на рисунках с 3.4 по 3.9.

### 3.3.3. Пример выбора трубопроводов для хладагента

В примере 3.2.3 были выбраны две холодильные системы на базе компрессорно-конденсаторного агрегата АК-4P10-С-ІКМД с одним воздухоохладителем ВК7-345-ВЕ каждая. Используемый хладагент R22. Определим диаметры трубопроводов магистрали всасывания и жидкостной магистрали, пользуясь номограммами, приведенными.

Выбор проведем для одной системы, для другой аналогично.

*Подбор магистрали всасывания.*

Исходные данные (см. каталог "Холодильные системы"):

Холодопроизводительность холодильной системы  $Q_0 = 13\ 130$  Вт;

температура кипения  $t_0 = t_{кам} - dT_1 = -18 - 6,5 = -24,5^\circ\text{C}$ ;

температуру конденсации примем равной  $t_c = t_{oc} + 15^\circ\text{C} = 25 + 15 = 40^\circ\text{C}$ ;

максимально допустимое падение температуры во всасывающей магистрали 2К;

эквивалентная длина трубопровода:  $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2$ , предположим, что геометрическая длина магистрали всасывания равна 25 м, тогда  $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2 = 25 + 0,3 \cdot 25 = 32,5$  м.

**Решение** (рис. 3.7):

Из точки  $t_c = +40$  °С поднимаемся вверх до пересечения с температурой кипения  $t_0 = -24,5$  °С (точка А) далее по горизонтали до пересечения с направлением  $Q_o = 13,13$  кВт (точка В), а из этой точке вертикально вниз (вертикальная прямая ВС).

После этого справа выбираем точку  $l_{экв} = 32,5$  м и идем по прямой ( $l_{экв} = 32,5$ ) м справа налево до пересечения с  $t_0 = -24,5$ К (точка D), далее вертикально вниз до пересечения с  $\Delta t = 2$ К (точка Е), затем по горизонтали справа налево до пересечения с вертикальной прямой ВС. Получаем точку G, лежащую между двумя прямыми: магистраль всасывания 28×1,5 и 35×1,5.

Определим потери в случае выбора магистрали всасывания 28×1,5 (1"1/8).

Из точки G поднимаемся вверх по вертикальной прямой ВС до пересечения с прямой 28×1,5, далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с температурой кипения  $t_0 = -24,5$  °С и опускаемся вниз на прямую  $l_{экв} = 32,5$  м (точка h'). Откуда получаем действительные потери в магистрали всасывания при выборе диаметра 28×1,5. В этом случае они будут более 4К, и это больше максимально допустимого падения температуры равного 2К.

Определим потери в случае выбора магистрали всасывания 35×1,5 (1"3/8)

Из точки G опускаемся вертикально вниз по прямой ВС до пересечения с прямой 35×1,5. Далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с температурой кипения  $t_0 = -24,5$  °С и поднимаемся вертикально вверх до прямой  $l_{экв} = 32,5$  м (точка h"). Откуда получаем действительные потери в магистрали всасывания при выборе диаметра 35×1,5. В данном случае они равны 1,6К, и это меньше максимально допустимого падения температуры равного 2К.

После определения действительных потерь можно выбрать диаметр всасывающей магистрали, в данном случае выбираем диаметр всасывающей магистрали 35×1,5 (1"3/8). Потери во всасывающей магистрали составят 1,4 К.

*Подбор жидкостной магистрали.*

Исходные данные:

холодопроизводительность  $Q_o = 13$  130 Вт;

температура кипения  $t_0 = t_{кам} - \Delta T_1 = -18 - 6,5 = -24,5$  °С;

температуру конденсации примем равной  $t_c = t_{oc} + 15$  °С = 25 + 15 = 40°С;

максимально допустимое падение температуры в жидкостной магистрали 1К;

эквивалентная длина трубопровода:  $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2$ , предположим, что геометрическая длина жидкостной магистрали равна 25 м, тогда  $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2 = 25 + 0,3 \cdot 25 = 32,5$  м.

**Решение** (рис. 3.9.):

Из точки  $t_c = +40$ °С поднимаемся вверх до пересечения с температурой кипения  $t_0 = -24,5$  °С (точка А) далее по горизонтали до пересечения с направлением  $Q_o = 13,13$  кВт (точка В), а из этой точке вертикально вверх (вертикальная прямая ВС).

После этого справа выбираем точку  $l_{экв} = 32,5$  м и идем по прямой ( $l_{экв} = 32,5$  м) справа налево до пересечения с  $t_c = 40$ °С (точка D), далее вертикально вверх до пересечения с  $\Delta t = 1$ К (точка Е), затем по горизонтали справа налево до пересечения с вертикальной прямой ВС. Получаем точку G, лежащую между двумя прямыми: жидкостная магистраль 12×1 и 15×1.

Определим потери в случае выбора жидкостной магистрали 12×1 (1/2").

Из точки G поднимаемся вверх по вертикальной прямой ВС до пересечения с прямой 12×1, далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с прямой  $t_c = 40$ °С и опускаемся вниз на прямую  $l_{экв} = 32,5$  м (точка h'). Откуда получаем действительные потери в жидкостной магистрали при выборе диаметра 12×1. В этом случае они будут равны 1,1К, и это больше максимально допустимого падения температуры равного 1К.

Определим потери в случае выбора жидкостной магистрали 15×1 (5/8").

Из точки G опускаемся вниз по вертикальной прямой ВС до пересечения с прямой 15×1. Далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с прямой  $t_c = 40$ °С и опускаемся вертикально вниз до прямой  $l_{экв} = 32,5$  м (точка h"). Откуда получаем, что действительные потери в жидкостной магистрали при выборе диаметра 15×1 будут равны 0,32К, и это меньше максимально допустимого падения температуры равного 1К.

Таким образом, диаметр жидкостной магистрали необходимо выбрать равным 15×1 (5/8"), а потери давления в этом случае составят 0,32К.

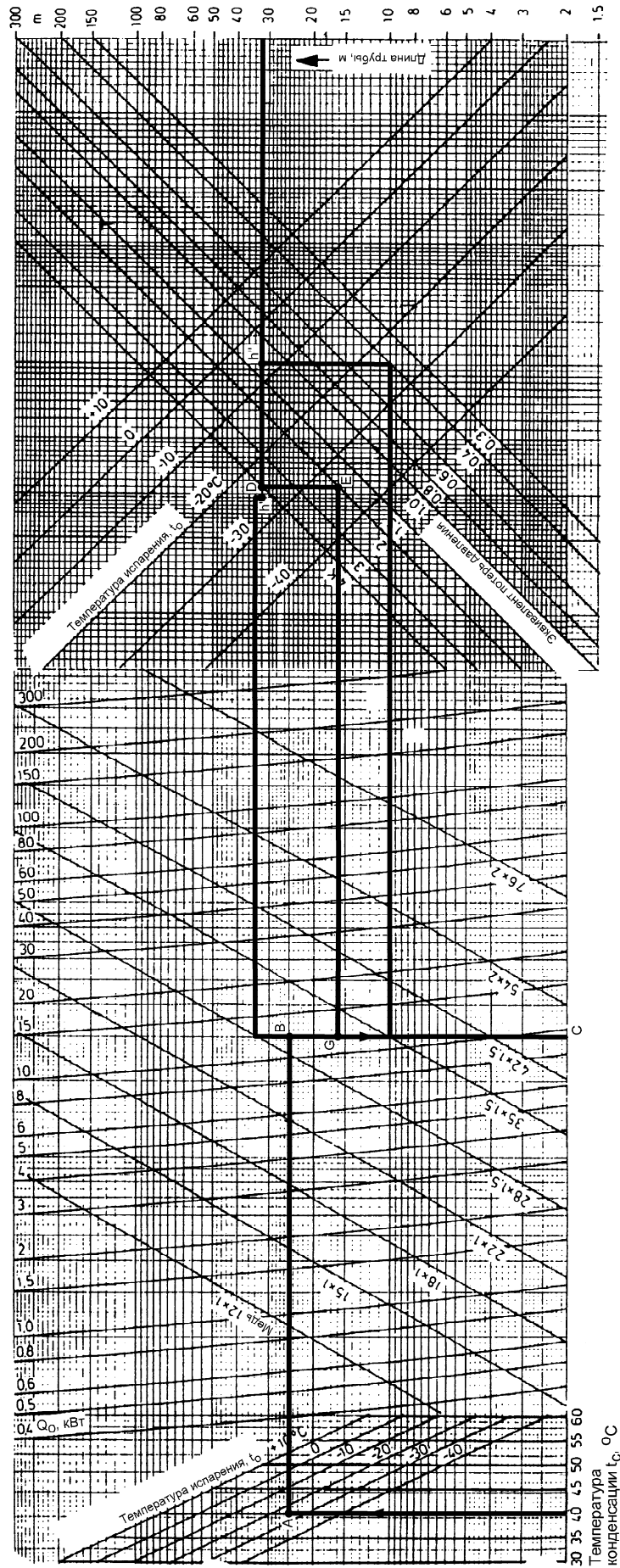


Рис. 3.7. Номограмма для определения диаметра медного трубопровода всасывания (хладагент R22).

