

Толщину изоляционного слоя определяют по формуле

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right], \quad (146)$$

- где $\delta_{\text{из}}$ — толщина слоя изоляции, м;
 δ_i — толщина строительных слоев конструкции, м;
 k — заданный коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;
 $\alpha_{\text{н}}$, $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициенты теплопередачи от воздуха к наружной поверхности ограждения и от внутренней поверхности ограждения к воздуху камеры, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$. Значения $\alpha_{\text{н}}$ и $\alpha_{\text{в}}$ принимают по табл. 42;
 $\lambda_{\text{из}}$, λ_i — коэффициенты теплопроводности основного изоляционного материала и строительных материалов конструкции, $\text{вт/м} \cdot \text{град}$. Значения $\lambda_{\text{из}}$ и λ_i принимают по табл. 43.

Таблица 42

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности ограждений и от поверхности ограждений к воздуху

Поверхность	$\alpha_{\text{н}}$, $\alpha_{\text{в}}$, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$	$R_{\text{н}} = \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}$, $R_{\text{в}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}$, $\text{м}^2 \cdot \text{град/вт}$
Наружная поверхность стен и бесчердачных покрытий	23,3	0,045
Внутренняя поверхность стен охлаждаемых помещений	8,0	0,125
Поверхность пола более теплой камеры при расположении под ней холодной камеры	7,0	0,143
Поверхность потолка холодной камеры при расположении над ней более теплой камеры	6,0	0,167
Поверхность потолка, стен и пола при умеренной циркуляции воздуха (камер хранения охлаждаемых грузов)	9,0	0,110
Поверхность потолка, стен и пола при интенсивной циркуляции воздуха (морозилки, камеры предварительного охлаждения, остывочные мисокомбината)	10,5	0,095

Таблица 43

Характеристика материалов, применяемых при строительстве холодильников

№ п/п	Материалы	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент теплопроводности λ , вт/м·град
Изоляционные материалы			
1	Альфоль	4—8	0,046—0,060
2	Бумажнолентная изоляция	180—220	0,060—0,070
3	Камышит	250—350	0,070—0,093
4	Мяпора	15—25	0,046—0,060
5	Минеральная вата	150—250	0,046—0,060
6	Минеральная пробка	300—400	0,070—0,082
7	Минеральный войлок	100—250	0,040—0,070
8	Опилки древесные, антисептированные	250—300	0,130—0,170
9	Пробковые плиты	160—350	0,040—0,060
10	Пенопласт ПХВ-1	100—130	0,038—0,040
11	Пенопласт ПС-1	25—30	0,038—0,040
12	Пиатерм	14—16	0,035—0,040
13	Пенобетон	300—600	0,082—0,150
14	Пеностекло (газостекло)	200—500	0,060—0,170
15	Плиты древесно-волоконистые	350—400	0,060—0,070
16	Стекланный войлок	30—45	0,037—0,046
17	Соломит	250—350	0,070—0,094
18	Торфоплиты	200—250	0,070—0,082
19	Шлак гранулированный	400—500	0,160—0,190
20	Шлак котельный	850—900	0,200—0,300
21	Шевелли	130—150	0,046—0,060
Строительные материалы			
22	Асфальтобетон	2000—2100	0,930—1,050
23	Железобетон	2300—2400	1,400—1,550
24	Кладка из глиняного обожженного кирпича	1800—1900	0,820—0,900
25	Сложный раствор (песок, известь, цемент) или штукатурка из него	1600—1700	0,700—0,900

Плиточные и блочные изоляционные материалы имеют определенные размеры, поэтому после определения необходимой толщины округляют эту величину до величины кратной стандартной толщине плит.

Учитывая возможное изменение расчетной толщины изоляции, находят истинное значение коэффициента теплопередачи по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v}}, \quad (147)$$

где $\delta'_{из}$ — фактическая толщина изоляции, м.

При разности температур в смежных камерах свыше 10°C требуется проверка ограждения на недопущение конденсации влаги на поверхности, обращенной в теплое помещение, по формуле

$$k \leq 0,95 \alpha_n \frac{t_n - t_p}{t_n - t_b}, \quad (148)$$

где 0,95 — коэффициент запаса;

α_n — коэффициент теплоотдачи к поверхности ограждения со стороны более теплой камеры, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

t_n — температура воздуха более теплой камеры, $^\circ\text{C}$;

t_b — температура воздуха более холодной камеры, $^\circ\text{C}$;

t_p — температура точки росы воздуха в более теплой камере.

На отсутствие конденсации влаги на поверхности стены со стороны камеры проверяются также внешние ограждения камер с положительными температурами при зимних расчетных условиях.

Толщину изоляционного слоя холодных трубопроводов ($\delta_{из,м}$) определяют, исходя из двух предпосылок: 1) не допустить конденсации влаги на поверхности трубопровода; 2) уменьшить теплопоток по сравнению с неизолированным трубопроводом.

Очевидно, что

$$\delta_{из} = \frac{D_{из} - d_n}{2}, \quad (149)$$

где $D_{из}$ — наружный диаметр изолированного трубопровода, м;

d_n — диаметр неизолированного трубопровода, м.

Первому условию будет удовлетворять толщина изоляционного слоя, определяемая по уравнению (149), в котором значения $D_{из}$ и d_n находят из уравнения

$$0,95 \frac{t_n - t_p}{t_n - t_a} = \frac{1}{1 - \frac{\alpha_n D_{из}}{2\lambda_{из}} \ln \frac{D_{из}}{d_n}}. \quad (150)$$

Здесь t_n — температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$;

t_a — температура холодильного агента или теплоносителя, проходящего по трубопроводу, $^\circ\text{C}$;

t_p — температура точки росы окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$.

Задаются значениями $D_{из}$ и решают это уравнение методом последовательного приближения.

$D_{из}$ следует принимать больше значения критического диаметра. Критический диаметр $D_{кр} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_n}$ представляет собой диаметр изоляции, при котором тепловой поток через стенку изолированного трубопровода достигает наибольшего значения.

Второе условие, т.е. надлежащее уменьшение теплопритока через изолированную стенку трубы по сравнению с неизолированной, будет выполнено в том случае, если при заданном диаметре трубы d_n и найденной толщине изоляционного слоя $D_{из}$ будет соблюдено неравенство

$$1 + \frac{D_{из}}{D_{кр}} \ln \frac{D_{из}}{d_n} > \frac{D_{из}}{d_n}. \quad (151)$$

Толщина изоляционного слоя холодных трубопроводов в зависимости от диаметра труб и температуры теплоносителя или холодильного агента может быть принята для минеральной пробки ($\lambda=0,085$ вт/м·град) в соответствии с рекомендациями, приведенными в табл. 44 и 44а.

Таблица 44

Толщина изоляционного слоя холодных аммиачных трубопроводов

Наружный диаметр трубопровода (d_n), мм	Толщина изоляции ($\delta_{из}$), мм, при температуре кипения в °С			
	-3	-10	-28	-40
18	50	50	100	100
22	50	50	100	100
32	100	100	100	100
38	100	100	100	100
44	100	100	100	100
57	100	100	150	150
76	100	100	150	150
89	100	100	150	150
108	100	100	150	150
133	100	150	150	200
159	100	150	150	200

Таблица 44а

Толщина изоляционного слоя холодных рассольных и водяных трубопроводов

Наружный диаметр трубопровода (d_n), мм	Толщина изоляции ($\delta_{из}$), мм, при температуре, °С		
	Риссол		Вода
	-5	-28	
60	100	150	100
76	100	150	100
89	100	150	100
108	100	150	100
133	100	150	100
159	100	150	100
219	100	150	100

§ 70. ИЗОЛЯЦИОННЫЕ РАБОТЫ

При выполнении изоляционных работ необходимо уделять особое внимание тщательности выполнения работ и вопросам техники безопасности.

Теплоизоляционные работы можно начинать после того как над холодильником возведена кровля или, в крайнем случае, два перекрытия вышележащих этажей. В процессе работы должны быть приняты меры, исключающие увлажнение изоляционного материала. Изолируемое помещение освобождают от мусора, обеспечивают достаточным освещением, для вентиляции помещения используют двери и монтажные проемы.

Для приклеивания некоторых теплоизоляционных материалов к изолируемым поверхностям, склеивания плит изоляционного материала между собой, а также в качестве пароизолятора при небольшой разности температур между камерами применяют битум. Битум наносят на чистую, сухую, выровненную поверхность тонким слоем.

При укладке изоляции сверху железобетонной плиты перекрытия используют битум марки III.

Для склейки плит изоляции наружных стен в южных районах страны и изоляции междуэтажных перекрытий снизу применяют наиболее тугоплавкий битум марки V. Для изоляции колонн, трубопроводов, оборудования — битум марки IV или V. Следует учитывать, что тугоплавкие битумы при низких температурах теряют эластичность и становятся хрупкими.

Битум расплавляют в специально отведенном месте, при этом, учитывая большую огнеопасность битума, необходимо строго соблюдать правила пожарной безопасности. Нагревание битума производят в котлах при постоянном помешивании. Куски битума должны быть небольшими, примерно одинаковыми по величине. Температура расплавленного битума не должна превышать $+180^{\circ}\text{C}$. Целесообразно битум расплавлять в электрованнах с автоматическим регулированием температуры.

В холодильниках вертикальные поверхности обычно изолируют плиточными или блочными материалами, а горизонтальные, кроме того, — засыпными.

Изоляция вертикальных стен засыпным материалом требует двойной стенки, пространство в которой заполняют засыпным изоляционным материалом, что усложняет конструкцию. Кроме того, из-за осадки засыпного слоя надо его, после определенного промежутка времени, досыпать. Поэтому засыпная изоляция в вертикальных стенах применяется редко.

Изоляционные работы по изоляции вертикальных поверхностей плиточными материалами начинают с подготовки поверх-

ности. Стену выравнивают цементной штукатуркой и после высыхания покрывают слоем битума около 3 мм, битумной мастикой или эмульсией. Битум наносят в расплавленном состоянии ровным слоем на чистую сухую поверхность. Преимущество эмульсии и холодной битумной мастики в том, что их наносят в холодном виде и поверхность может быть холодной.

На поверхность стены, покрытую битумом, наклеивают два-три слоя пароилятора. Листы пароилятора накладывают внахлестку с перекрытием верхним слоем швов нижележащего слоя.

Первый слой плиточных материалов наклеивают на пароилятор сплошным слоем битума, второй и третий — точечной или полосовой наклейкой, чтобы не создавать промежуточных пароиляционных слоев.

Швы между плитами располагают вразбежку. Неплотности в швах промазывают горячей мастикой из битума, перемешанного с крошкой теплоизоляционного материала. При наклеивании плит следует особое внимание уделять плотности прилегания плит к изолируемой поверхности.

Крепление плит к стене может осуществляться двумя способами: в стену по специальной разметке закладывают деревянные пробки или усики из оцинкованной проволоки; в процессе наклейки плит ставят в вертикальном и горизонтальном направлении деревянные рейки, образующие каркас, который заполняют изоляционным материалом. Рейки каркаса прибивают гвоздями к пробкам, заложенным в стену, или крепят к стене с помощью усиков, заложенных в стену.

При другом способе крепления рейки каркаса ставят вертикально и закрепляют внизу и сверху. Между рейками закладывают изоляционный материал, покрывают слоем битума, натягивают проволочную сетку, прибиваемую к рейкам, и по сетке штукатурят.

Штукатурку теплоизоляции из плиточных материалов производят по сетке из мягкой проволоки диаметром 3 мм с ячейками размером 10×10 см.

В нижней части стен и перегородок на высоте 1 м от пола крепят сетку с ячейками размером 0,5×0,5 см от грызунов.

Перед наклейкой плиточные материалы рассортировывают по толщине и ширине, обрезают и выравнивают кромки, а материалы толщиной до 30 мм (торфоплиты, пробковые плиты и др.) склеивают в два или три слоя битумом в пакеты.

При строительстве холодильников из сборных железобетонных панелей стеновые панели поступают к месту стройки, снабженные необходимым слоем изоляции.

Монтаж панелей производят одновременно с возведением железобетонной этажерки холодильника. Вертикальные стыки панелей заливают пластичным бетоном. После просушивания бетонной

поверхности стыки панелей оклеивают одним слоем борулина, изолируют по месту минеральной пробкой и облицовывают асбестоцементными листами или штукатурят.

Горизонтальные стыки также оклеивают борулином и изолируют минеральной пробкой.

Изоляцию блочными материалами рассмотрим на примере применения пенобетона.

Блоки пенобетона не должны иметь трещин, вмятин, больших выпуклостей, отбитых углов.

Поверхность кирпичной стены выравнивают, покрывают слоем расплавленного нефтебитума и наклеивают на изолируемую поверхность блоки пенобетона. Каждый блок опускают в электрованну с расплавленным битумом и аккуратно наклеивают на стену. Швы между блоками промазывают горячей битумной мастикой с наполнителем из крошки торфоплит или минеральной пробки. Второй слой блоков накладывают на первый с перекрытием швов первого слоя блоками второго. Блоки второго слоя кладут на теплом растворе состава 1 : 1 : 6 (цемент+известь+утеплитель). В качестве утеплителя используют пенобетонную мелочь. Швы между блоками шпаклюют горячей битумной мастикой. Через сутки поверхность пенобетонной изоляции выравнивают путем сглаживания выступающих частей блоков и штукатурят цементно-известковым раствором состава 1 : 1 : 6.

Часто применявшийся ранее в качестве пароизоляции слой цементной штукатурки в пенобетонных ограждениях не обладает достаточным сопротивлением паропрооницанию и кладку обоих слоев блоков пенобетона на цементно-известковом растворе следует считать нерациональной.

Перегородки из пенобетона имеют толщину 200, 300 и 400 мм. Перегородки толщиной 200 и 300 мм выполняют из одного слоя пенобетона, 400 мм — из двух слоев.

Кладку ведут на теплом растворе состава 1 : 1 : 10 (цемент+известь+утеплитель). В качестве утеплителя берут пенобетонную мелочь, шлак, пемзовый песок. Образующиеся в кладке швы после окончания кладки заполняют мастикой из расплавленного битума, смешанного с крошкой из минеральной пробки или торфоплит.

Изоляционные конструкции из блоков газобетона, пеностекла, пенокерамзита выполняются аналогично конструкциям из пенобетона.

Засыпную изоляцию применяют главным образом для изоляции полов на грунте, а также чердачных и бесчердачных покрытий, часто применяют засыпную изоляцию в комбинации с плиточной или блочной.

При выполнении изоляционных работ следует обращать особое внимание на защиту материала от увлажнения.

При использовании органической изоляции в конструкциях следует предусматривать противопожарные пояса из пенобетона или других огнестойких материалов.

Работа с расплавленным битумом, горючими изоляционными материалами или материалами, дающими вредную пыль, например стекловата и минеральная вата, предъявляет особые требования к вопросам техники безопасности.

При разогревании битума следует: 1) не допускать бурного кипения; 2) подогревать битум осторожно, не допуская образования брызг или выброса битума из котла; 3) загружать котлы, не переполняя их; 4) во избежание воспламенения битума не разводять под котлами большого огня; 5) переносить битум в бачках с расширенным дном и закрытых крышками во избежание расплескивания; 6) не допускать хождения по мосткам при работе с горячим битумом; 7) при пользовании электрованными не касаться проводов.

Рабочие, производящие изолировочные работы, должны быть обеспечены необходимым инструментом, спецодеждой и защитными устройствами (очками, респираторами и т. д.).

Циркулярные пилы, ножи и другие движущиеся механизмы должны иметь ограждения.

Помещения для хранения изоляционных материалов должны быть оснащены необходимым противопожарным инвентарем.



СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕР И КАМЕРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

§ 71. КЛАССИФИКАЦИЯ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

Поддержание заданного температурного и влажностного режима в камерах холодильника достигается работой всей холодильной установки, т. е. холодильной машины и местных камерных приборов охлаждения, установленных в охлаждаемых помещениях.

При проектировании холодильной установки и выборе определенной системы охлаждения следует учитывать следующие требования:

1. Система охлаждения должна быть надежной и гибкой в работе и допускать требуемые переключения машин и аппаратов в случае изменения режима работы, ремонта или аварии.

2. Система должна быть простой и удобной в эксплуатации и не вызывать затруднений у обслуживающего персонала в наблюдении за работой холодильной установки в целом или отдельных ее частей.

3. Система должна быть удобной для автоматизации.

4. В системе должны быть предусмотрены контрольно-измерительные приборы в количестве, достаточном для постоянного контроля за работой установки.

5. Система должна удовлетворять требованиям правил техники безопасности.

6. Система должна быть экономичной как по первоначальным капиталовложениям, так и в процессе эксплуатации.

На холодильниках применяют два основных способа охлаждения: 1) непосредственное — с помощью кипящего холодильного агента и 2) посредством охлажденного теплоносителя.

В зависимости от условий теплоотвода и конструкций камерных приборов охлаждения различают: 1) трубчатое охлаждение; 2) воздушное охлаждение; 3) смешанное охлаждение.

При трубчатом охлаждении в камерах устанавливают батареи, в которые подают жидкий холодильный агент или теплоноситель.

Если охлаждение воздуха происходит вследствие кипения холодильного агента в батареях, расположенных непосредственно в охлаждаемой камере, то такой способ охлаждения называют *непосредственным охлаждением*, а камерные приборы охлаждения — *батареями непосредственного охлаждения*.

Охлаждение воздуха может происходить также вследствие нагревания теплоносителя, поступающего в батареи с температурой на 8—10° ниже температуры охлаждаемого воздуха. Наиболее распространенными теплоносителями являются рассолы (водные растворы солей — хлористого кальция, хлористого натрия, хлористого магния), поэтому такое охлаждение называют *рассольным*, а местные приборы охлаждения — *рассольными батареями*.

Трубчатое охлаждение иногда называют тихим, так как в камере устанавливается естественная циркуляция воздуха, вызванная разностью удельных весов теплого воздуха у поверхности груза и холодного — у поверхности охлаждающих приборов.

Скорость воздуха в камерах с трубчатым охлаждением находится в пределах от 0,05 до 0,15 м/сек. Усиления циркуляции воздуха достигают установкой около батарей направляющих циркуляционных щитов.

Воздушное охлаждение камер осуществляется путем предварительного охлаждения воздуха, подаваемого в камеру, в теплообменном аппарате — воздухоохладителе. Холодный воздух из воздухоохладителя нагнетается в камеру, соприкасаясь с продуктом, теплеется, увлажняется и вновь поступает в воздухоохладитель для охлаждения и осушения. Кроме рециркуляционного, в воздухоохладитель для охлаждения может поступать также наружный воздух. Таким образом осуществляют вентиляцию камер.

При воздушном охлаждении в камерах имеет место принудительная циркуляция воздуха, скорость которого достигает 10 м/сек.

Смешанное охлаждение представляет собой трубчатое и воздушное в различных комбинациях.

Выбор того или иного способа охлаждения определяется технико-экономическим сравнением различных систем охлаждения, с учетом реальных особенностей монтажа и эксплуатации холодильной установки в каждом частном случае. В целом следует отметить имеющуюся в настоящее время тенденцию преимущественного применения систем непосредственного охлаждения, как более экономичных по первоначальным затратам, эксплуатационным расходам и

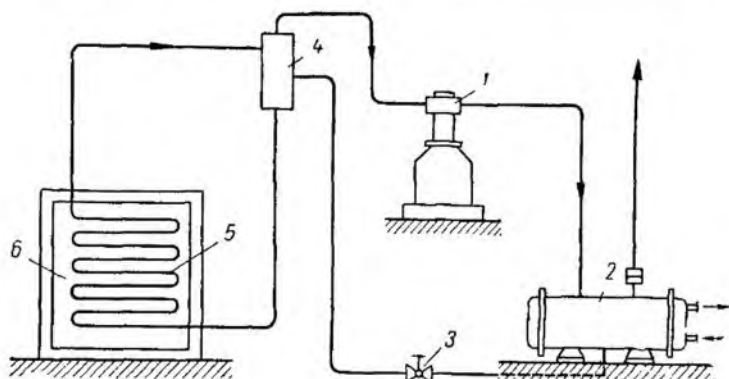


Рис. 142. Схема непосредственного охлаждения:

1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — регулирующий вентиль; 4 — отделитель жидкости; 5 — батареи непосредственного охлаждения; 6 — охлаждаемое помещение

более долговечных по сравнению с системами охлаждения посредством теплоносителей.

Более подробно вопросы применения различных систем охлаждения рассмотрены ниже при их анализе.

§ 72. АНАЛИЗ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

При непосредственном охлаждении (рис. 142) жидкий холодильный агент после регулирующего вентиля 3 поступает через отделитель жидкости 4 в батареи непосредственного охлаждения 5, установленные в охлаждаемом помещении 6. При установившемся режиме работы температура кипения холодильного агента в батареях поддерживается на $8 \div 10^\circ\text{C}$ ниже температуры охлаждаемого воздуха.

Вследствие притока тепла к холодильному агенту жидкость кипит и образующийся пар отсасывается компрессором.

Непосредственное охлаждение является наиболее экономичной системой охлаждения. Это обусловлено:

1) отсутствием промежуточных переносчиков тепла и наличием только одного перепада температур. Это позволяет для получения определенной температуры воздуха поддерживать более высокую температуру кипения холодильного агента, что ведет к увеличению холодопроизводительности машины и уменьшению удельного расхода электроэнергии;

2) отсутствием расхода электроэнергии на работу насосов;

- 3) отсутствием дополнительной нагрузки на компрессор вследствие превращения работы насосов в тепло;
- 4) отсутствием первоначальных затрат на дополнительное оборудование — испарители, рассольные насосы;
- 5) уменьшением необходимой площади компрессорного цеха;
- 6) отсутствием коррозии оборудования.

До последнего времени применение систем непосредственного охлаждения тормозилось: 1) соображениями техники безопасности; 2) малой аккумулирующей способностью батарей непосредственного охлаждения, что создавало некоторую трудность в поддержании строго постоянных температур; 3) сложностью обслуживания при большом количестве испарительных систем; 4) большим расходом бесшовных труб для изготовления батарей.

Внедрение в промышленность современных автоматизированных схем непосредственного охлаждения с интенсивными приборами охлаждения решило вопрос в пользу этой системы охлаждения.

В новых схемах значительно уменьшена емкость системы по холодильному агенту, следовательно, уменьшена опасность в случае прорыва аммиака; предусмотрена надежная защита от возможности попадания в цилиндр жидкого холодильного агента; предусмотрена автоматизация поддержания температурного режима в охлаждаемых камерах путем периодического включения в работу и отключения камерных приборов охлаждения, что обеспечивает поддержание строго постоянной температуры воздуха и упрощает обслуживание установки; применение ребристых приборов охлаждения интенсивного действия сокращает расход бесшовных труб.

Непосредственное охлаждение целесообразно применять во всех случаях, кроме тех, в которых применение других систем охлаждения продиктовано специальными требованиями.

§ 73. РАССОЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Рассол, охлажденный в испарителе (рис. 143) кипящим холодильным агентом, подается рассольным центробежным насосом 5 в рассольные батареи 6, расположенные в охлаждаемом помещении 7. В батареях рассол нагревается на 2—3°, охлаждая воздух камеры, и возвращается в испаритель для охлаждения.

При нормальной работе температура рассола в испарителе должна быть на 5°C выше температуры кипения холодильного агента, а температура воздуха в камере — на 8—10°C выше температуры рассола.

Наличие двойного перепада температур между рассолом и холодильным агентом и между охлаждаемым воздухом и рассолом тре-

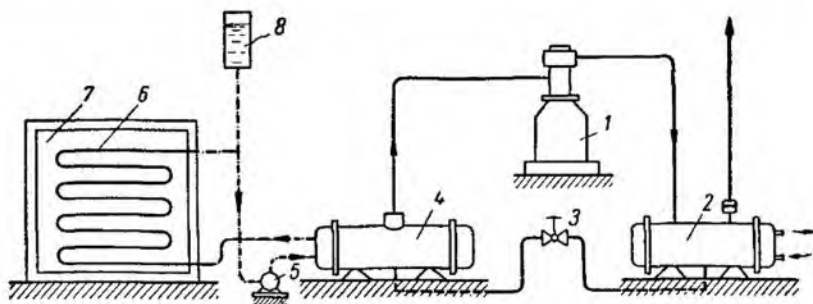


Рис. 143. Схема рассольного охлаждения:

1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — регулирующий вентиль; 4 — испаритель; 5 — рассольный насос; 6 — рассольные батареи; 7 — охлаждаемое помещение; 8 — расширительный бачок

бует поддержания более низких температур кипения, что уменьшает холодопроизводительность машины и увеличивает расход электроэнергии на получение холода.

Потребность расхода энергии на работу рассольных насосов, дополнительные первоначальные затраты на испарители и насосы, увеличение площади машинного отделения снижают экономичность рассольного охлаждения.

Рассольное охлаждение применяют только в тех случаях, когда нельзя применить непосредственное охлаждение:

1) для кондиционирования воздуха в детских и больничных учреждениях, где по правилам техники безопасности нельзя применять непосредственное охлаждение, даже при условии применения безвредного холодильного агента;

2) в установках, работающих в условиях, при которых трудно или невозможно обеспечить плотность соединений, например в судовых холодильных машинах;

3) в установках, в которых по условиям эксплуатации требуется периодическое разъединение трубопроводов, например в холодильной установке изотермического поезда;

4) в установках с большой удаленностью потребителей холода от холодильной машины.

Если применить для этого случая непосредственное охлаждение, то большая протяженность вызывает значительные потери давления во всасывающем трубопроводе. Для уменьшения этих потерь следует увеличить диаметр трубопровода, что приведет к дополнительному расходу металла;

5) в установках с приборами охлаждения большой высоты, в которых получение низких температур кипения затруднено влиянием гидростатического столба жидкости, например в колонках для замораживания грунта.

§ 74. ВОЗДУШНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Приборами охлаждения при воздушном охлаждении служат воздухоохладители. Воздух в воздухоохладителях может охлаждаться холодильным агентом или рассолом, в соответствии с этим различают воздухоохладители непосредственного охлаждения и рассольные.

В рассольных воздухоохладителях тепло от охлаждаемого воздуха к рассолу передается или при непосредственном соприкосновении воздуха с поверхностью холодного рассола или через разделяющую их стенку.

Охлаждение воздуха при прямом контакте его с рассолом называют мокрым воздушным охлаждением, если же охлаждаемый воздух отделен от рассола стенкой, через которую происходит передача тепла, то охлаждение называют сухим воздушным.

Воздухоохладители непосредственного охлаждения, естественно, могут быть только сухие. В охлаждаемое помещение холодный воздух подают по воздуховодам или нагнетают непосредственно через насадку, установленную на нагнетательном патрубке вентилятора. Для лучшей и более равномерной циркуляции воздуха на нагнетательный патрубок насаживают одно или несколько сопел, создающих струйное воздухораспределение.

На рис. 144,а изображена схема воздушного охлаждения с сухим воздухоохладителем и двухканальным распределением воздуха. Вентилятор отсасывает отепленный воздух из камеры по воздуховоду 3, проходя через воздухоохладитель 1, воздух охлаждается, осушается и по воздуховоду 2 нагнетается в охлаждаемую камеру. Количество воздуха, подаваемого в камеру, регулируют шиберами в стенках воздухопроводов. При вентиляции камеры в воздухоохладитель подают наружный воздух через воздуховод 4, количество которого регулируют шибером 5.

Воздухоохладитель можно ставить внутри охлаждаемой камеры или вне ее; в последнем случае кожух воздухоохладителя изолируют.

В современных схемах для камер хранения охлажденных грузов рекомендуют одноканальную систему с эжекторным воздухораспределением. Всасывающее отверстие располагают вблизи грузового прохода, используя пространство между штабелями в качестве естественного всасывающего канала.

Нагнетательный воздуховод размещают над грузовым проездом и воздух распределяют по объему камеры через круглые или щелевые сопла. Размер сопла 600 × 10 мм, в отверстие сопла вставлены поперечные перегородки, расчленяющие его на параллельные отверстия размером 30 × 10 мм.

На рис. 144,б показана схема бесканального распределения воздуха. Воздухоохладитель 2 установлен внутри охлаждаемого помеще-

ния. Воздух засасывается вентилятором 1 через окно, имеющееся в нижней части кожуха, проходя через змеевик воздухоохладителя, охлаждается и через сопла 3 на нагнетательном патрубке вентилятора 1 выбрасывается в камеру.

Выходная скорость струи из сопла — 15—20 м/сек. Бесканальная система не обеспечивает достаточно равномерного воздухораспределения и может быть рекомендована для камер хранения охлажденных грузов малой емкости.

К недостаткам воздушного охлаждения следует отнести: 1) расход электроэнергии на работу вентиляторов; 2) увеличение потребной холодопроизводительности, вызванное наличием теплопритоков от работы вентилятора; 3) дополнительные первоначальные затраты на воздухоохладители, вентиляторы, воздуховоды; 4) большая усушка груза при долгосрочном хранении в камерах с воздушным охлаждением.