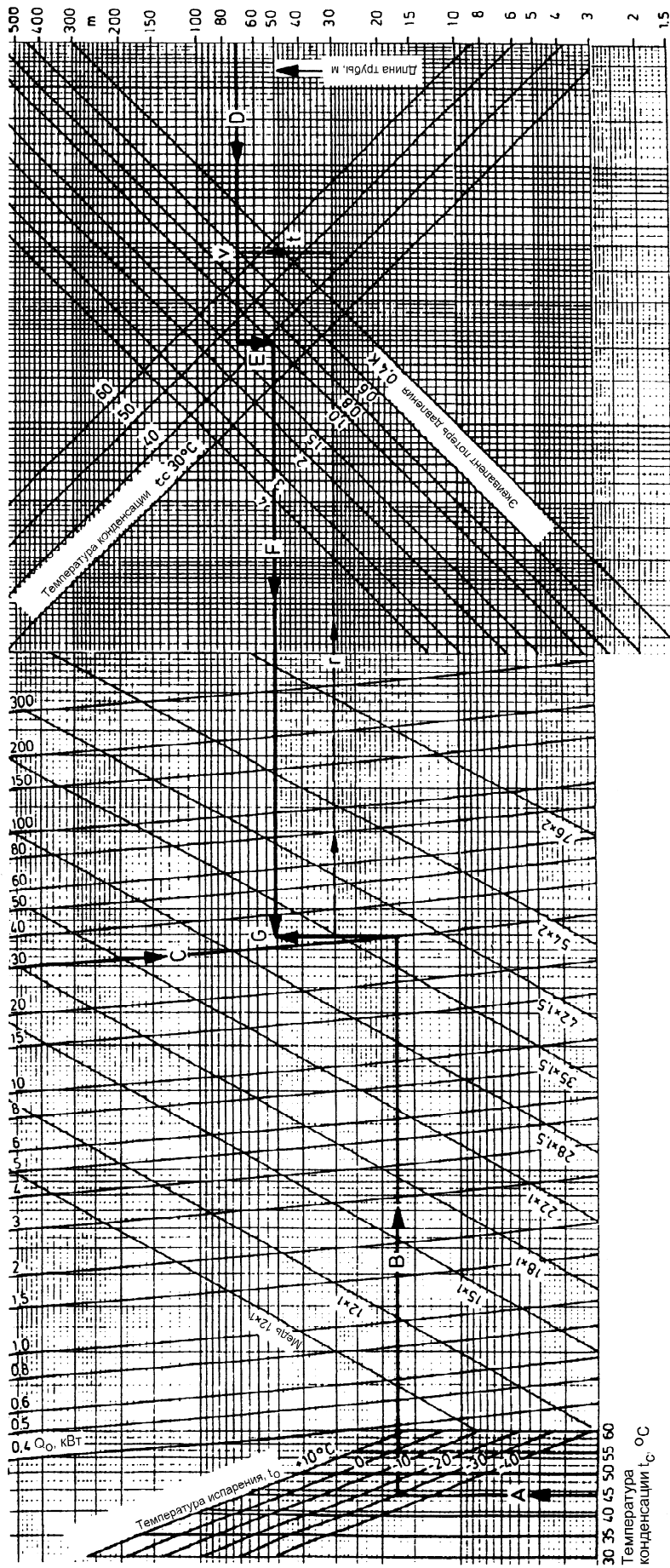


Рис. 3.8. Номограмма для определения диаметра медного трубопровода нагнетания (хладагент R22).

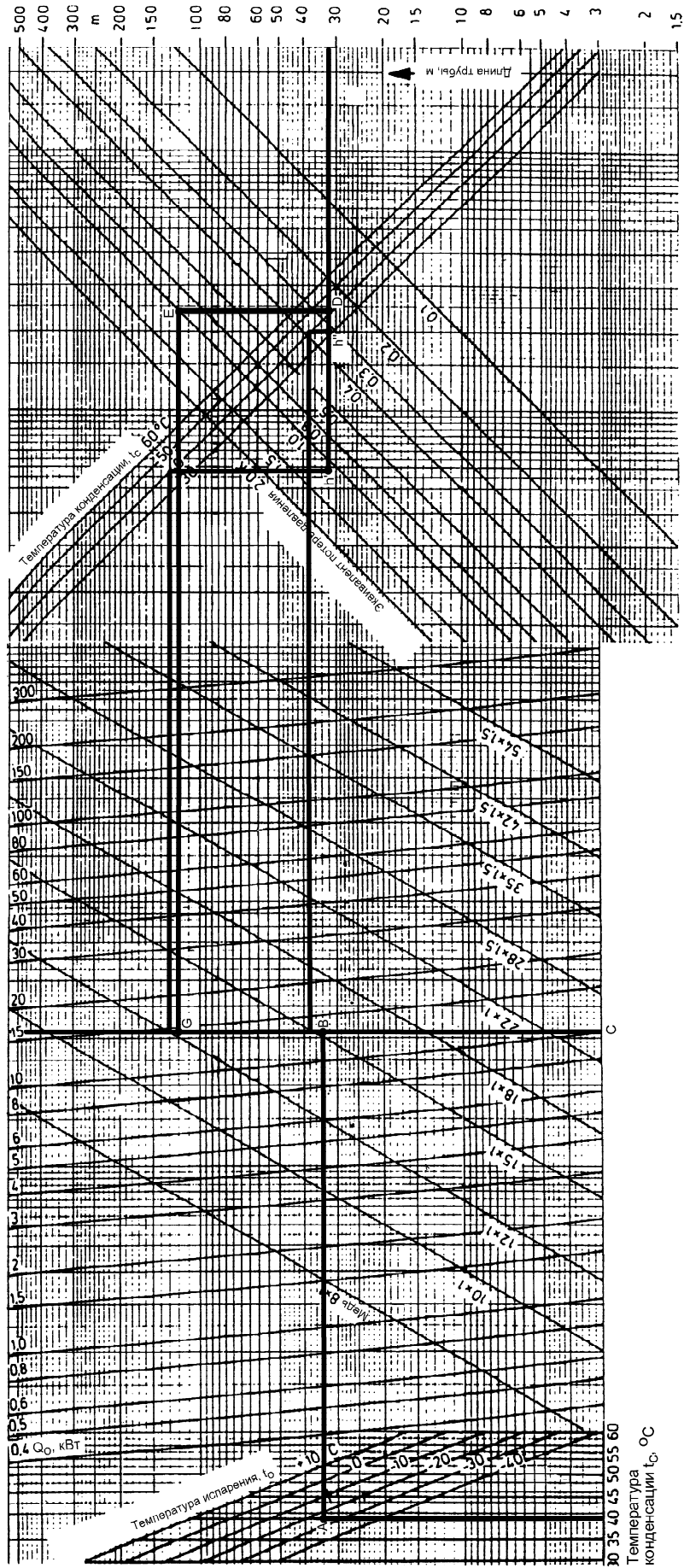


Рис. 3.9. Номограмма для определения диаметра медного жидкостного трубопровода (хладагент R22).