Последнее обстоятельство теряет свое значение в связи с увеличением количества грузов, хранящихся в упакованном виде, в таре. Упаковка грузов значительно снижает усушку.

Несмотря на имеющиеся недостатки, воздушное охлаждение находит большое применение.

Это обусловлено рядом преимуществ, присущих воздушному охлаждению.

1. При воздушном охлаждении имеет место более равномерное распределение температуры и влажности по объему камеры, чем при тихом охлаждении.

2. Большая скорость движения воздуха значительно интенсифицирует процессы термообработки грузов — охлаждение и замораживание, сокращает ее продолжительность и увеличивает произ-

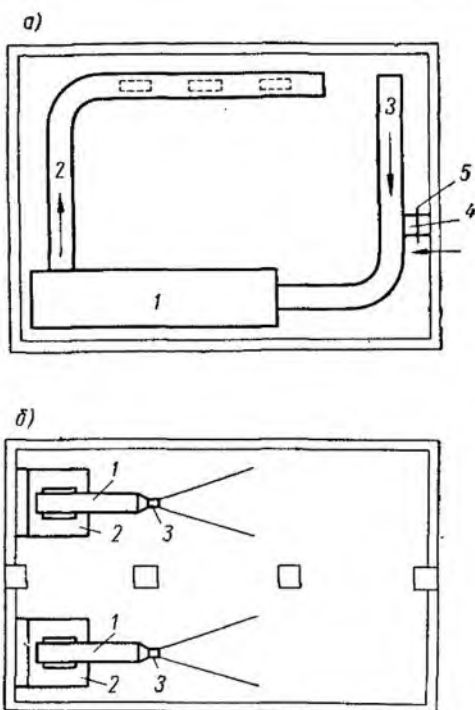


Рис. 144. Схемы воздушного охлаждения: а — с двухканальным распределением воздуха: 1 — воздухоохладитель; 2 — нагнетательный воздуховод; 3 — всасывающий воздуховод; 4 — канал для подачи наружного воздуха; 5 — шиббер регулировки подачи свежего воздуха; б — с бесканальным распределением воздуха: 1 — вентилятор; 2 — воздухоохладитель; 3 — сопло

водительность камер предварительного охлаждения и морозилок.

3. Воздушное охлаждение позволяет вентилировать камеры, что необходимо при хранении многих грузов и невозможно при трубчатом охлаждении.

4. Воздушное охлаждение позволяет регулировать влажность воздуха в камере, что затруднительно при трубчатом охлаждении.

Таким образом, воздушное охлаждение целесообразно применять: 1) в камерах, предназначенных для термообработки грузов: морозильных камерах, остывочных, камерах предварительного охлаждения; 2) в камерах хранения охлажденных грузов, особенно требующих вентиляции; 3) в универсальных камерах для режима работы, рассчитанного на хранение охлажденного груза; 4) в камерах, где по условиям технологического процесса необходимо регулирование влажности воздуха.

§ 75. СМЕШАННОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Смешанное охлаждение — это совокупность трубчатого охлаждения и воздушного. Смешанное охлаждение может быть выполнено в виде сочетания рассольных батарей и сухого или мокрого рассольного воздухоохладителя или батарей непосредственного охлаждения и сухого воздухоохладителя.

Выбор комбинации систем охлаждения, составляющих смешанное охлаждение, определяется назначением камеры, технологическим процессом термообработки груза в этой камере, экономическими показателями и системой охлаждения, принятой в других камерах данного холодильника. Например, смешанное охлаждение применяют в универсальных камерах. При использовании этих камер для хранения мороженых грузов включают в работу батареи непосредственного охлаждения, при хранении охлажденных грузов работают воздухоохладители.

Смешанное охлаждение с совместным использованием двух систем охлаждения может применяться в камерах термообработки грузов.

§ 76. КОНСТРУКЦИИ БАТАРЕЙ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Аммиачные батареи непосредственного охлаждения изготавливают из горячекатаных бесшовных стальных труб, преимущественно оребренных, диаметром $57 \times 3,5$ мм. Оребрение позволяет уменьшить необходимую длину цельнотянутых труб примерно в 3,5 раза, а расход металла — в 2 раза. Значительно снижается аммиачность батарей и сокращаются их габариты.

Трубы оребряют с помощью витых или штампованных ребер. Наибольшее распространение получили спиральные ребра, навитые из низкоуглеродистой стальной ленты холодной прокатки толщиной около 1 мм. Характеристика оребренных труб, применяемых для изготовления аммиачных и рассольных батарей, приведена в табл. 45.

По расположению батарей в камере различают пристенные, потолочные и стеллажные батареи.

Таблица 45

Характеристика оребренных труб для изготовления аммиачных и рассольных батарей

Диаметр труб, мм	Шаг, мм	Ширина и толщина ленты, мм	Количество ребер на 1 м трубы	Поверхность охлаждения 1 м оребренной трубы, м ²	Масса 1 м			Емкость 1 м оребренной трубы, л
					ленты, кг	гладкой трубы, кг	всево, кг	
57	35,7	46×1	28	1,12	3,94	4,62	8,56	1,96
38	35,7	46×1	28	0,80	3,43	1,98	5,41	0,88
32	35,7	40×1	28	0,60	2,58	1,65	4,23	0,59

По конструкции батареи делят на змеевиковые и коллекторные. В змеевиковых батареях длина трубы, образующей змеевик, не должна превышать 50 м. В коллекторных батареях расположение труб, соединенных коллекторами, может быть вертикальным, горизонтальным или наклонным; а длина труб определяется длиной или высотой батареи. Размеры батареи должны быть согласованы с размерами камеры и межколонными пролетами.

Размещать батареи в охлаждаемом помещении следует таким образом, чтобы батареи стояли на пути теплопритоков, поступающих в камеру, и не допускали их поступления внутрь.

Потолочные батареи следует ставить над грузовыми проходами, пристенные — в верхней трети стены камеры.

В камере с нулевой или положительной температурой следует учитывать возможность повышения температуры поверхности батареи выше нуля и попадания на продукт влаги, конденсирующейся на поверхности батареи. Поэтому в таких камерах следует ставить пристенные батареи или применять воздушное охлаждение. При необходимости установки потолочных батарей в камерах хранения охлажденных грузов надо предусмотреть под батареями поддоны со стоком воды в канализацию.

Батареи непосредственного охлаждения выполняют с нижним и верхним подводом аммиака.

Пристенные батареи. Простейшая батарея непосредственного охлаждения (рис. 145,а) представляет собой плоский змеевик из гладких или оребренных труб. С одного конца змеевика подают жидкий аммиак, с противоположного отсасывают пары.

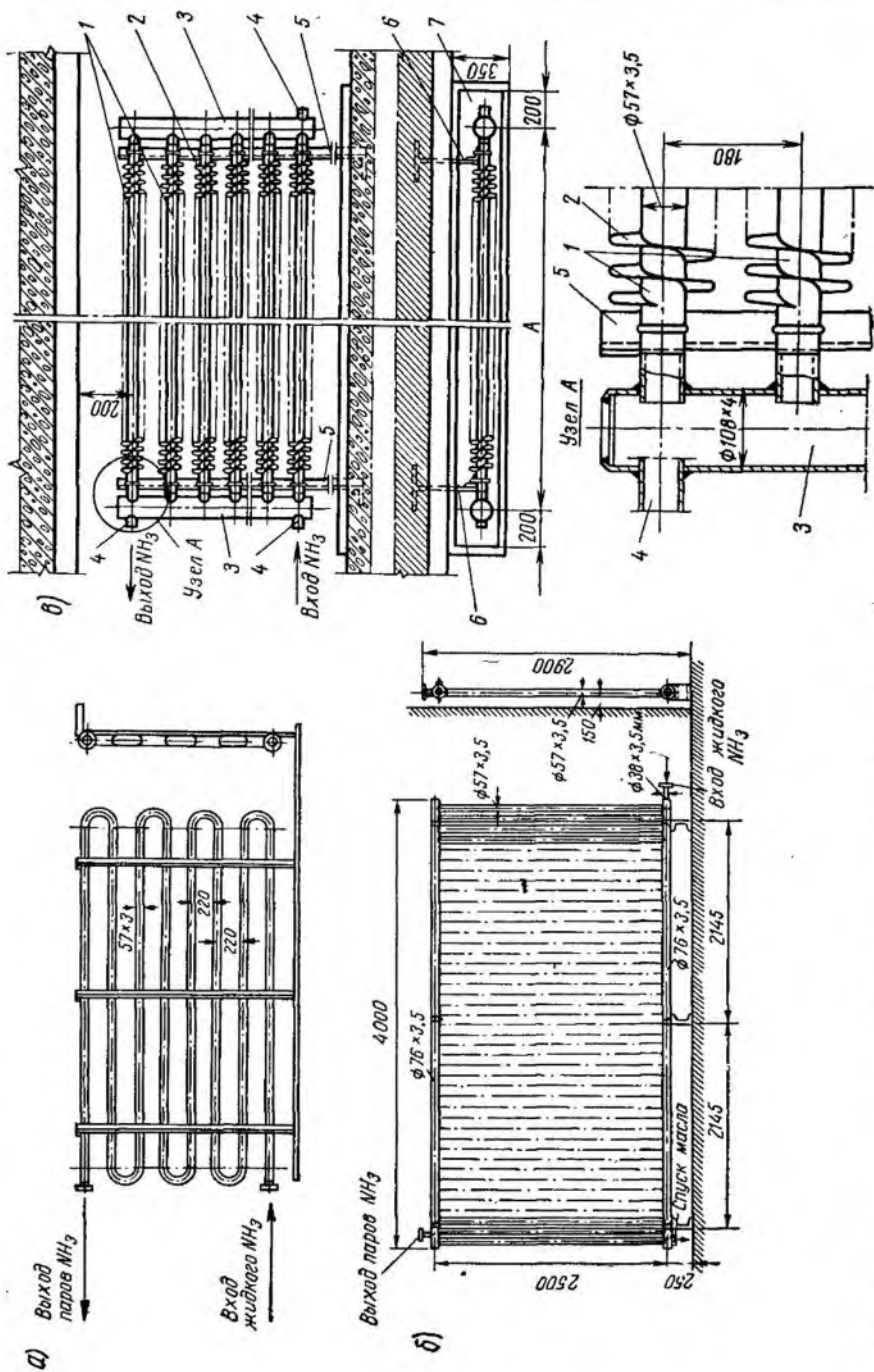


Рис. 145. Пристенные батареи непосредственного охлаждения:

а — змеевик; б — вертикальнотрубная; в — коллекторная батарея ВНИХИ; 1 — трубы; 2 — ребра; 3 — коллектор; 4 — патрубки; 5 — стойки; 6 — кронштейны; 7 — поддон

Змеевиковые батареи бывают однорядными и двухрядными. Большая длина змеевика затрудняет отвод образующегося пара, что снижает эффективность работы батареи и общий коэффициент теплопередачи.

На рис. 145,б изображена распространенная на холодильниках пристенная вертикальнотрубная батарея. Два горизонтальных коллектора из труб диаметром $76 \times 3,5$ мм соединены вертикальными трубами диаметром $57 \times 3,5$ мм. Жидкий аммиак подают в нижний коллектор, образующийся пар отсасывают из верхнего. Размеры батареи позволяют размещать ее в межколонном пролете. При нормальной работе батарея должна быть заполнена жидким аммиаком до нижней образующей верхнего коллектора.

Недостаток батареи — отсутствие оребрения. При значительном количестве вертикальнотрубных батарей в схеме существенно возрастает аммиакоемкость системы.

Кроме того, наличие столба жидкого аммиака препятствует получению низких температур кипения.

На рис. 145,в показана пристенная однорядная коллекторная батарея ВНИХИ с нижней подачей жидкого аммиака.

Два вертикальных коллектора соединены горизонтальными оребренными трубами. Число труб по высоте — от пяти до пятнадцати.

Постоянный уровень жидкости поддерживают с помощью переливной трубки на одном из вертикальных коллекторов, через которую избыточное количество жидкого аммиака сливается в нижележащие батареи или в дренажную линию.

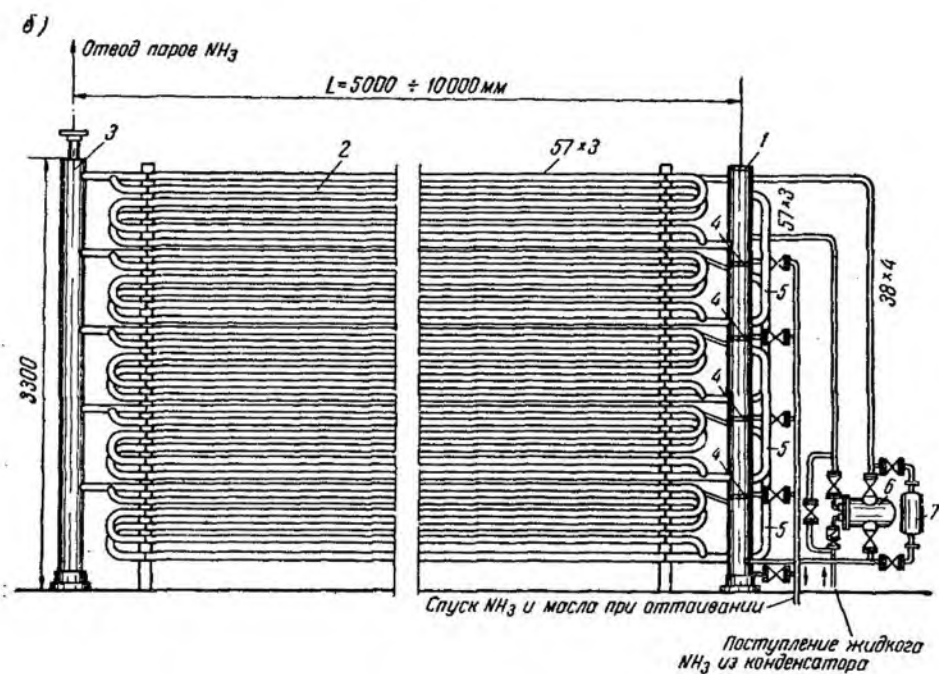
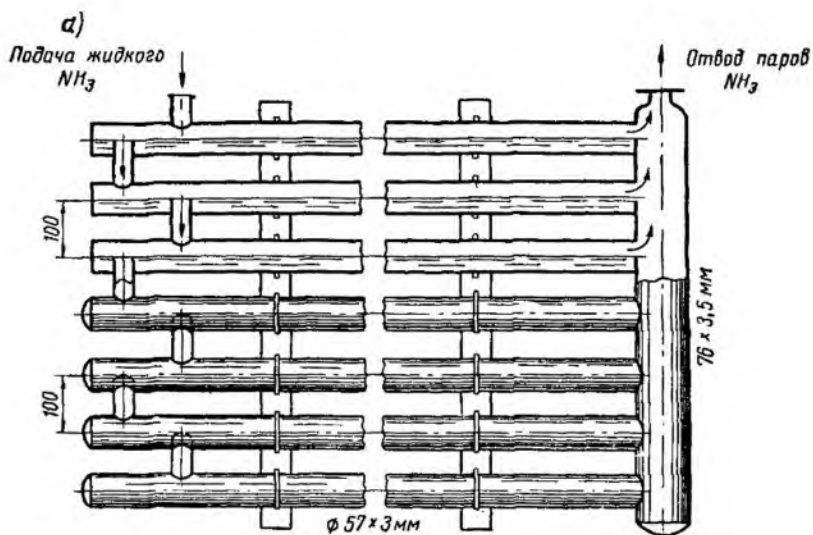
Характеристика коллекторных 10-трубных батарей ВНИХИ приведена в табл. 46.