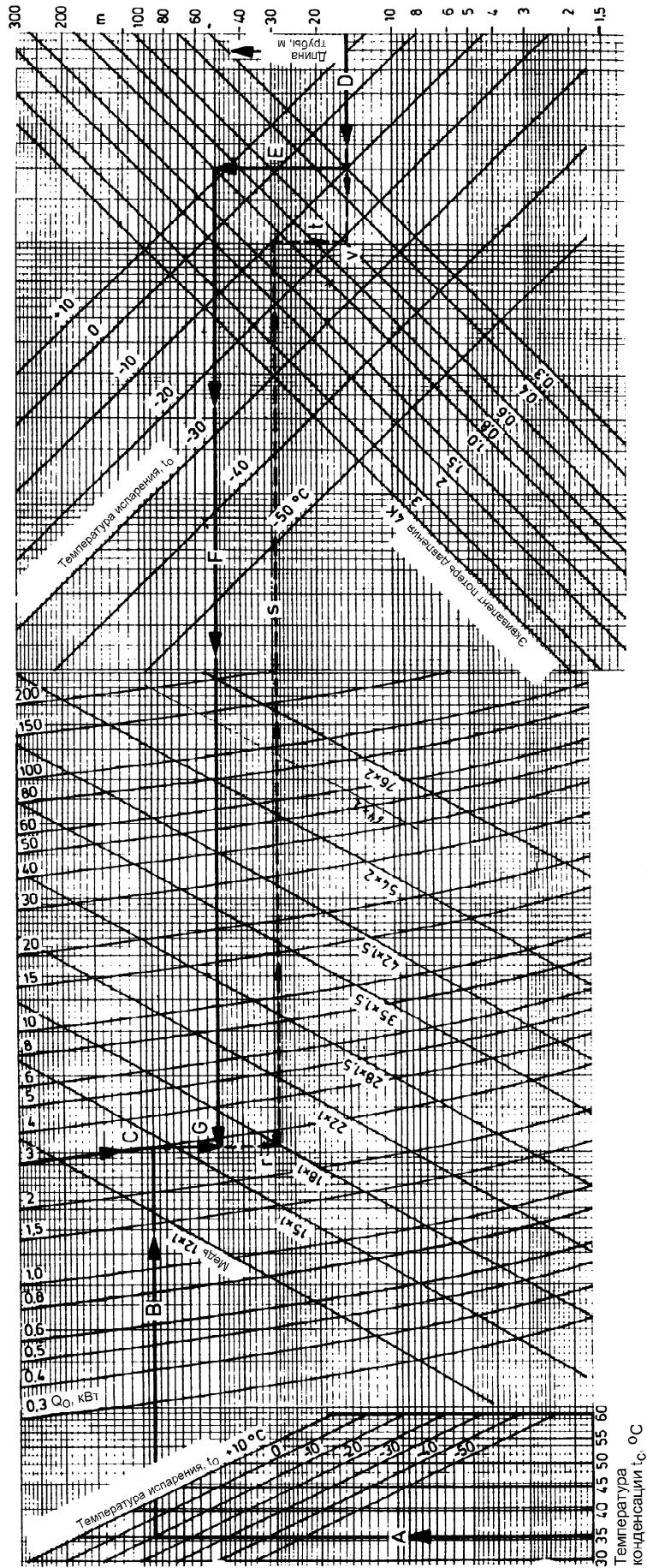


Рис. 3.10. Номограмма для определения диаметра медного трубопровода всасывания (хладагент R404A).

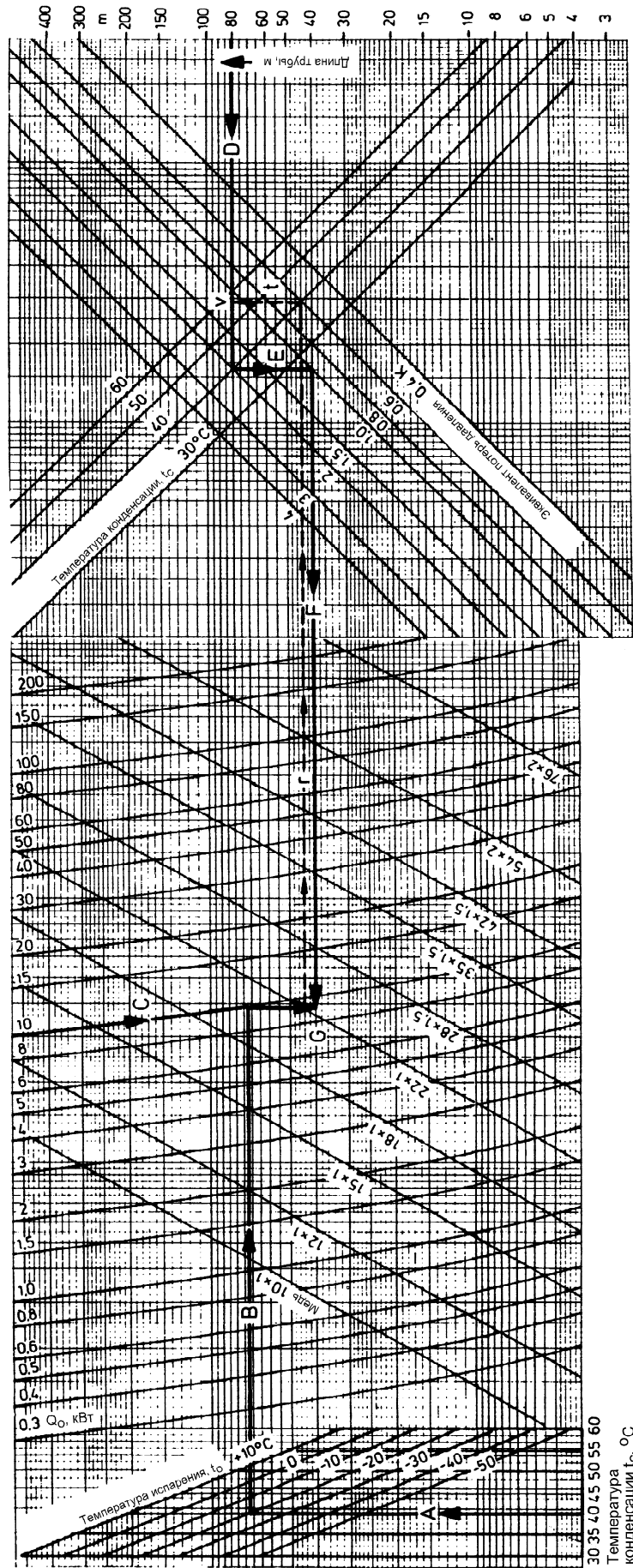


Рис. 3.11. Номограмма для определения диаметра медного трубопровода нагнетания (хладагент R404A).