Таблица 46

Характеристика коллекторных пристенных батарей ВНИХИ

Тип батарей	Поверхность охлаждения, м ²	Длина батарей А, м	Длина оребренной части, м	Масса батарей, кг	Емкость батарей, л
АРС-10—6	60,0	6,3	6,0	630	148
АРС-10—9	90,0	9,3	9,0	918	208
АРС-10—12	120,0	12,3	12,0	1206	268
АРС-10—15	150,0	15,3	15,0	1495	328
АРС-10—18	180,0	18,3	18,0	1783	388
АРС-10—21	210,0	21,3	21,0	2071	448
АРС-10—24	240,0	24,0	24,0	2360	508
АРС-10—27	270,0	27,3	27,0	2648	568
АРС-10—30	300,0	30,3	30,0	2937	628

Примечание. Пример обозначения аммиачной ребристой пристенной десяти-трубной батареи длиной 15,3 м — АРС-10—15.



Низкотемпературные батареи. Низкие температуры кипения холодильного агента в батареях обычной конструкции получить не удастся, так как на температуру кипения в нижних трубах батареи или нижних слоях жидкости в вертикальных трубах существенное влияние оказывает гидростатическое давление столба жидкости.

Для получения температур кипения -40°C и ниже применяют батареи, в которых не образуется столба жидкости.

На рис. 146,а изображена пристенная низкотемпературная батарея Кобулашвили. Батарея состоит из горизонтальных труб, сваренных с одной стороны в вертикальный стояк, а с другой — закрытых приваренными к трубам доньшками. В месте приварки к стояку сечение каждой трубы на высоту половины диаметра закрыто полудоньшками.

Вышележащие трубы соединены с нижележащими патрубками, которые заведены в вышележащие трубы до оси.

Жидкий аммиак поступает сверху, заполняет трубу на высоту половины диаметра и через соединительные патрубки переливается в нижележащие трубы. Образующийся в трубах пар отсасывается через вертикальный стояк. Незначительная высота столба жидкости позволяет получить постоянную температуру кипения.

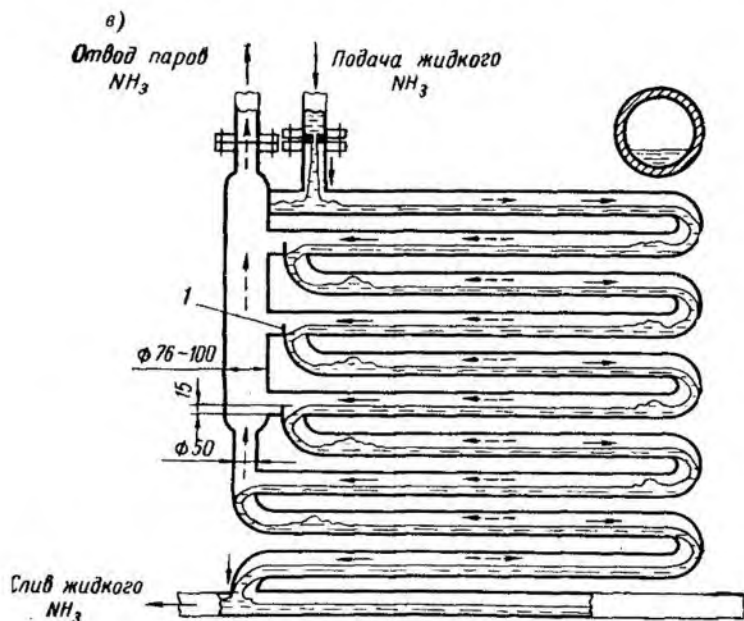


Рис. 146. Низкотемпературные батареи:

а — батарея Кобулашвили; б — батарея Филинова; 1, 3 — вертикальные коллекторы; 2 — змеевики; 4 — перегородки; 5 — переливные трубы; 6 — ПРВ; 7 — указатель уровня; в — батарея «Каскад»

Отсутствие устройства для отвода из батареи масла допускает применение ее только в случае хорошей очистки холодильного агента от масла до поступления его в батарею.

Другой конструкцией низкотемпературной батареи является батарея Филинова (рис. 146,б). Она состоит из пяти двухрядных змеевиковых элементов, установленных один над другим и объединенных общими жидкостными и паровыми вертикальными коллекторами.

Жидкостный коллектор разделен четырьмя перегородками на пять отдельных отсеков. Жидкий аммиак через поплавковый регулирующий вентиль, подключенный уравнительными трубками к нижнему отсеку, подается в верхний отсек и переливается из вышележащего отсека в нижележащий по переливным трубкам. При достижении заданного уровня жидкости в нижнем отсеке прекращается подача аммиака в верхний отсек. Жидкость из каждого отсека поступает в питающийся от него элемент батареи.

Образующийся при кипении пар собирается в паровом коллекторе и отсасывается компрессором.

Из каждого жидкостного отсека предусмотрен спуск масла. Низкая температура кипения может быть получена в пристенной батарее «Каскад» («Гипромясо») (рис. 146,в).

Батарея может быть изготовлена из гладких или оребренных труб.

Жидкий аммиак поступает в батарею сверху через диафрагму и в виде пленки движется в горизонтальных трубах, сливаясь в нижележащие трубы через пороги каскадов.

Образовавшиеся пары отсасываются компрессором через паропроводящие трубы и паровой коллектор. Батарея заполняется жидким аммиаком на 20% своей емкости. Неиспарившийся в батарее аммиак сливается в батареи нижележащего этажа или в ресивер.

Потолочные батареи. Потолочные батареи изготовляют змеевиковыми и коллекторными одно-, двух- и четырехрядными. Потолочная батарея из оребренных труб с верхней подачей аммиака («Гипрохолод») изображена на рис. 147,а (табл. 47). Это двухрядная батарея с шахматным расположением труб, состоящая из двухтрубных элементов. Аммиак подают в верхний коллектор 1, расположенный выше батарей.

От коллектора отходит число труб, равное числу элементов в батарее. Каждая труба имеет треугольный вырез; по мере заполнения коллектора жидкость поступает в каждую секцию по узкой щели в трубе, с повышением уровня жидкости в коллекторе площадь заполненного выреза в каждой трубе будет увеличиваться совершенно одинаково и в каждую секцию поступит равное количество жидкости. Пар из батарей отводят снизу, через патрубок 3.

При нормальной работе заполнение батарей жидким аммиаком составляет 30% от ее объема.

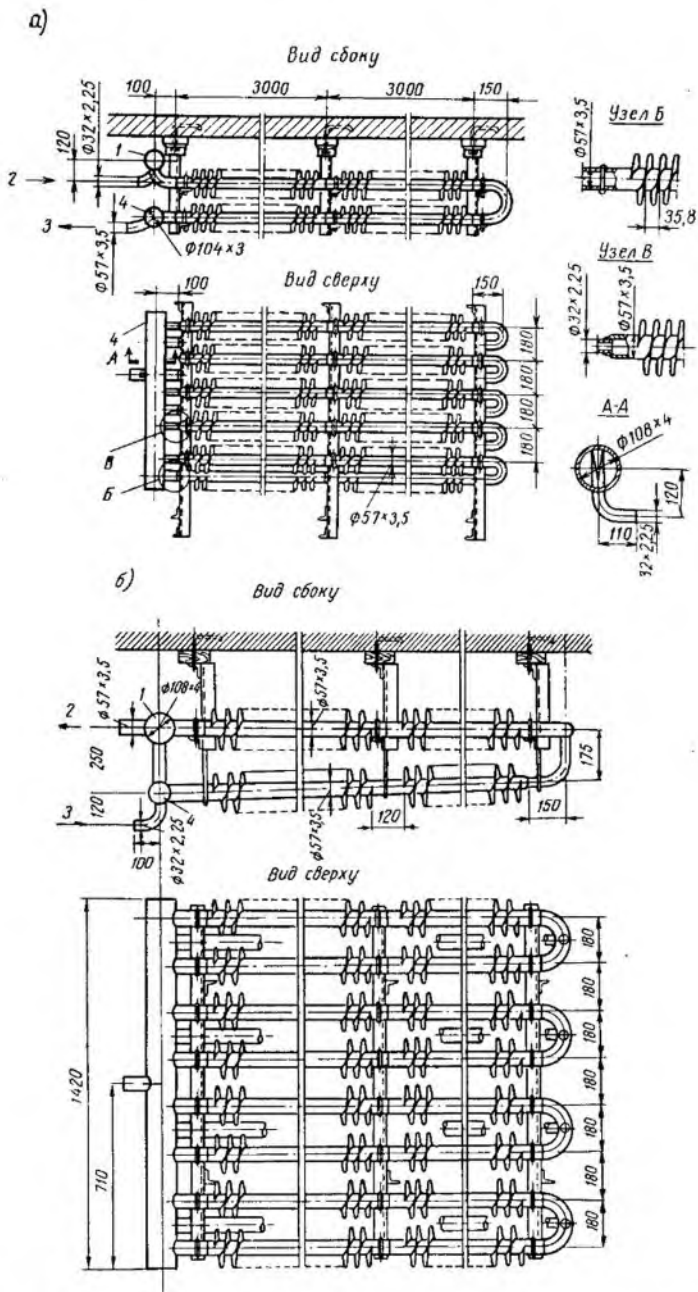


Рис. 147. Потолочные батареи непосредственного охлаждения со спиральными ребрами:

а — двухтрубная батарея «Гипрохолод»: 1 — жидкостный коллектор; 2 — вход аммиака; 3 — выход аммиака; 4 — паровой коллектор; б — трехтрубная батарея ВНИИ с самоциркуляцией жидкого аммиака: 1 — паровой коллектор; 2 — выход аммиака; 3 — вход аммиака; 4 — жидкостный коллектор

Таблица 47

Характеристика потолочных батарей с верхней подачей аммиака («Гипрохолод»)

Тип батареи	Поверхность охлаждения, м ²	Длина батареи, м	Масса батареи, кг,	Емкость батареи, л
АРПВ-5/5—3	30,0	3,25	346,0	78,0
АРПВ-5/5—3,7	37,0	3,95	417,0	92,0
АРПВ-5/5—4,2	42,0	4,45	464,0	102,0
АРПВ-5/5—6	60,0	6,25	647,0	137,0
АРПВ-5/5—9	90,0	9,25	942,0	196,0
АРПВ-5/5—12	120,0	12,25	1237,0	225,0
АРПВ-5/5—15	150,0	15,25	1531,0	314,0
АРПВ-5/5—18	180,0	18,25	1827,0	372,0
АРПВ-5/5—21	210,0	21,25	2122,0	431,0
АРПВ-5/5—24	240,0	24,25	2417,0	490,0
АРПВ-5/5—27	270,0	27,75	2712,0	549,0
АРПВ-5/5—30	300,0	30,25	3007,0	608,0
АРПВ-5/5—33	330,0	33,25	3303,0	666,0

Примечание. Пример обозначения аммиачной ребристой потолочной двухтрубной батареи из 10 труб (5 сверху и 5 внизу) длиной 30,25 м — АРПВ-5/5—30.

На холодильниках широко применяют потолочную ребристую батарею с самоциркулирующей жидкого аммиака (ВНИХИ) (рис. 147,б) (табл. 48). Такая батарея представляет собой двухрядную батарею с шахматным расположением труб и нижним подводом аммиака. Она состоит из отдельных трехтрубных элементов, объединенных общим подводом жидкости и общим отводом пара.

В каждом элементе две верхние трубы соединены с одной стороны калачом, с другой — горизонтальным патрубком; нижняя труба присоединена к верхним трубам с одной стороны полукалачом, с другой — вертикальным соединительным стояком. Нижняя труба установлена наклонно с подъемом в сторону полукалача, а всю батарею монтируют с уклоном от калачей к коллектору.

Батарею заполняют жидкостью до нижней образующей верхних труб. Уровень жидкости поддерживают с помощью удерживателя. Все батареи данного этажа устанавливают на одинаковой высоте.

Пар, образующийся в нижних трубах, захватывая часть жидкости, поступает в верхние трубы, в которых продолжается кипение. Жидкость, неиспарившаяся в верхних трубах, возвращается в нижние трубы по вертикальным соединительным стоякам.

Аммиакоемкость таких батарей снижается примерно в 3 раза по сравнению со змеевиковыми батареями, затопленными жидкостью.

Таблица 48

Характеристика потолочных батарей с самоциркуляцией жидкого аммиака (ВНИИ)

Тип батареи	Поверхность охлаждения, м ²	Длина батарей, м	Длина ребренной части, м	Масса батарей, кг	Емкость батарей, л
АРП-2/1—4	17,0	4,0	3,7	131,5	23,55
АРП-2/1—4,5	17,5	4,5	4,2	145,5	26,5
АРП-2/1—6	18,0	6,3	6,0	203,8	37,0
АРП-2/1—9	27,0	9,3	9,0	295	54,6
АРП-2/1—12	36,0	12,3	12,0	387	72,3
АРП-2/1—15	45,0	15,3	15,0	480	90,0
АРП-2/1—18	54,0	18,3	18,0	571	107,5
АРП-2/1—21	63,0	21,3	21,0	663	125,5
АРП-2/1—24	77,0	24,3	24,0	755	143,0
АРП-2/1—27	81,0	27,3	27,0	849	160,5
АРП-2/1—30	92,0	30,3	30,0	938	178,0
АРП-8/4—4	44,5	4,0	3,7	483	94,2
АРП-8/4—4,5	50,5	4,5	4,2	554	105,0
АРП-8/4—6	72,0	6,3	6,0	750	148,0
АРП-8/4—9	108,0	9,3	9,0	1095	218,4
АРП-8/4—12	144,0	12,3	12,0	1440	239,2
АРП-8/4—15	180,0	15,3	15,0	1784	360,0
АРП-8/4—18	216,0	18,3	18,0	2129	430,0
АРП-8/4—21	252,0	21,3	21,0	2474	502,0
АРП-8/4—24	288,0	24,3	24,0	2819	575,0
АРП-8/4—27	324,0	27,3	27,0	3163	650,0
—30	360,0	30,3	30,0	3518	720,0

Примечание. Пример обозначения аммиачной ребристой потолочной батареи из трех труб (две вверх, одна вниз) длиной 15,3 м — АРП-2/1—15, из двенадцати труб (восемь вверх и четыре вниз) длиной 6,3 м — АРП-8/4—6.

Батареи стеллажного типа представляют собой змеевики с нижним подводом аммиака, расположенные таким образом, что они образуют полки. На полки ставят поддоны с замораживаемым продуктом. Стеллажные батареи размещают по всей площади камеры. Основным недостатком таких батарей заключается в плохом отводе образующихся паров вследствие большой длины змеевика.

Коэффициент теплопередачи аммиачных батарей зависит от конструкции батарей, температуры и относительной влажности воздуха в камере и от разности между температурой воздуха и температурой кипения холодильного агента.

Значение коэффициентов теплопередачи можно рассчитать по формулам, приведенным в § 78. Для примерных расчетов значения коэффициентов теплопередачи можно принять для ребристых батарей по табл. 49, для гладкотрубных — по табл. 50.

Таблица 49

Коэффициенты теплопередачи ребристых батарей, $вт/м^2 \cdot град$

Батарея	Разность температур (θ) , °C	Аммиак		Рассол	
		Температура и влажность воздуха в камере			
		0°C, 85%	-18°C, 95%	0°C, 85%	-18°C, 95%
Потолочная двухрядная (ВНИИ и «Гипрохолод»)	10	6,0	4,75	5,8	4,5
Пристенная пятирубная	10	4,9	3,8	4,6	3,5
Пристенная десятирубная	10	4,5	3,5	4,2	3,2
Пристенная пятнадцатирубная	10	4,4	3,4	4	3,1

Таблица 50

Коэффициенты теплопередачи аммиачных и рассольных гладкотрубных батарей $вт/м^2 \cdot град$

Батарея	Температура воздуха камеры, °C	Влажность воздуха, %	Разность температур θ , °C		
				10	15
Пристенная: однорядная	± 0	85	8,9—13	9,6—13,4	10,1—13,4
	-18	95	6 —8,7	6,6—9,2	7,1—9,5
двухрядная	± 0	85	8 —11,7	8,7—12,5	9,2—12,9
	-18	95	5,5—8	5,9—8,4	6,4—8,7
Потолочная: однорядная	± 0	85	7,9	8,5	9,1
	-18	95	5,4	5,8	6,3
двухрядная пучковая	± 0	85	6,9	7,6	8,15
	-18	95	4,8	5,2	5,7

Примечания. 1. Для всех батарей принят диаметр труб $57 \times 3,5$ мм. 2. В пристенных батареях принято количество труб по высоте от 10 до 20.

Фреоновые потолочные и пристенные батареи-испарители (рис. 148,а) применяют в мелких фреоновых холодильных машинах. Их изготавливают змеевиково-ребристого типа из оребренных красномедных труб диаметром 18×2 мм.

Трубки змеевиков и ребра лужены гальваническим способом. При изготовлении батарей необходимо обеспечить плотность прилегания ребер к трубам. Трубы соединены в батарею последовательно калачами на сварке.

Фреон подают в батарею сверху, пар отводят снизу. Это обеспечивает возврат масла из батареи в компрессор и нормальную циркуляцию масла по системе.

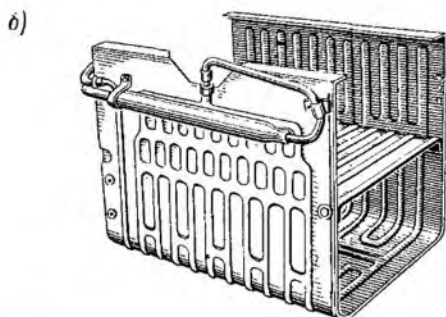
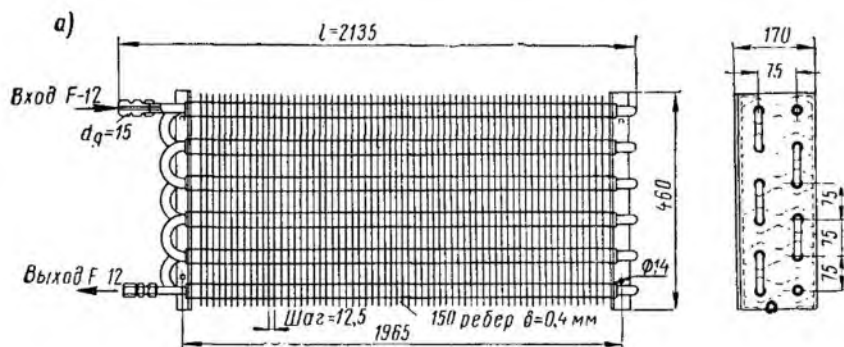


Рис. 148. Фреоновые батареи:

а — настенный ребристый испаритель (ИРСН); б — алюминиевый листотрубный испаритель домашнего холодильного шкафа

В батарею подают жидкости столько, чтобы в нижних трубах был только пар, поэтому фреоновые батареи-испарители называют сухими (ИРСН — испаритель ребристый сухой настенный). Такое питание жидкостью снижает эффективность работы батарей.

В домашних холодильных шкафах фреоновые батареи-испарители (рис. 148, б) изготовляют И-образной формы путем сварки листов нержавеющей стали с выштампованными каналами или прокаткой в горячем состоянии двух листов алюминия с последующим гидравлическим расширением каналов.

77. РАССОЛЬНЫЕ БАТАРЕИ

Рассольные батареи изготовляют из газовых сварных труб диаметром 57×3 мм в виде змеевиков, располагаемых у потолка или у стен камеры.

Пристенные батареи бывают одно- и двурядные, потолочные — однорядные, двурядные и пучковые.

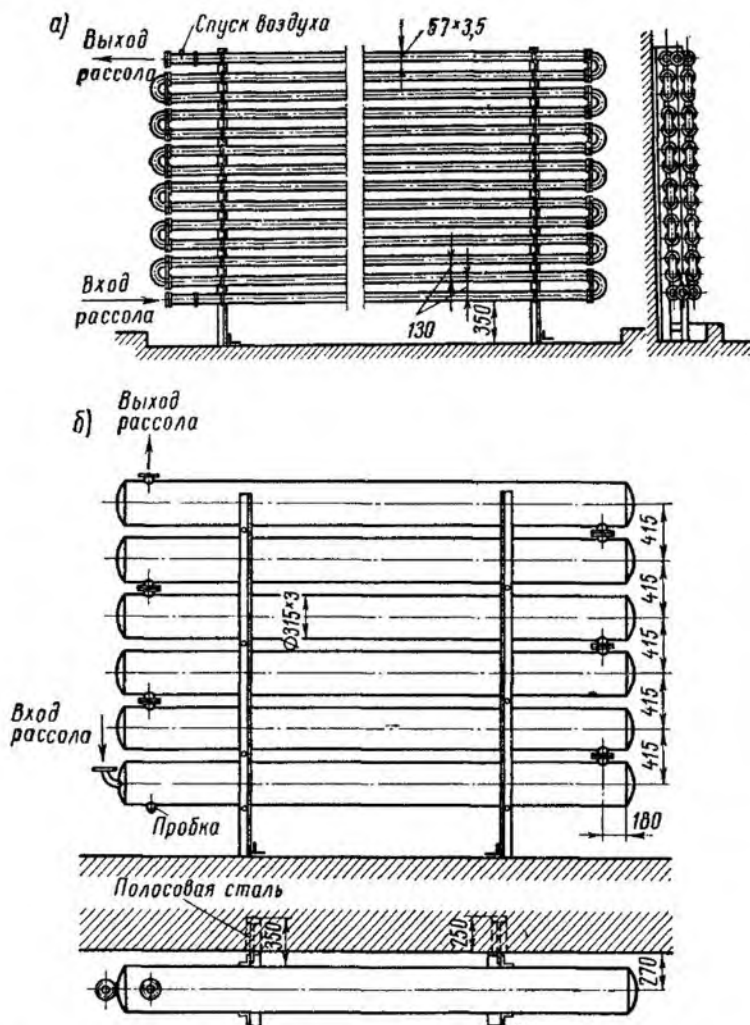


Рис. 149. Рассольные батареи:

а — пристенная двурядная; б — аккумуляторная

Трубы в батарее собирают с помощью калачей, которые присоединяют сваркой. Длина трубы, образующей батарею, не должна превышать 200 м. Трубы могут быть гладкими и оребренными.

На рис. 149,а изображена пристенная рассольная батарея. Для лучшего удаления воздуха из батареи и полного заполнения труб рассолом движение рассола направлено снизу вверх, а в верх-

них точках батарей установлены краники для выпуска воздуха. Наличие в рассоле воздуха вызывает усиленную коррозию металла, увеличение расхода энергии на циркуляцию рассола, ухудшает теплопередачу. В батарее обычно устанавливают четное количество труб, чтобы подвод и отвод рассола был с одной стороны.

Пристенные батареи собирают на стойках из уголковой стали, потолочные прикрепляют к потолку на подвесках из полосовой или угловой стали.

Для поддержания в камерах постоянной низкой температуры за счет остающегося в трубах большого количества холодного рассола при остановке холодильной машины применяют аккумуляторные рассольные батареи (рис. 149, б).

Аккумуляторная батарея состоит из элементов, каждый из которых представляет собой горизонтальную трубу диаметром 315×3 мм и длиной от 2 до 5 м с приваренными доньшками. По высоте ставят от четырех до восьми элементов. Охлаждающая поверхность такой батареи составляет от 2 до 5 м². Рассол движется в элементах снизу вверх. Масса рассола в батареях от 180 до 440 кг.

В последнее время для изготовления рассольных батарей стали использовать стеклянные трубы. Их основные преимущества следующие: высокая антикоррозийная и химическая стойкость ко всем агрессивным средам и более легкое снятие снеговой шубы.

Коэффициент теплопередачи практически близок к коэффициенту теплопередачи батарей из металлических труб. Рассольные стеклянные батареи установлены на гормолзаводе в г. Пятигорске, на Московском химико-фармацевтическом заводе и др.

§ 78. РАСЧЕТ БАТАРЕЙ

Расчет батарей независимо от их конструкции состоит в определении поверхности, передающей тепло, по формуле

$$F = \frac{Q_0}{k \theta}, \quad (152)$$

- где F — теплопередающая поверхность батареи, м²;
 Q_0 — тепловая нагрузка на батарею, определяемая калорическим расчетом, вт;
 $t_b - t_0 = \theta$ — разность между температурой воздуха охлаждаемого помещения и температурой кипения холодильного агента или средней температурой рассола, °С. Для аммиачных и рассольных батарей θ принимают 8—10°С, для фреоновых батарей — 10—15°С;
 k — коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб (гладких или ребристых), вт/м²·град.

Коэффициент теплопередачи батарей может быть принят по табл. 49 или 50 или определен расчетом по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{воз}}} + R_{\text{ин}} + \left(\sum \frac{\delta_l}{\lambda_l} + \frac{1}{\alpha_a} \right) \beta} \quad (153)$$

где $\alpha_{\text{воз}}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

$R_{\text{ин}}$ — тепловое сопротивление слоя инея, $\text{м}^2 \cdot \text{град}/\text{вт}$;

$\sum \frac{\delta_l}{\lambda_l}$ — термическое сопротивление стенки трубы и загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{град}/\text{вт}$;

α_a — коэффициент теплоотдачи со стороны холодильного агента, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

β — степень оребрения батарей (отношение наружной поверхности труб и ребер к внутренней поверхности труб).

При приближенных расчетах коэффициент теплопередачи батарей из гладких труб можно определять по формуле

$$k = 3,5 \sqrt{\theta} . \quad (154)$$

Коэффициент теплопередачи ребристых аммиачных и рассольных батарей при коэффициенте оребрения 5—10 составляет примерно 50% от коэффициента теплопередачи гладкотрубной батареи.

Коэффициент теплопередачи ребристых фреоновых батарей (отнесенный к наружной поверхности) при коэффициенте оребрения от 5 до 10 составляет

$$3,5 — 4,65 \text{ вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град} .$$

Найдя общую поверхность батарей, определяют их количество.

Поверхность одной батареи принимают по каталогам выпускаемого оборудования или рассчитывают, задаваясь размерами батареи. Размеры выбирают в зависимости от площади камеры и длины стен, вдоль которых будут установлены батареи.

Поверхность одной батареи (в м^2) равна:

$$f_6 = l n f , \quad (155)$$

где l — длина батареи, м ;

n — количество труб в батарее;

f — поверхность 1 м трубы, принимаемая по табл. 45.

Количество батарей, устанавливаемых в камере,

$$n = \frac{F}{f_6} . \quad (156)$$

Пример. Рассчитать батареи для камеры хранения мороженого груза при $t_b = -18^\circ\text{C}$. Размеры камеры — $30 \times 20 \text{ м}^2$. Тепловая нагрузка на батарею $Q_0 = 6840 \text{ вт}$ (5900 ккал/ч).

В камере будут установлены потолочные батареи с самоциркуляцией жидкого аммиака.

Решение

Принимаем разность между температурой воздуха в камере и температурой кипения аммиака $\theta = 10^\circ\text{C}$.

По табл. 49 для потолочных батарей с самоциркуляцией жидкого аммиака температуры воздуха в камере $t_k = -18^\circ\text{C}$ и разности температур $\theta = 10^\circ$ выбираем коэффициент теплопередачи $k = 4,75 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ($4,1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$).

Поверхность батареи равна

$$= \frac{6840}{4,75 \cdot 10} = 143,6 \text{ м}^2 \text{ или } = \frac{5900}{4,1 \cdot 1} = 143,6 \text{ м}^2.$$

Длину батарей принимаем равной 25 м. Каждый элемент батареи состоит из трех труб. Батареи изготовлены из оребренных труб диаметром $57 \times 3,5 \text{ мм}$. Ребра спиральные. Шаг ребер 35,7 мм. По табл. 45 находим поверхность 1 м трубы, равную 1,12 м².