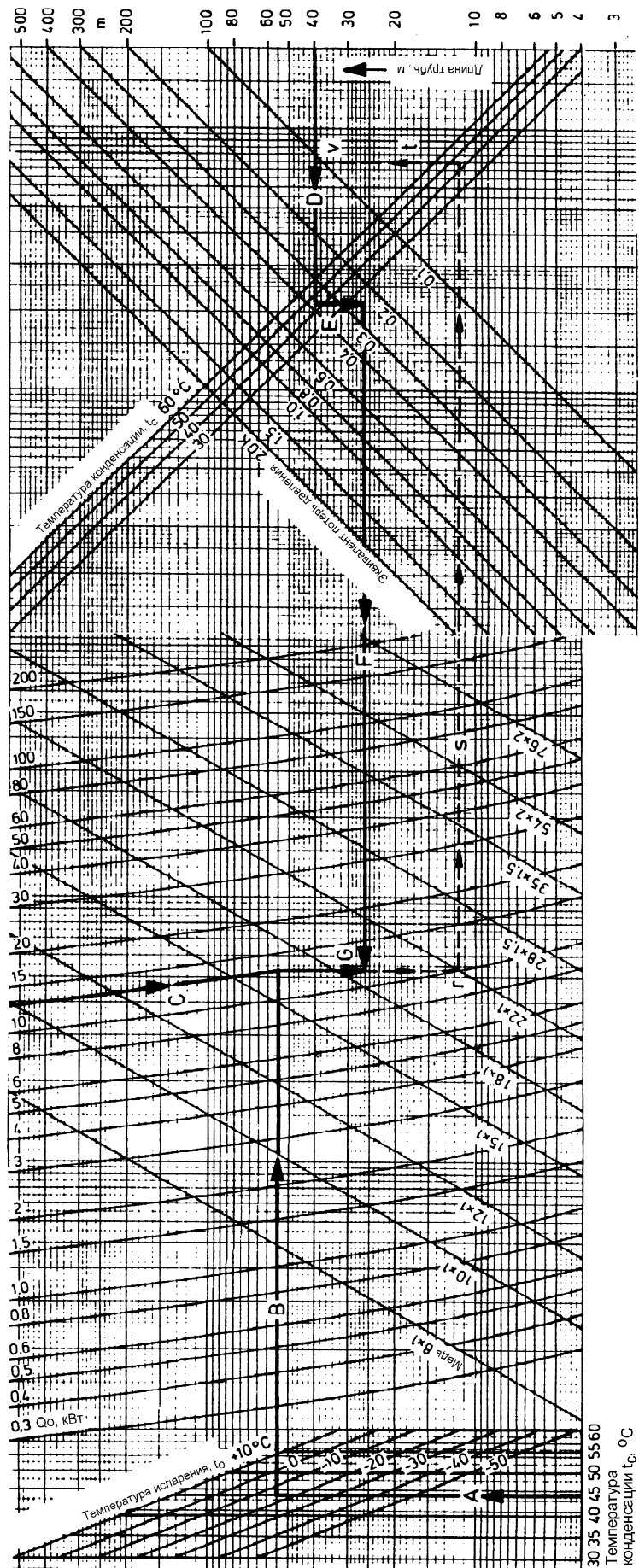


Рис. 3.12. Номограмма для определения диаметра медного жидкостного трубопровода (хладагент R404A).

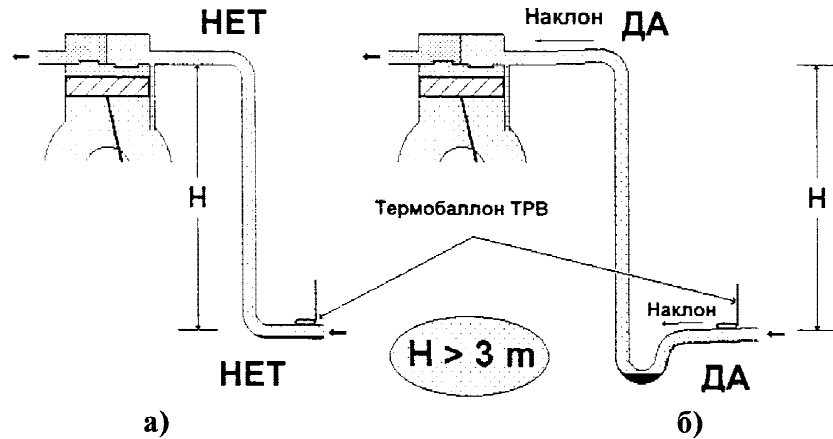
**3.3.4. Основные правила монтажа трубопроводов**

При монтаже холодильного контура фреоновых установок следует использовать только специальные медные трубы, предназначенные для холодильных установок (т.е. трубы "холодильного" качества). Такие трубы за рубежом маркируются буквами "R" или "L"

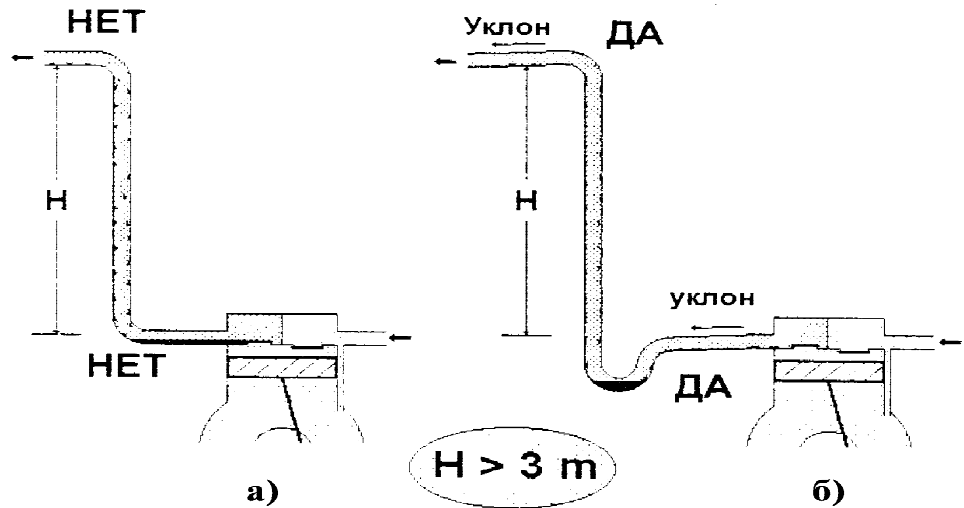
Трубы прокладывают по трассе, указанной в проекте или монтажной схеме. Трубы должны быть в основном расположены горизонтально или вертикально. Исключение составляют:

- горизонтальные участки всасывающего трубопровода, которые выполняют с уклоном не менее 12 мм на 1 м в сторону компрессора для облегчения возврата в него масла;
- горизонтальные участки нагнетательного трубопровода, которые выполняют с уклоном не менее 12 мм на 1 м в сторону конденсатора.

В нижних частях восходящих вертикальных участков всасывающих и нагнетательных магистралей высотой более 3 метров необходимо монтировать маслоподъемные петли. Схема монтажа маслоподъемной петли на входе в компрессор и на выходе из него приведена на рис. 3.13 и 3.14.



**Рис. 3.13. Установка маслоподъемной петли на входе в компрессор:**  
а) неправильно, б) правильно, уклон не менее 12 мм на 1 м.



**Рис. 3.14. Установка маслоподъемной петли на выходе из компрессора:**  
а) неправильно, б) правильно, уклон не менее 12 мм на 1 м.

Если высота восходящего участка более 7,5 метров, то должна устанавливаться вторая маслоподъемная петля. В общем случае маслоподъемные петли следует монтировать через каждые 7,5 метров восходящего участка всасывающего (нагнетательного) трубопровода (см. рис. 3.15). Вместе с тем желательно, чтобы длины восходящих участков, особенно жидкостных, были как можно меньше во избежание значительных потерь давления в них.

Длина восходящих участков трубопроводов более 30 метров не рекомендуется.

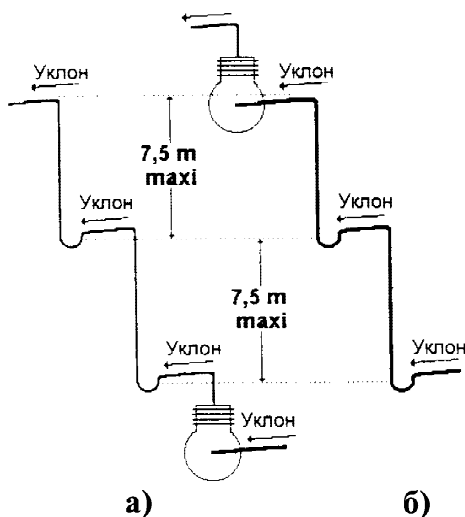


Рис. 3.15. Схема установки маслоподъемных петель на восходящих участках трубопроводов длиной более 7,5 метров: а) нагнетательный трубопровод, уклон не менее 12 мм на 1 м, б) всасывающий трубопровод, уклон не менее 12 мм на 1 м.

При изготовлении маслоподъемной петли следует иметь в виду, что ее размеры должны быть как можно меньше. Лучше всего в качестве маслоподъемной петли использовать один U-образный или два уголковых фитинга (см. рис. 3.16). При изготовлении маслоподъемной петли путем изгиба трубы, а также при необходимости уменьшения диаметра восходящего участка трубопровода следует соблюдать требование, чтобы длина  $L$  была не более 8 диаметров соединяемых трубопроводов (рис. 3.17).