Поверхность одного трехтрубного элемента равна

$$f_0 = 25 \cdot 3 \cdot 1,12 = 84 \text{ м}^2.$$

В камере необходимо поставить потолочную шеститрубную батарею.

§ 79. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ВЛАЖНОМ ВОЗДУХЕ

Воздух состоит из смеси азота, кислорода и водяных паров. Количество водяных паров, содержащееся в воздухе, может быть различным, и оно характеризуется величиной абсолютной влажности воздуха или влагосодержанием воздуха.

Абсолютной влажностью воздуха ($e \text{ кг/м}^3$) называют количество водяного пара в 1 м³ влажного воздуха, а иногда парциальное давление водяного пара в мм рт. ст.

Влагосодержанием влажного воздуха ($d \text{ кг/кг}$) называют количество водяного пара, приходящееся на 1 кг сухого воздуха.

Предельное количество водяных паров в воздухе зависит от температуры и давления воздуха. При повышении температуры увеличивается предел насыщения его водяными парами.

Относительная влажность воздуха φ есть отношение абсолютной влажности воздуха e к абсолютной влажности насыщенного воздуха e'' при той же температуре:

$$\varphi = \frac{e}{e''}.$$

Отношение влагосодержания воздуха d при данных условиях к влагосодержанию насыщенного воздуха d'' при той же температуре называют *степенью насыщения*:

$$\psi = \frac{d}{d''}. \quad (157a)$$

Температуру, при которой имеющееся в воздухе количество водяных паров насыщает его полностью, называют *точкой росы*. Понижение температуры воздуха ниже точки росы приводит к выпадению избыточной влаги в виде росы или инея.

Энтальпией (теплосодержанием) влажного воздуха i *кдж/кг* называется количество содержащегося в нем тепла, отнесенное к 1 кг сухой его части. Это количество отсчитывают от условной точки ($t=0^\circ\text{C}$; $d=0$ *кг/кг*).

Энтальпия влажного воздуха равна

$$i = 1,02t + [2490 + 1,88t]d \text{ кдж/кг}, \quad (158)$$

где 1,02 — теплоемкость сухого воздуха, *кдж/кг·град*;

2490 — скрытая теплота испарения воды, *кдж/кг*;

1,88 — теплоемкость водяных паров, *кдж/кг·град*.

Диаграмма $d-i$ для влажного воздуха

Диаграмма $d-i$ для влажного воздуха позволяет определять параметры и производить расчеты, связанные с изменением состояния влажного воздуха.

На диаграмме $d-i$ (рис. 150) нанесены в косоугольной системе координат линии постоянной энтальпии $i=\text{const}$, температуры $t=\text{const}$, влагосодержания $d=\text{const}$ и кривые постоянной относительной влажности $\varphi=\text{const}$.

На полях диаграммы построен в виде лучей, исходящих из начала координат ($d=0$ и $t=0$), угловой масштаб. На каждом луче поставлено число, соответствующее отношению изменения теплоемкости Δi к изменению влагосодержания Δd :

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d}. \quad (159)$$

Диаграмму $d-i$ предложил в 1918 г. советский ученый Рамзин, а несколько позднее в 1923 г. — немецкий проф. Мольте.

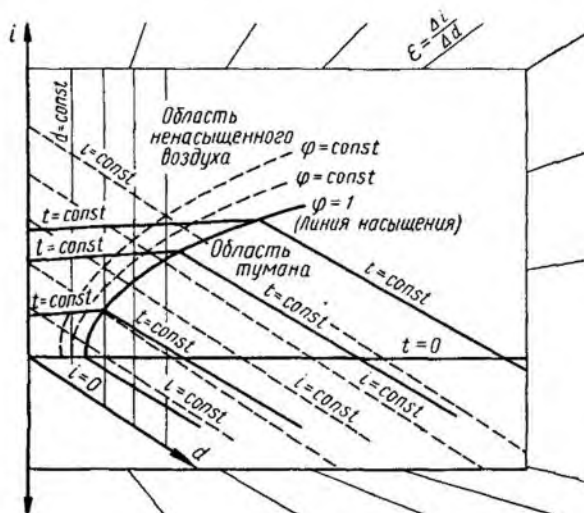


Рис. 150. Основные линии диаграммы $d-i$ для влажного воздуха

Пример. По диаграмме $d-i$ (приложение 8) определить влагосодержание, энтальпию, точку росы и парциальное давление водяных паров при температуре воздуха $+17,5^\circ\text{C}$ и относительной влажности 70%.

Решение

На оси ординат находим температуру $+17,5^\circ\text{C}$ и проводим изотерму до пересечения с линией относительной влажности 0,7. Искомое состояние характеризуется параметрами точки 1. Проводим вертикальную прямую до пересечения с осью абсцисс и определяем $d_1 = 8,7 \text{ г/кг}$. По масштабу энтальпии находим $i_1 = 9,4 \text{ ккал/кг} = 39,3 \text{ кДж/кг}$. В точке пересечения вертикали $d_1 = \text{const}$ и линии $\varphi = 1$ получаем состояние воздуха с температурой точки росы $t_{\text{рос}} = 11,8^\circ\text{C}$. По точке пересечения той же вертикали с линией парциальных давлений определяем парциальное давление водяных паров $P = 10 \text{ мм рт. ст.}$ ($p = 1,333 \text{ кн/м}^2$).

* * *

Воздух охлаждается, соприкасаясь с холодной поверхностью труб в сухом или теплоносителе в мокром воздухоохладителе. Если температура поверхности ниже точки росы, то на холодной поверхности конденсируется влага. Воздух непосредственно у охлаждающей поверхности сухого воздухоохладителя будет иметь температуру, равную температуре охлаждающей поверхности, и относительную влажность $\varphi = 100\%$. Температура охлаждающей поверхности несколько выше температуры холодильного агента или рассола (примерно на $0,5^\circ\text{C}$).

Процесс охлаждения воздуха в $d-i$ диаграмме изобразится линией 1- w (рис. 151).

Уклон линии процесса характеризуется уравнением

$$\epsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{i_1 - i_w}{d_1 - d_w} = \frac{i_1 - i_2}{d_1 - d_2}, \quad (160)$$

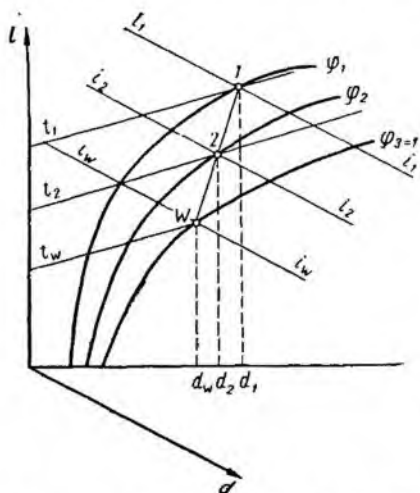


Рис. 151. Процесс изменения состояния воздуха в воздухоохладителе в диаграмме $d-i$

ние воздуха над рассолом определяется температурой на $0,5^{\circ}\text{C}$ выше температуры рассола и относительной влажностью $\varphi < 100\%$. Равновесная относительная влажность будет тем меньше, чем ниже температура замерзания рассола.

Воздух, выходящий из воздухоохладителя, можно рассматривать, как смесь воздуха, поступающего в воздухоохладитель, и насыщенного воздуха у охлаждающей поверхности.

На диаграмме $d-i$ точка 2, характеризующая состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, лежит на линии процесса $1-w$. Положение точки 2 определяется пересечением линии $1-w$ и линии постоянной энтальпии i_2 , которую определяют по уравнению

$$i_2 = i_1 - \frac{Q_0}{G}, \quad (161)$$

где Q_0 — холодопроизводительность воздухоохладителя, вт ;

G — количество охлаждаемого воздуха, проходящего через воздухоохладитель, кг/сек ;

i_1 — энтальпия воздуха, поступающего в воздухоохладитель, дж/кг .

В сухом воздухоохладителе воздух можно осушать или оставлять влажностью без изменения.

В мокром воздухоохладителе возможно осушение и увлажнение воздуха.

§ 80. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Воздухоохладители служат для охлаждения воздуха, циркулирующего в камере. В зависимости от рабочего тела, подаваемого в воздухоохладитель для охлаждения воздуха, их подразделяют на воздухоохладители непосредственного охлаждения и рассольные.

где i_1, i_2, i_w — энтальпии воздуха на входе в воздухоохладитель, на выходе из воздухоохладителя и насыщенного воздуха у охлаждающей поверхности, дж/кг ;

d_1, d_2, d_w — влажосодержание воздуха на входе, на выходе из воздухоохладителя и насыщенного воздуха у поверхности, кг/кг .

Начало линии процесса (точка 1) характеризуется начальными параметрами воздуха, поступающего в воздухоохладитель t_1, φ_1, i_1 . Состояние насыщенного воздуха у охлаждающей поверхности сухого воздухоохладителя (точка w) определяется относительной влажностью $\varphi = 100\%$ и температурой поверхности t_w .

В мокрых воздухоохладителях влажосодержание воздуха над поверхностью рассола меньше, чем над поверхностью воды, поэтому состоя-

Кроме того, воздухоохладители бывают сухие, мокрые и смешанные. В первых воздух охлаждается, отдавая тепло рабочему телу через стенку трубы, во вторых — тепло передается при прямом контакте с холодной поверхностью теплоносителя, в третьих — охлаждение воздуха происходит вследствие соприкосновения с холодной поверхностью змеевиков и с поверхностью теплоносителя. Наиболее распространены сухие воздухоохладители непосредственного охлаждения.

Сухие воздухоохладители. Аммиачные воздухоохладители непосредственного охлаждения изготовляют из стальных бесшовных труб диаметрами 24×2 ; $30 \times 2,5$; $38 \times 2,5$ мм в виде змеевиковых или коллекторных секций. На трубы навиваются спиральные ребра для увеличения поверхности соприкосновения с воздухом.

Фреоновые воздухоохладители выполняют главным образом из медных труб диаметрами 10×1 ; 12×1 ; 15×1 ; $18 \times 1,5$ мм с латунными, алюминиевыми или медными ребрами.

Шаг ребер принимает равным 2—3 мм при работе воздухоохладителя в условиях положительных температур, 3—4 мм — при работе воздухоохладителя в условиях интенсивного влаговыделения, 8—10 мм — при работе со слоем инея.

Применение ребристых труб позволяет обеспечить компактность воздухоохладителя, малый вес, невысокую стоимость, высокий удельный теплосъем с единицы длины трубы.

Воздух нагнетают через воздухоохладитель осевыми или центробежными вентиляторами. Если вентилятор должен обеспечить циркуляцию воздуха только через воздухоохладитель, используют осевые вентиляторы, создающие малые напоры. При наличии воздухопроводов, фильтров и других сопротивлений применяют центробежные вентиляторы. Движение воздуха должно быть направлено поперек труб.

На рис. 152,а показан фреоновый воздухоохладитель для умеренно низких температур. В плотном кожухе заключена ребристая батарея, состоящая из 55 медных труб диаметром $18 \times 1,5$ мм, расположенных в пять рядов по глубине. На трубах насажены методом протяжки шарика плоские латунные ребра толщиной 0,55 мм с шагом 7 мм. Теплопередающая поверхность воздухоохладителя составляет $15,85 \text{ м}^2$.

Фреон-12 подают в змеевик сверху через автоматический терморегулирующий вентиль ТРВ-2, расположенный на задней стенке корпуса. Пары фреона отводят из змеевика снизу. Перед поступлением в компрессор они проходят через теплообменный трехвитковый змеевик, навитый снаружи диффузора, в котором пары нагреваются теплым воздухом, поступающим от вентилятора.

Воздухоохладитель снабжен осевым вентилятором № 4 производительностью $0,5 \text{ м}^3/\text{сек}$. Скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя — $2,85 \text{ м}/\text{сек}$.

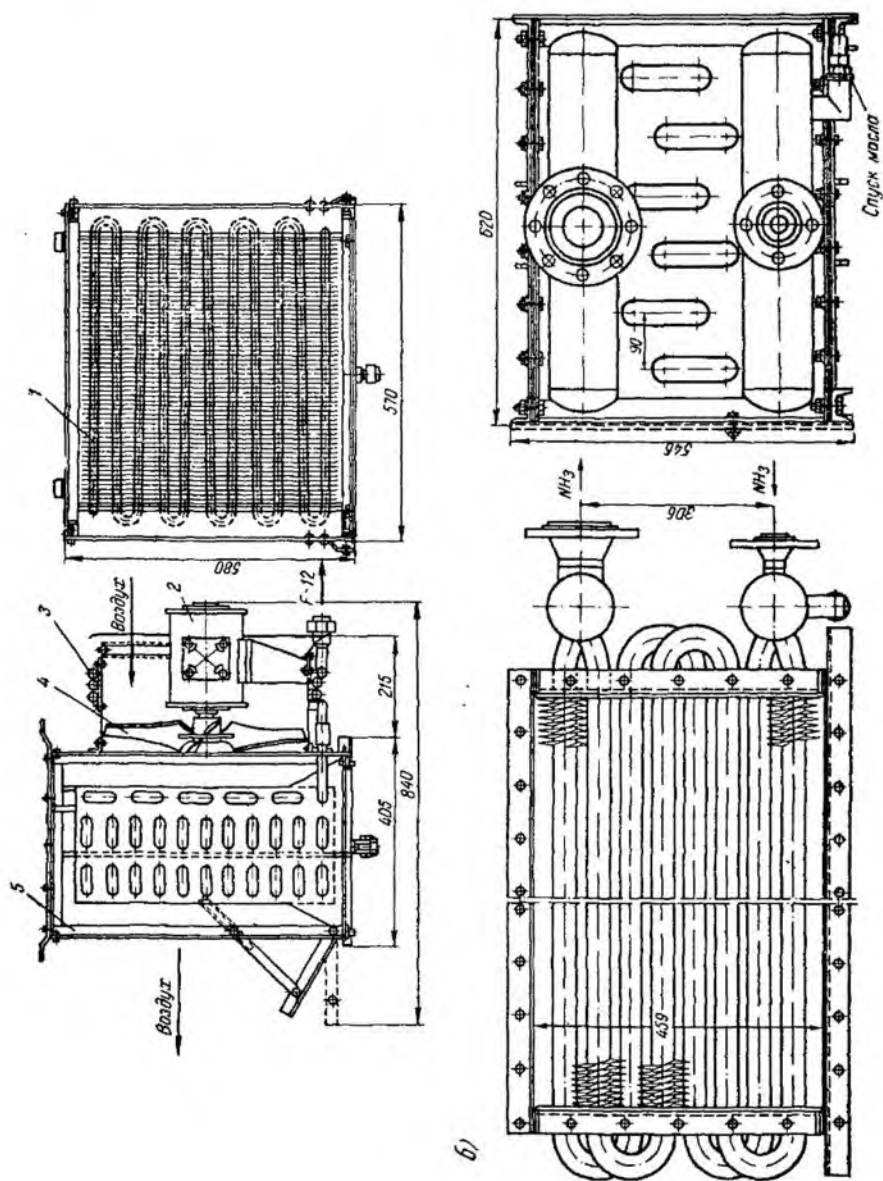


Рис. 152. Сухие воздухоохлаждатели непосредственного охлаждения: 1 — фреоновый для умеренно низких температур; 2 — оребренные змеевики; 3 — электродвигатель вентилятора; 4 — реперегреватель; 5 — вентилятор; 6 — кожух воздухоохлаждателя; б — аммиачный воздухоохлаждатель

На рис. 152,б изображен низкотемпературный аммиачный воздухоохладитель (ЦКБХМ — завод «Компрессор»). Воздухоохладитель состоит из труб диаметром $38 \times 2,5$ мм с навитыми ребрами. Конструкция воздухоохладителя обеспечивает минимальное влияние гидростатического столба жидкости. Такие воздухоохладители применяют для температур кипения -40°C и ниже. В низкотемпературных воздухоохладителях электродвигатель вынесен за пределы охлаждаемого помещения для уменьшения потерь холода.

Сухие воздухоохладители часто используют в кондиционерах небольшой производительности. В этом случае их komponуют вместе с холодильной машиной в одном корпусе.

Мокрые воздухоохладители. В мокрых воздухоохладителях воздух охлаждается вследствие непосредственного соприкосновения его с охлаждающей жидкостью. Конструктивно их выполняют с насадками или форсуночными.

Мокрый воздухоохладитель с насадкой из фарфоровых колец показан на рис. 153,а. Кольца высотой 25 мм и диаметром 25 мм, с толщиной стенок 2—3 мм, насыпанные слоем высотой 200—400 мм создают большую смачиваемую поверхность (около $220 \text{ м}^2/\text{м}^3$). Холодный рассол орошает этот слой колец, называемый рабочим слоем.

В противоток рассолу через кольца вентилятор продувает воздух, который, соприкасаясь с большой поверхностью рассола, охлаждается. Для отделения капель рассола воздух проходит через отбойный слой фарфоровых колец высотой 100—200 мм, насыпанный на сетку, расположенную выше оросительного устройства. Отопленный рассол сливается в поддон, а оттуда в испаритель, где он охлаждается и центробежным насосом подается вновь в орошающее устройство воздухоохладителя. Интенсивность орошения принимают равной $0,0011—0,00167 \text{ м}^3/\text{сек}$ на 1 м^2 площади поперечного сечения воздухоохладителя. Скорость движения воздуха в насадке принимают $0,8—1,1 \text{ м/сек}$.

Теплый воздух из камеры поступает в воздухоохладитель через нижний патрубок, охлаждается и через нагнетательный патрубок вентилятора или через сопло нагнетается в камеру.

Форсуночный воздухоохладитель (рис. 153,б) выполнен в виде камеры, с двумя-тремя рядами форсунок и поддоном. Холодный рассол или воду подают центробежным насосом к форсункам, создающим факелы брызг, навстречу которым вентилятор подает отопленный воздух из камеры. Соприкасаясь с поверхностью воды или рассола, воздух охлаждается и нагнетается в камеру. Для уменьшения уноса влаги воздух проходит через зигзагообразные сепараторы капель. Скорость воздуха в камере не выше $2,5 \text{ м/сек}$. Отопленный рассол сливается в испаритель для охлаждения. Форсуночные воздухоохладители широко применяют в центральных установках кондиционирования воздуха.

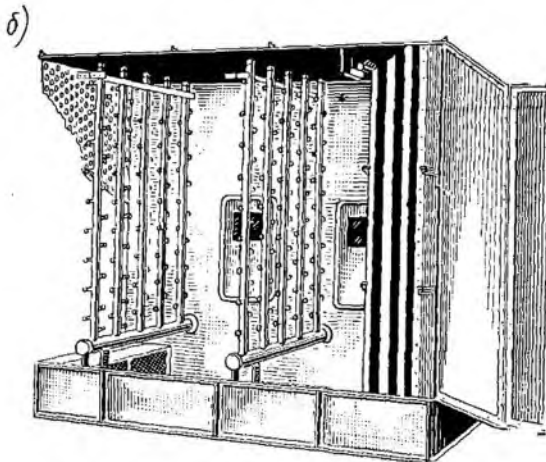
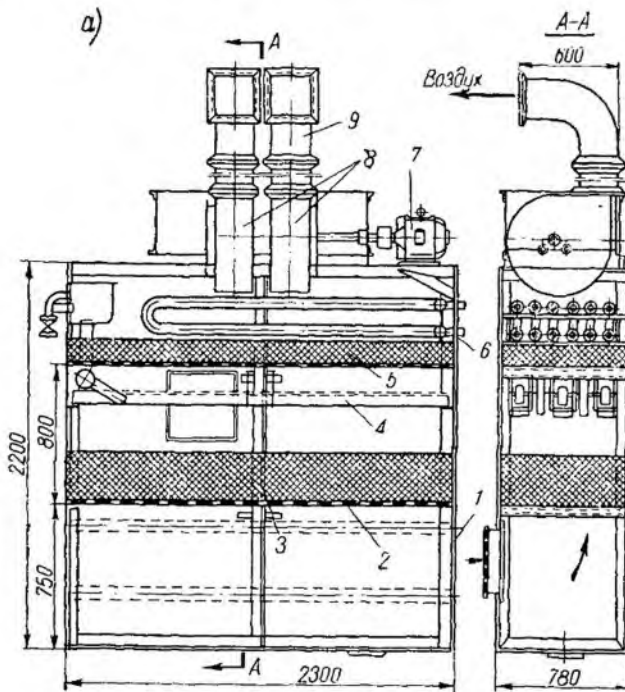


Рис. 153. Мокрые воздухоохлаждатели:

а — оросительный с насадкой из фарфоровых колец; 1 — бак; 2 — сетка; 3 — кольца; 4 — желоб; 5 — отбойный слой колец; 6 — нагреватель; 7 — электродвигатель вентилятора; 8 — вентилятор; 9 — растроб; б — форсуночный

Смешанные воздухоохлаждатели. В воздухоохлаждателях смешанного типа (рис. 154) вентилятор просасывает воздух через гладкотрубные или ребристые змеевики, заключенные в стальной кожух. В трубах змеевиков кипит холодильный агент. Снаружи змеевики орошаются холодной водой (при положительных температурах) или рассолом (при отрицательных температурах), разбрызгиваемыми форсунками. Таким образом, воздух соприкасается и с поверхностью теплоносителя и с поверхностью охлаждающих змеевиков.

Все внутренние части воздухоохлаждаителя, соприкасающиеся с теплоносителем и воздухом, должны иметь антикоррозийное покрытие. В случае применения рассола для орошения змеевиков уменьшается концентрация соли вследствие поглощения рассолом влаги из воздуха, поэтому в схеме необходимо предусмотреть реконцентратор рассола.

Количество теплоносителя, орошающего трубы, должно быть от 0,00167 до 0,00208 м³/сек на 1 м² площади поперечного сечения воздухоохлаждаителя.

Скорость воздуха не должна превышать 2 м/сек. Основной недостаток смешанных воздухоохлаждаителей — повышенная коррозия.

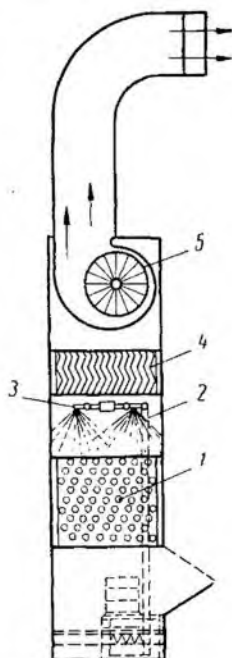


Рис. 154. Воздухоохлаждаитель смешанного типа:

1 — охлаждающие змеевики; 2 — рассольный трубопровод; 3 — форсунки; 4 — иллюминатор; 5 — вентилятор

§ 81. РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Расчет воздухоохлаждаителя состоит в определении его теплопередающей поверхности, состояния выходящего воздуха и количества циркулирующего воздуха.

Для этого необходимо знать: 1) тип устанавливаемого воздухоохлаждаителя; 2) потребную холодопроизводительность воздухоохлаждаителя Q_0 вт; 3) температуру и относительную влажность воздуха, поступающего в воздухоохлаждаитель (t_1 и φ_1); 4) температуру кипения холодильного агента или температуру рассола (t_0 или t_p).

В диаграмме $d-i$ строят процесс охлаждения воздуха и определяют температурно-влажностный режим работы воздухоохлаждаителя.

Расчет сухого воздухоохладителя

Теплопередающую поверхность воздухоохладителя определяют по формуле

$$F = \frac{Q_0}{k \theta_m}, \quad (162)$$

где Q_0 — холодопроизводительность воздухоохладителя, определяемая calorическим расчетом, *вт*;

k — коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, *вт/м²·град*;

θ_m — средняя разность температур между циркулирующим воздухом и кипящим холодильным агентом или рассолом.

Значение коэффициента теплопередачи может быть принято:

1) для гладкотрубного воздухоохладителя при движении воздуха поперек труб со скоростью 3—5 *м/сек* равным 29—35 *вт/м²·град*; 2) для гладкотрубного воздухоохладителя при движении воздуха вдоль труб — 17,5—21,0 *вт/м²·град*; 3) для ребристых фреоновых воздухоохладителей с коэффициентом оребрения 10—15 при скорости движения воздуха от 3 до 5 *м/сек* — равным 17,5—23,3 *вт/м²·град* (выпадение влаги в виде капель); 4) для аммиачных воздухоохладителей с ребристыми трубами при скорости воздуха 4—5 *м/сек* — 11,6—17,5 *вт/м²·град* (выпадение влаги в виде инея).

Для примерных расчетов значение коэффициента теплопередачи может быть вычислено по формуле

$$k = 15,1 \sqrt{\omega}, \quad (163)$$

где ω — скорость движения воздуха, *м/сек*.

Разность θ_m между средней температурой охлаждаемого воздуха и температурой кипения холодильного агента или температурой теплоносителя принимают 12—18°C при t_0 или $t_p = 0^\circ\text{C}$; 6—10°C при t_0 или $t_p = (-10) \text{—} (-40)^\circ\text{C}$; 3—5°C при $t_0 = (-70) \text{—} (-80)^\circ\text{C}$.

Воздух охлаждается в воздухоохладителе на 2—5°C.

Теплоноситель, проходя через змеевики воздухоохладителя, нагревается при умеренно низких температурах на 2—4°C, при низких — на 1—2°C.

По найденной теплопередающей поверхности подбирают воздухоохладитель по каталогам выпускаемого оборудования или определяют размеры его расчетным путем.

Объем воздуха, циркулирующего через воздухоохладитель (в *м³/сек*), определяют по формуле

$$V = \frac{Q_0}{\rho (i_1 - i_2)}, \quad (164)$$

где ρ — плотность воздуха при средней температуре воздуха, определяемая по психрометрической таблице или по $d-i$ диаграмме, $кг/м^3$;

i_1, i_2 — энтальпии воздуха на входе и на выходе из воздухоохладителя, определяемые по $d-i$ диаграмме, $дж/кг$.

Пример. Определить теплопередающую поверхность фреонового воздухоохладителя из оребренных труб и производительность вентилятора для камеры хранения охлажденного груза. Холодопроизводительность воздухоохладителя — 34 900 *вт*. Температура воздуха в камере 0°C . Скорость воздуха — 5 *м/сек*.

1. Температура воздуха, поступающего в воздухоохладитель $t_1 = +2^\circ$ и относительная влажность $\phi_1 = 80\%$.

2. Температура воздуха на выходе из воздухоохладителя $t_2 = -2^\circ\text{C}$.

3. Температура кипения фреона на 10°C ниже температуры воздуха — $t_0 = -10^\circ\text{C}$.

4. В диаграмме $d-i$ строим процесс охлаждения воздуха. По данным $t_1 = +2^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 0,8$ находим точку 1, параметры которой определяют состояние воздуха, поступающего в воздухоохладитель, $i_1 = 2,6$ *ккал/кг* = $10,8 \cdot 10^3$ *дж/кг*. Принимаем температуру воздуха у охлаждающей поверхности труб на $0,5^\circ\text{C}$ выше температуры кипения фреона $t_3 = -9,5^\circ\text{C}$. По температуре $t_3 = -9,5^\circ\text{C}$ и $\phi = 100\%$ определяем точку 3. Пересечение прямой 1-3 и изотермы $t_2 = -2^\circ\text{C}$ дает точку 2, параметры которой характеризуют состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя: $i_2 = 1,2$ *ккал/кг* = $5,03 \cdot 10^3$ *дж/кг* и $\rho = 1,29$ *кг/м^3*.

5. Для ребристого фреонового воздухоохладителя при скорости воздуха $w = 5$ *м/сек* коэффициент теплопередачи принимаем $k = 23,3$ *вт/м^2·град*.

6. Поверхность воздухоохладителя

$$F = \frac{34\,900}{23,3 \cdot 10} = 150 \text{ м}^2.$$

По найденной поверхности подбирают по нормали воздухоохладитель или определяют размеры воздухоохладителя путем конструктивного расчета.

7. Производительность вентилятора

$$V = \frac{34\,900}{1,29 (10,8 - 5,03) \cdot 10^3} = 4,68 \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}.$$

§ 82. ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основными величинами, характеризующими работу вентилятора, являются: V — производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{сек}$; H — напор воздуха, создаваемый вентилятором, н/м^2 ; N — мощность, затрачиваемая на валу, *квт*; n — число оборотов в *сек*; η — коэффициент полезного действия.

1. Производительность вентилятора

$$V_{\text{воз}} = \frac{G_{\text{воз}}}{\rho}, \quad (165)$$

где $G_{\text{воз}}$ — количество воздуха, проходящего в секунду через воздухоохладитель, кг/сек;

ρ — плотность воздуха, соответствующая средней его температуре, кг/м³.

2. Напор, создаваемый вентилятором, должен быть достаточным для преодоления сопротивлений, возникших от трения воздуха о стенки при движении по воздуховоду, и сопротивлений от наличия местных сопротивлений — поворотов, ответвлений, шиберов и т.д.