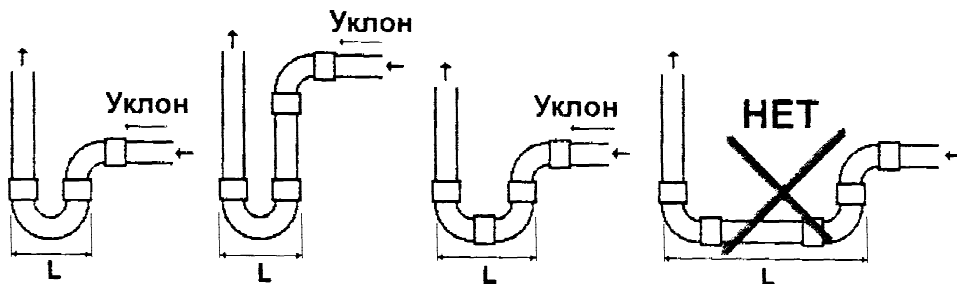


Рис. 3.16. Возможные варианты конструкции маслоподъемной петли.

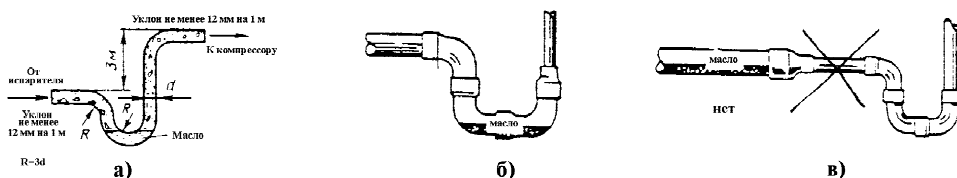


Рис. 3.17. Требования к маслоподъемной петле: а) при изготовлении путем изгиба труб; б) при необходимости уменьшения диаметра восходящего участка; в) недопустимая конструкция.

Для установок с несколькими воздухоохладителями (испарителями), расположенными на разных уровнях по отношению к компрессору рекомендуемые варианты монтажа трубопроводов с маслоподъемными петлями приведены на рис. 3.18. Вариант (а) на рис. 3.18 можно использовать только в случае наличия отделителя жидкости и размещения компрессора ниже испарителей, в остальных случаях необходимо использовать вариант (б).

В тех случаях, когда в процессе работы установки предусматривается возможность отключения одного или нескольких воздухоохладителей, расположенных ниже компрессора, и это может привести к падению расхода в общем восходящем трубопроводе всасывания более, чем на 40 %, необходимо общий восходящий трубопровод выполнять в виде 2-х труб (см. рис. 3.19). При этом диаметр меньшей трубы (А) выбирают таким образом, чтобы при минимальном расходе скорость потока в нем была не менее 8 м/с и не более 15 м/с, а диаметр большей трубы (В) определяют из условия сохранения скорости потока в диапазоне от 8 м/с до 15 м/с в обеих трубах при максимальном расходе (см.п. 3.2.2).

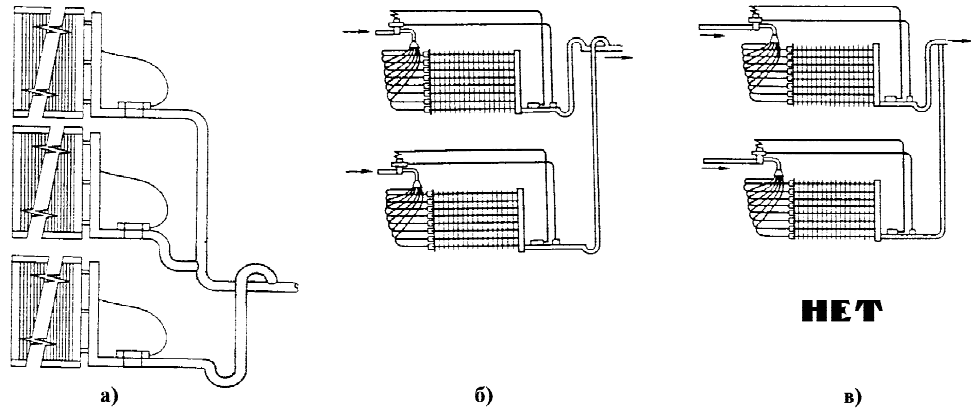


Рис. 3.18. Рекомендуемые (а и б) и неправильный (в) варианты монтажа трубопроводов с маслоподъемными петлями при наличии в составе установки нескольких воздухоохладителей (испарителей), расположенных на разных уровнях.

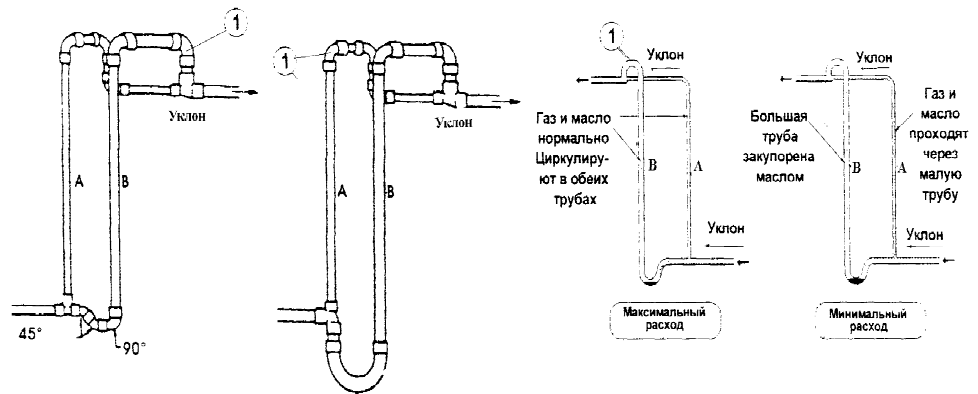


Рис. 3.19. Рекомендуемые схемы монтажа восходящего участка общего всасывающего трубопровода, объединяющего несколько испарителей, при возможности падения расхода в нем более, чем на 40 %; 1 - сифон (контрпетля); А - меньшая труба; В - большая труба.

При разности уровней более 7,5 метров вдвоенные трубопроводы необходимо устанавливать на каждом участке высотой не более 7,5 м, строго соблюдая требования рис. 3.19. Для получения надежных паяных соединений рекомендуется использовать стандартные фитинги различной конфигурации (см. рис. 3.20).

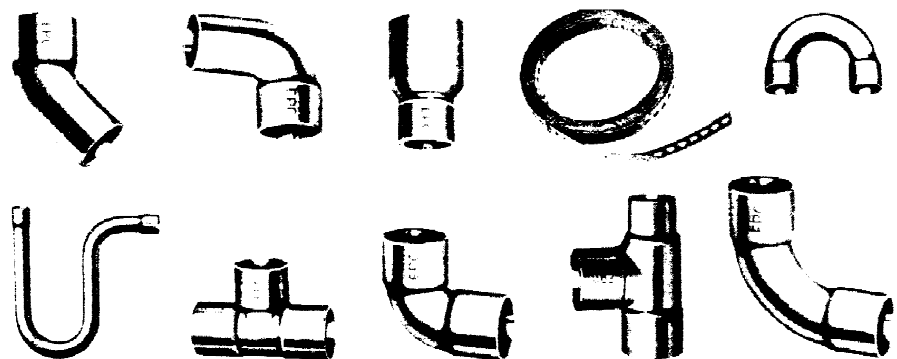
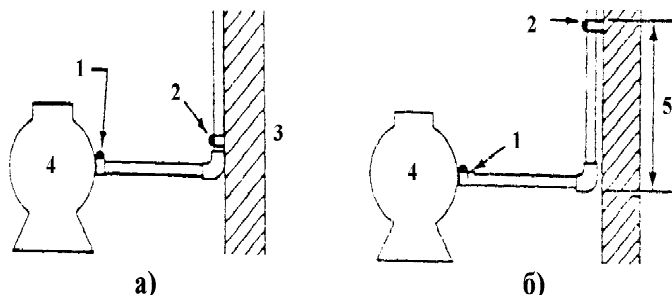
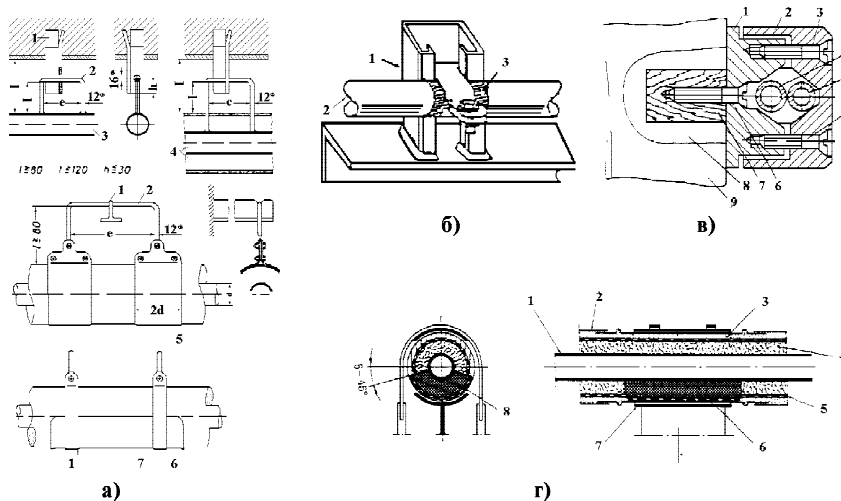


Рис. 3.20. Образцы медных фитингов, рекомендуемые к использованию при сборке холодильного контура. Соединение медных труб производят с помощью муфт, изготовленных также из меди, длина которых составляет два-три диаметра, а внутренний диаметр на 0,3-0,5 мм больше наружного диаметра соединяемых трубопроводов.

При монтаже холодильного контура трубопроводы рекомендуется прокладывать с использованием специальных опор (подвесок) с хомутами. При совместной прокладке всасывающих и жидкостных магистралей вначале монтируют всасывающие трубопроводы и параллельно с ними жидкостные. Опоры и подвески необходимо устанавливать с шагом от 1,3 до 1,5 метров. Наличие опор (подвесок) должно также предотвращать отсыревание стен, вдоль которых прокладывают не теплоизолированные всасывающие магистрали. Различные конструктивные варианты опор (подвесок) и рекомендации по месту их крепления показаны на рис. 3.21, 3.22.



**Рис. 3.21. Крепление опоры трубопровода при подсоединении к агрегату: а) - неправильно, б) - правильно; 1 - подсоединительный узел; 2 - опора; 3 - стена; 4 - агрегат; 5 - не менее 10 диаметров трубопровода.**



**Рис. 3.22. Различные варианты опор и подвесок, используемые при прокладке холодильных трубопроводов: а) подвеска трубы к потолку или вдоль стены: 1 - стальной профиль (уголок, швеллер и т.п.); 2 - серьга; 3 - труба; 4 - труба с теплоизоляцией; 5 - широкий хомут; 6 - узкий хомут; 7 - защитная подкладка; б) опора на полке углового профиля: 1 - корпус опоры; 2 - труба; 3 - прокладка; в) опора в виде колодки, прикрепленной к стене: 1 - основание колодки; 2 - крышка колодки; 3 - винты; 4 - всасывающий трубопровод; 5 - жидкостной трубопровод; 6 - шуруп; 7 - деревянная пробка; 8 - цементная заливка; 9 - стена; г) опора для теплоизолированной трубы: 1 - трубы; 2 - наружное покрытие; 3 - прочная муфта; 4 - теплоизоляция; 5 - влагонепроницаемое покрытие (гидроизоляция); 6 - опора; 7 - оболочка опоры.**

**3.4. Расчет заправки хладагентом**

Расчет объема заправки холодильной системы производится на основании следующих исходных данных:

- технические характеристики выбранного оборудования;
- монтажная схема холодильной системы с указанием мест расположения оборудования и диаметрами соединительных трубопроводов.

Расчет массы заправки хладагента производится по следующей формуле:

$$M_{запр} = \rho_{х.а} \cdot (0,4V_{исп} + k_g V_{рес} + V_{ж.м}),$$

где  $\rho_{х.а}$  — плотность используемого хладагента,  $\rho_{R22} = 1,3 \text{ кг/дм}^3$ ;  $\rho_{R404A} = 1,04 \text{ кг/дм}^3$

$V_{исп}$  — внутренний объем воздухоохладителя (воздухоохладителей);

$V_{рес}$  — объем ресивера холодильного агрегата;

$V_{ж.м}$  — внутренний объем жидкостных магистралей;

$k_g$  — коэффициент, учитывающий схему монтажа конденсатора.

$k_g = 0,3$  для компрессорно-конденсаторных агрегатов без гидравлического регулятора давления конденсации;

$k_g = 0,4$  — при использовании гидравлического регулятора давления конденсации (монтаж агрегата на улице или исполнение с выносным конденсатором).

**Пример**

Расчет объема заправки холодильной системы, выбранной в примере 3.2.3. Расчет приведен для одной системы, для другой аналогично.

Исходные данные:

агрегат: АК-4Р10-С-ИКМД;  
 воздухоохладитель: ВК7-345-ВЕ;  
 диаметр жидкостной магистрали: 5/8";  
 длина жидкостной магистрали: 25 м;  
 хладагент: R22.

**Решение:**

Пользуясь техническим каталогом "Холодильные системы" фирмы "Остров" находим следующие технические данные:

для агрегата АК-4 Р10-С объем ресивера  $V_{pec} = 22,0 \text{ дм}^3$ ;

для воздухоохладителя ВК7-345-ВЕ внутренний объем испарителя  $V_{исп} = 14,55 \text{ дм}^3$ .

Внутренний объем жидкостной магистрали определим по формуле:

$$V_{ж.м.} = 0,785 \cdot (D_{ж.м.} - 2 \cdot d_{ж.м.})^2 \cdot L_{ж.м.}, \text{ дм}^3$$

Где  $D_{ж.м.}$  — наружный диаметр жидкостной магистрали, определенный по номограмме, дм;  
 $d_{ж.м.}$  — толщина стенки трубы жидкостной магистрали, дм;  
 $L_{ж.м.}$  — длина жидкостной магистрали, дм.

В данном случае  $D_{ж.м.} = 5/8" = 15,87 \text{ мм} = 0,1587 \text{ дм}$ ;  $d_{ж.м.} = 0,76 \text{ мм} = 0,0076 \text{ дм}$ ;  $L_{ж.м.} = 250 \text{ дм}$ .

Тогда

$$\begin{aligned} V_{ж.м.} &= 0,785 \cdot (D_{ж.м.} - d_{ж.м.})^2 \cdot L_{ж.м.} = \\ &= 0,785 \cdot (0,1587 - 2 \cdot 0,0076)^2 \cdot 250 = 4,04 \text{ дм}^3. \end{aligned}$$

Коэффициент  $k_g$ , учитывающий схему монтажа, для компрессорно-конденсаторного агрегата равен 0,3.

Объем заправки:

$$V_{запр} = 0,4 \cdot V_{исп} + k_g \cdot V_{pec} + V_{ж.м.} = 0,4 \cdot 14,55 + 0,3 \cdot 22 + 4,04 = 16,46 \text{ дм}^3.$$

Масса заправки

$$M_{запр} = \rho_{х.а.} \cdot V_{запр}, \text{ кг},$$

где  $\rho_{х.а.}$  — плотность используемого хладагента,  $\text{кг/дм}^3$  (для фреона R22  $\rho_{х.а.} = 1,3 \text{ кг/дм}^3$ );  
 $V_{запр}$  — объем заправки,  $\text{дм}^3$ .

$$M_{запр} = \rho_{х.а.} \cdot V_{запр} = 1,3 \cdot 16,46 = 21,4 \text{ кг}.$$

То есть получили, что масса заправки фреоном R22 для одной системы составляет приблизительно 21,5 кг.

**Перевод единиц измерения**

<b>Длина</b>	<b>Масса</b>
1 дюйм (in) = 0,0254 м	1 унция (oz) = 28,35 г
1 фут (ft) = 12 дюймов = 0,3048 м	1 фунт (lb) = 16 унций = 0,44359 кг
1 ярд = 3 фута = 0,9143 м	1 квинта США = 100 фунтов
1 миля = 1,760 ярда = 1609 м	1 короткая тонна (США) = 2000 фунтов = 907,18 кг
1 морская миля = 1852 м	1 длинная тонна (Великобр.) = 2240 фунтов = 1016,04 кг
<b>Объем</b>	<b>Вязкость</b>
1 куб. дюйм = 16,387064 см <sup>3</sup>	1 кгс·с/м <sup>2</sup> (kG s / m <sup>2</sup> ) = 0,9807 × 10 Н с/м <sup>2</sup>
1 куб. фут = 0,028317 м <sup>3</sup>	1 фунт·с/фут <sup>2</sup> (lb fs / ft <sup>2</sup> ) = 4,788 × 10 Н с/м <sup>2</sup>
1 куб. ярд = 0,76455 м <sup>3</sup>	1 пуаз (Poise) = 10 <sup>-1</sup> Н с/м <sup>2</sup>
1 пинта = 0,568 л	1 стокс (Stokes) = 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> /с
1 галлон = 4,546 л	1 дюйм <sup>2</sup> /с (in <sup>2</sup> / s) = 6,452 × 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> /с
1 галлон США = 3,785 л	1 фут <sup>2</sup> /с (ft <sup>2</sup> / s) = 9,290 × 10 <sup>-2</sup> м <sup>2</sup> /с
<b>Удельный объем</b>	<b>Температура</b>
1 куб. фут/фунт = 62,43 дм <sup>2</sup> /кг	°Фаренгейт = °С × 9/5 + 32
1 галлон/фунт = 8,3 дм <sup>3</sup> /кг	°Цельсий = (°F - 32) × 5/9
<b>Мощность</b>	<b>Энергия – количество тепла</b>
1 л.с. = 745,7 Вт	1 кал. = 4,18 Дж
1 л.с. (метрическая) = 735,5 Вт	1 В.Т.У. = 0,252 ккал
1 ккал/ч = 1,163 Вт	1 В.Т.У. = 1053 Дж
1 ВТУ/ч = 0,293 Вт	1 В.Т.У./ фунт °F = 1 ккал/кг °С
1 тонна холода = 3514,5 Вт	1 ккал = 1 миллитерма
1 тонна холода = 12000 ВТУ/ч	1 fg/h = -1 ккал / час
1 тонна холода = 3022,5 Ккал/ч	1 ккал/ч = 1,163 Вт
1 тонна холода = 2516,9 Вт	1 тонна (США) = 3024 ккал/ч
	1 тонна (Великобр.) = 3340 ккал/ч
<b>Площадь</b>	<b>Давление</b>
1 кв. дюйм = 6,4516 см <sup>2</sup>	1 бар = 100 кПа = 750,06 мм.рт.ст.
1 кв. фут = 0,0929 м <sup>2</sup>	1 бар = 1,0197 кг/см <sup>3</sup>
1 кв. ярд = 0,8361 м <sup>2</sup>	1 атм. = 760 мм.рт.ст. = 1,013 бар
	1 PSI = 0,06895 бар = 0,06805 атм.
<b>Плотность</b>	
1 фунт / куб. фут = 0,016 кг/дм <sup>3</sup>	

Перевод единиц температуры

°C	°F	K	°C	°F	K	°C	°F	K	°C	°F	K
-273,15	-469,67	0									
-273	-459,4	0,15	+100	+212,0	373,15	+475	887,0	748,15	+850	1562,0	1123,15
-270	-454,0	3,15	+105	+221,0	378,15	+480	896,0	753,15	+855	1571,0	1128,15
-265	-445,0	8,15	+110	+230,0	383,15	+485	905,0	758,15	+860	1580,0	1133,15
-260	-436,0	13,15	+115	+239,0	388,15	+490	914,0	763,15	+865	1589,0	1138,15
-255	-427,0	18,15	+120	+248,0	393,15	+495	923,0	768,15	+870	1598,0	1143,15
-250	-418,0	23,15	+125	+257,0	398,15	+500	932,0	773,15	+875	1607,0	1148,15
-245	-409,0	28,15	+130	+266,0	403,15	+505	941,0	778,15	+880	1616,0	1153,15
-240	-400,0	33,15	+135	+275,0	408,15	+510	950,0	783,15	+885	1625,0	1158,15
-235	-391,0	38,15	+140	+284,0	413,15	+515	959,0	788,15	+890	1634,0	1163,15
-230	-382,0	43,15	+145	+293,0	418,15	+520	968,0	793,15	+895	1643,0	1168,15
-225	-373,0	48,15	+150	+302,0	423,15	+525	977,0	798,15	+900	1652,0	1173,15
-220	-364,0	53,15	+155	+311,0	428,15	+530	986,0	803,15	+905	1661,0	1178,15
-215	-355,0	58,15	+160	+320,0	433,15	+535	995,0	808,15	+910	1670,0	1183,15
-210	-346,0	63,15	+165	+329,0	438,15	+540	1004,0	813,15	+915	1679,0	1188,15
-205	-337,0	68,15	+170	+338,0	443,15	+545	1013,0	818,15	+920	1688,0	1193,15
-200	-328,0	73,15	+175	+347,0	448,15	+550	1022,0	823,15	+925	1697,0	1198,15
-195	-319,0	78,15	+180	+356,0	453,15	+555	1031,0	828,15	+930	1706,0	1203,15
-190	-310,0	83,15	+185	+365,0	458,15	+560	1040,0	833,15	+935	1715,0	1208,15
-185	-301,0	88,15	+190	+374,0	463,15	+565	1049,0	838,15	+940	1724,0	1213,15
-180	-292,0	93,15	+195	+383,0	468,15	+570	1058,0	843,15	+945	1733,0	1218,15
-175	-283,0	98,15	+200	+392,0	473,15	+575	1067,0	848,15	+950	1742,0	1223,15
-170	-274,0	103,15	+205	+401,0	478,15	+580	1076,0	853,15	+955	1751,0	1228,15
-165	-265,0	108,15	+210	+410,0	483,15	+585	1085,0	858,15	+960	1760,0	1233,15
-160	-256,0	113,15	+215	+419,0	488,15	+590	1094,0	863,15	+965	1769,0	1238,15
-155	-247,0	118,15	+220	+428,0	493,15	+595	1103,0	868,15	+970	1778,0	1243,15
-150	-238,0	123,15	+225	+437,0	498,15	+600	1112,0	873,15	+975	1787,0	1248,15
-145	-229,0	128,15	+230	+446,0	503,15	+605	1121,0	878,15	+980	1796,0	1253,15
-140	-220,0	133,15	+235	+455,0	508,15	+610	1130,0	883,15	+985	1805,0	1258,15
-135	-211,0	138,15	+240	+464,0	513,15	+615	1139,0	888,15	+990	1814,0	1263,15
-130	-202,0	143,15	+245	+473,0	518,15	+620	1148,0	893,15	+995	1823,0	1268,15
-125	-193,0	148,15	+250	+482,0	523,15	+625	1157,0	898,15	+1000	1832,0	1273,15
-120	-184,0	153,15	+255	+491,0	528,15	+630	1166,0	903,15	+1005	1841,0	1278,15
-115	-175,0	158,15	+260	+500,0	533,15	+635	1175,0	908,15	+1010	1850,0	1283,15
-110	-166,0	163,15	+265	+509,0	538,15	+640	1184,0	913,15	+1015	1859,0	1288,15
-105	-157,0	168,15	+270	+518,0	543,15	+645	1193,0	918,15	+1020	1868,0	1293,15
-100	-148,0	173,15	+275	+527,0	548,15	+650	1202,0	923,15	+1025	1877,0	1298,15
-95	-139,0	178,15	+280	+536,0	553,15	+655	1211,0	928,15	+1030	1886,0	1303,15
-90	-130,0	183,15	+285	+545,0	558,15	+660	1220,0	933,15	+1035	1895,0	1308,15
-85	-121,0	188,15	+290	+554,0	563,15	+665	1229,0	938,15	+1040	1904,0	1313,15
-80	-112,0	193,15	+295	+563,0	568,15	+670	1238,0	943,15	+1045	1913,0	1318,15
-75	-103,0	198,15	+300	+572,0	573,15	+675	1247,0	948,15	+1050	1922,0	1323,15
-70	-94,0	203,15	+305	+581,0	578,15	+680	1256,0	953,15	+1055	1931,0	1328,15
-65	-85,0	208,15	+310	+590,0	583,15	+685	1265,0	958,15	+1060	1940,0	1333,15
-60	-76,0	213,15	+315	+599,0	588,15	+690	1274,0	963,15	+1065	1949,0	1338,15
-55	-67,0	218,15	+320	+608,0	593,15	+695	1283,0	968,15	+1070	1958,0	1343,15
-50	-58,0	223,15	+325	+617,0	598,15	+700	1292,0	973,15	+1075	1967,0	1348,15
-45	-49,0	228,15	+330	+626,0	603,15	+705	1301,0	978,15	+1080	1976,0	1353,15
-40	-40,0	233,15	+335	+635,0	608,15	+710	1310,0	983,15	+1085	1985,0	1358,15
-35	-31,0	238,15	+340	+644,0	613,15	+715	1319,0	988,15	+1090	1994,0	1363,15
-30	-22,0	243,15	+345	+653,0	618,15	+720	1328,0	993,15	+1095	2003,0	1368,15
-25	-13,0	248,15	+350	+662,0	623,15	+725	1337,0	998,15	+1100	2012,0	1373,15
-20	-4,0	253,15	+355	+671,0	628,15	+730	1346,0	1003,15	+1105	2021,0	1378,15
-15	+5,0	258,15	+360	+680,0	633,15	+735	1355,0	1008,15	+1110	2030,0	1383,15
-10	+14,0	263,15	+365	+689,0	638,15	+740	1364,0	1013,15	+1115	2039,0	1388,15
-5	+23,0	268,15	+370	+698,0	643,15	+745	1373,0	1018,15	+1120	2048,0	1393,15
0	+32,0	273,15	+375	+707,0	648,15	+750	1382,0	1023,15	+1125	2057,0	1398,15
+5	+41,0	278,15	+380	+716,0	653,15	+755	1391,0	1028,15	+1130	2066,0	1403,15
+10	+50,0	283,15	+385	+725,0	658,15	+760	1400,0	1033,15	+1135	2075,0	1408,15
+15	+59,0	288,15	+390	+734,0	663,15	+765	1409,0	1038,15	+1140	2084,0	1413,15
+20	+68,0	293,15	+395	+743,0	668,15	+770	1418,0	1043,15	+1145	2093,0	1418,15
+25	+77,0	298,15	+400	+752,0	673,15	+775	1427,0	1048,15	+1150	2102,0	1423,15
+30	+86,0	303,15	+405	+761,0	678,15	+780	1436,0	1053,15	+1155	2111,0	1428,15
+35	+95,0	308,15	+410	+770,0	683,15	+785	1445,0	1058,15	+1160	2120,0	1433,15
+40	+104,0	313,15	+415	+779,0	688,15	+790	1454,0	1063,15	+1165	2129,0	1438,15
+45	+113,0	318,15	+420	+788,0	693,15	+795	1463,0	1068,15	+1170	2138,0	1443,15
+50	+122,0	323,15	+425	+797,0	698,15	+800	1472,0	1073,15	+1175	2147,0	1448,15
+55	+131,0	328,15	+430	+806,0	703,15	+805	1481,0	1078,15	+1180	2156,0	1453,15
+60	+140,0	333,15	+435	+815,0	708,15	+810	1490,0	1083,15	+1185	2165,0	1458,15
+65	+149,0	338,15	+440	+824,0	713,15	+815	1499,0	1088,15	+1190	2174,0	1463,15
+70	+158,0	343,15	+445	+833,0	718,15	+820	1508,0	1093,15	+1195	2183,0	1468,15
+75	+167,0	348,15	+450	+842,0	723,15	+825	1517,0	1098,15	+1200	2192,0	1473,15
+80	+176,0	353,15	+455	+851,0	728,15	+830	1526,0	1103,15			
+85	+185,0	358,15	+460	+860,0	733,15	+835	1535,0	1108,15			
+90	+194,0	363,15	+465	+869,0	738,15	+840	1544,0	1113,15			
+95	+203,0	368,15	+470	+878,0	743,15	+845	1553,0	1118,15			

**Перевод единиц давления**

PSI	BAR	PSI	BAR	PSI	BAR	PSI	BAR
1	0,069	51	3,52	101	6,96	510	35,16
2	0,138	52	3,59	102	7,03	520	35,85
3	0,207	53	3,65	103	7,10	530	36,54
4	0,276	54	3,72	104	7,17	540	37,23
5	0,345	55	3,79	105	7,24	550	37,92
6	0,414	56	3,86	106	7,31	560	38,61
7	0,483	57	3,93	107	7,38	570	39,30
8	0,552	58	4,00	108	7,45	580	39,99
9	0,621	59	4,07	109	7,52	590	40,68
10	0,690	60	4,14	110	7,58	600	41,37
11	0,758	61	4,21	115	7,93	610	42,06
12	0,827	62	4,27	120	8,27	620	42,75
13	0,896	63	4,34	130	8,96	630	43,44
14	0,965	64	4,41	140	9,65	640	44,13
15	1,030	65	4,48	150	10,34	650	44,82
16	1,100	66	4,55	160	11,03	660	45,51
17	1,170	67	4,62	170	11,72	670	46,20
18	1,240	68	4,69	180	12,41	680	46,89
19	1,310	69	4,76	190	13,10	690	47,58
20	1,380	70	4,83	200	13,79	700	48,27
21	1,450	71	4,98	210	14,48	710	48,95
22	1,520	72	4,96	220	15,17	720	49,64
23	1,590	73	5,03	230	15,86	730	50,33
24	1,660	74	5,10	240	16,55	740	51,02
25	1,720	75	5,17	250	17,24	750	51,71
26	1,790	76	5,24	260	17,93	760	52,40
27	1,860	77	5,31	270	18,62	770	53,09
28	1,930	78	5,38	280	19,31	780	53,78
29	2,000	79	5,45	290	20,00	790	54,47
30	2,070	80	5,52	300	20,69	800	55,16
31	2,140	81	5,58	310	21,37	820	56,54
32	2,210	82	5,65	320	22,06	840	57,92
33	2,280	83	5,72	330	22,75	860	59,30
34	2,340	84	5,79	340	23,44	880	60,68
35	2,410	85	5,86	350	24,13	900	62,06
36	2,480	86	5,93	360	24,82	920	63,43
37	2,550	87	6,00	370	25,51	940	64,81
38	2,620	88	6,07	380	26,20	960	66,19
39	2,690	89	6,14	390	26,89	980	67,57
40	2,760	90	6,21	400	27,58	1000	68,95
41	2,830	91	6,27	410	28,28	1500	103,40
42	2,900	92	6,34	420	28,96	2000	137,90
43	2,960	93	6,41	430	29,65	2500	172,40
44	3,030	94	6,48	440	30,34	3000	206,80
45	3,100	95	6,55	450	31,03	3500	241,30
46	3,170	96	6,62	460	31,72	4000	275,80
47	3,240	97	6,69	470	32,41	4500	310,30
48	3,310	98	6,76	480	33,10	5000	344,80
49	3,380	99	6,83	490	33,79	5500	379,20
50	3,450	100	6,90	500	34,48	6000	413,70

## Список использованной литературы

1. "Холодильные системы. Технический каталог". ЗАО "Остров", 1999 г.
2. "Холодильные агрегаты. Серия АК, АР. Руководство по монтажу и эксплуатации". ЗАО "Остров", 1999 г.
3. В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-П. Кошпен. "Польманн. Учебник по холодильной технике". Издательство МГУ, 1998 г.
4. H.J. Breidert. "Calcul des chambres froides". PYS editions, 1998 г.
5. ASHRAE HANDBOOK. Т. 1:4, ASHRAE, Inc. 1995-1998 гг.
6. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. "Холодильные установки". М., Машиностроение, 1980 г.
7. Доссат Р.Д. "Основы холодильной техники". М., Легкая и пищевая промышленность, 1984 г.

Для заметок