Потери напора от трения (в н/м²)

$$H_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (166)$$

где $\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$ — коэффициент сопротивления трению при критерии Рейнольдса $2300 < Re < 100\,000$;

l — длина воздуховода, м;

d — диаметр воздуховода, м;

w — скорость движения воздуха в воздуховоде, равная 3—5 м/сек;

ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w d}{\nu}, \quad (167)$$

где

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, принимаемый при температурах воздуха +20, 0, -20 и -50°C соответственно равным $15,7 \cdot 10^6$; $13,7 \cdot 10^6$; $11,93 \cdot 10^6$; $9,54 \cdot 10^6$ м²/сек.

Для воздухопроводов прямоугольного сечения вместо d — диаметра воздуховода в формулы вводят величину эквивалентного диаметра

$$d_{\text{экр}} = \frac{2bh}{b+h}, \quad (168)$$

где b — ширина воздуховода, м;

h — высота воздуховода, м.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений (в н/м²)

$$H_{\text{м}} = \xi \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (169)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления, принимаемый по табл. 51.

Таблица 51

Коэффициенты местных сопротивлений для воздушных каналов прямоугольного сечения

Вид сопротивления	ϵ
Поворот канала — колено под углом 90°	1,10—1,65
Поворот канала — колено под углом 135°	0,35—0,55
Плавный отвод канала под углом 90°	0,20—0,35
Ответвление канала под углом 90°	2,5—3,0
Ответвление канала под углом 135°	2,0—2,5
Ответвление канала с закругленным отводом	1,0—1,5
Прямоугольное отверстие в каналах	0,1—0,2

Напор, создаваемый вентилятором (в н/м^2)

$$H = H_{\text{тр}} + H_{\text{м}} + H_{\text{дин}}, \quad (170)$$

где $H_{\text{дин}}$ — динамический напор, создаваемый вентилятором, н/м^2 ;

$$H_{\text{дин}} = \frac{w_{\text{в}}^2}{2}, \quad (170\text{а})$$

где $w_{\text{в}}$ — скорость воздуха на выходе из вентилятора, м/сек .

3. Расход электроэнергии (в квт) на работу вентилятора определяют по формуле

$$N = \frac{VH}{\eta_{\text{вен}} \eta_{\text{пер}} 1000}, \quad (171)$$

где $\eta_{\text{вен}}$ — коэффициент полезного действия вентилятора (от 0,4 до 0,8);

$\eta_{\text{пер}}$ — коэффициент полезного действия передачи (от электродвигателя к вентилятору), значение которого принимают при непосредственном соединении равным 1, при клиноременном приводе — 0,9—0,95.

Мощность электродвигателя (в квт)

$$N_{\text{эл}} = N \epsilon, \quad (172)$$

где ϵ — коэффициент запаса, величину которого принимают в зависимости от мощности электродвигателя:

Величина мощности, <i>квт</i>	Кoeffици- циент	Величина мощности <i>квт</i>	Кoeffици- циент
До 0,5	1,5	2,0—3,0	1,2
0,5—1,0	1,3	3,0—5,0	1,15
1,0—2,0	1,25	Более 5	1,1

Для бесшумной работы системы окружная скорость на колесе вентилятора не должна превышать 20 м/сек. Величину окружной скорости определяют по формуле

$$\omega = 3,14D_k n, \quad (173)$$

где ω — окружная скорость колеса, м/сек;

D_k — диаметр колеса, м;

n — число оборотов в секунду.

Для уменьшения шума скорость воздуха в воздуховоде не рекомендуется выбирать более 10 м/сек.

Производительность вентилятора при работе на одну и ту же сеть пропорциональна числу его оборотов

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (174)$$

Напор, создаваемый вентилятором, изменяется пропорционально квадрату числа оборотов:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2. \quad (175)$$

Мощность, затрачиваемая в вентиляторе, пропорциональна кубу его числа оборотов:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (176)$$

При выборе типа вентилятора следует учитывать, что осевые вентиляторы можно применять при общем сопротивлении движению воздуха H не более 196 н/м², центробежные вентиляторы низкого давления применяют для перемещения больших объемов воздуха — до 14,0 м³/сек воздуха с преодолением сопротивлений до 786 н/м² (табл. 52).

Таблица 52
Характеристика осевых и центробежных вентиляторов, применяемых на холодильниках

Тип вентилятора	Диаметр всасывающего отверстия или крыльчатки, мм	Производительность, м ³ /сек · 3600	Напор, мм вод. ст. (1 мм вод. ст. = 9,8 н/м ²)	Коэффициент полезного действия	Число оборотов вентилятора в минуту	Мощность электрического двигателя, кВт
Осевые						
МЦ № 6	600	2200—7000	21—9,5	0,3—0,5	1410	0,6—1,7
МЦ № 7	700	6500—19000	26—11	0,3—0,55	1420	1,7—2,8
МЦ № 8	800	10000—28000	35—19	0,3—0,55	1440	2,8—4,5
Центробежные						
Ц4 № 6	600	3000—8500	41—31	0,7	725—960	1,7—4,5
Ц4 № 7	700	5000—14000	42—30	0,73—0,7	600—900	2,8—7,0
Ц4 № 8	720	10000—20000	50—30	0,8—0,5	600—800	1,0—4,5
БРН № 8	800	5000—17000	40—30	0,6	600—900	2,8—10

§ 83. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Задачей кондиционирования воздуха является поддержание в помещении определенной температуры и влажности воздуха.

Различают комфортное кондиционирование и технологическое. Цель первого — создать в производственных, общественных или жилых помещениях условия, необходимые для хорошего самочувствия человека. Цель второго — обеспечить благоприятные метеорологические условия для проведения различных технологических процессов, для предупреждения снижения качества продуктов при хранении и для уменьшения их потерь.

В общем случае система кондиционирования воздуха должна состоять из установки для получения холода, установки для получения тепла и теплообменного аппарата, в котором производят обработку воздуха — кондиционера.

По выполняемым функциям кондиционеры подразделяют на: 1) летние, в которых происходит охлаждение и осушение воздуха; 2) зимние, в которых воздух нагревается и увлажняется; 3) круглогодичные, производящие и летнее и зимнее кондиционирование.

По степени автоматизации регулирования температурного и влажностного режима воздуха в кондиционируемом помещении различают установки: 1) полного кондиционирования, которые автоматически поддерживают в помещении заданную температуру воздуха и влажность; 2) неполного кондиционирования, которые поддерживают постоянным один из параметров — температуру или влажность.

По конструктивному выполнению и принципу централизации их функций установки кондиционирования делят на три системы:

1. Центральная система, при которой получение тепла, холода и обработка воздуха производятся централизованно.

В помещение воздух подают вентилятором по системе воздуховодов. Это наиболее громоздкая, сложная и дорогостоящая система.

2. Местная система, при которой централизованно получение тепла и получение холода, а воздух обрабатывается в местных кондиционерах, устанавливаемых в кондиционируемых помещениях.

Горячая вода для подогрева воздуха и холодная — для охлаждения воздуха подается в кондиционер по трубопроводам. Эта система обладает большой гибкостью в эксплуатации.

3. Автономная система, в которой подогреватель для подогрева воздуха и холодильная машина для охлаждения воздуха установлены в одном кожухе с кондиционером и воздух обрабатывается децентрализованно.

Автономная система наиболее удобная и дешевая. Стоимость оборудования примерно в два раза меньше, чем при центральной системе кондиционирования. Это объясняется массовым выпуском таких кондиционеров и крупносерийным производством оборудования для них.

В практике применяют также смешанные системы кондиционирования.

§ 84. КОНДИЦИОНЕРЫ

Воздух охлаждают и осушают в летних кондиционерах. Рассмотрим более подробно их конструкцию.

В кондиционерах для охлаждения воздуха используют сухие (в небольших установках) и мокрые (в установках средней и большой производительности) воздухоохладители. В сухих воздухоохладителях рабочим телом служит фреон, в мокрых — холодная вода.

Осушение воздуха происходит при соприкосновении его с поверхностью змеевиков или воды, температура которых ниже точки росы, вследствие чего воздух охлаждается и влага выделяется из него на охлаждающих поверхностях.

Осушение воздуха будет тем больше, чем ниже температура охлаждающей поверхности. Следовательно, осушающее действие воздухоохладителя регулируют температурой поверхности. В сухих воздухоохладителях поддерживают соответствующую температуру кипения фреона, а в мокрых регулируют температуру воды, смешивая холодную воду, поступающую из испарителя в воздухоохладитель, с отепленной водой, отходящей из воздухоохладителя.

В подавляющем большинстве случаев кондиционеры работают с рециркуляцией воздуха. В этом случае на обработку поступает в основном воздух, забираемый из кондиционируемого помещения, а наружный воздух только добавляют в определенном минимально необходимом количестве.

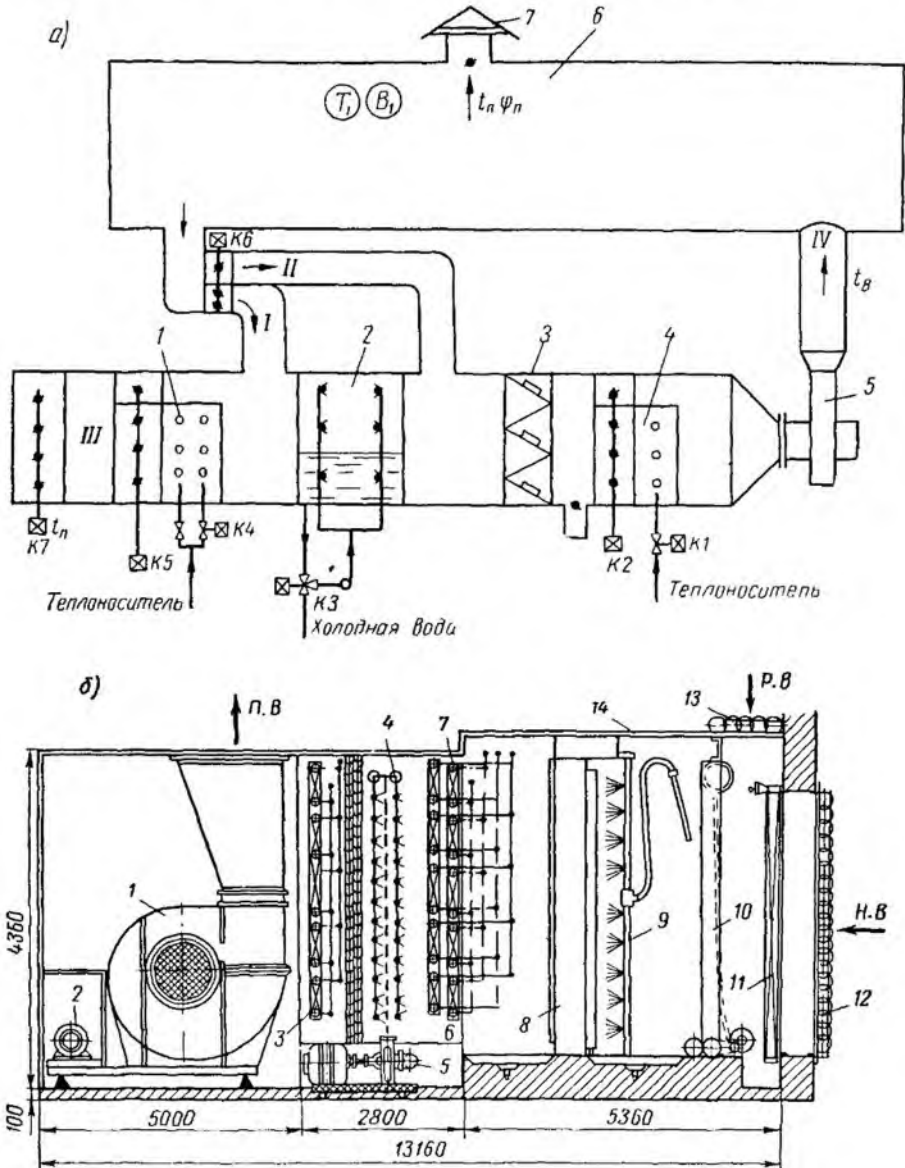
Кондиционеры, работающие только на наружном воздухе без рециркуляции, применяют лишь для помещений со значительными

Рис. 155. Круглогодичная система кондиционирования:

a — схема кондиционера с двойной рециркуляцией; 1 — калорифер первого подогрева; 2 — промывная камера; 3 — фильтр; 4 — калорифер второго подогрева; 5 — вентилятор; 6 — кондиционируемое помещение; 7 — вытяжка; 8 — канал первой рециркуляции; 9 — канал второй рециркуляции; 10 — канал забора свежего воздуха; 11 — нагнетательный канал; 12 — продольный разрез кондиционера производительностью по воздуху 110 000 м³/час; 13 — центробежный вентилятор двухстороннего всасывания; 14 — электродвигатель; 15 — пластинчатый воздухогреватель второго подогрева; 16 — двурядная промывная камера; 17 — центробежный насос; 18 — поверхностный воздухоохладитель; 19 — пластинчатый воздухоохладитель первого подогрева; 20 — электростатический фильтр; 21 — устройство для промывки электрофильтра; 22 — фильтр предварительной очистки (рулонный); 23 — пластинчатый воздухогреватель предварительного подогрева; 24 — заслонка наружного воздуха с электроподогревом и пневматическим приводом; 25 — заслонка рециркуляционного воздуха с пневматическим приводом; 26 — металлические стенки кондиционера с звуко- и теплоизоляцией

вредностями, в которых рециркуляция запрещена санитарными нормами.

На рис. 155 показана центральная круглогодичная система кондиционирования с двойной рециркуляцией. Рециркуляционный



воздух можно подмешивать до камеры орошения по каналу *I* (первая рециркуляция) и после камеры орошения по каналу *II* (вторая рециркуляция). Система служит для поддержания в помещении постоянной температуры воздуха t_n и влажности φ_n . В летнее время наружный воздух поступает по каналу *III*, смешивается с воздухом первой рециркуляции, поступающим по каналу *I*. Смесь охлаждается в промывной камере 2. К охлаждаемому воздуху подмешивается воздух второй рециркуляции и, пройдя фильтр и калорифер, воздух нагнетается вентилятором 5 в помещение.

Зимой наружный воздух подогревается калориферами первого подогрева 1 и, смешиваясь с воздухом первой рециркуляции, поступает в камеру орошения 2 для увлажнения. Воздух второй рециркуляции смешивается с увлажненным воздухом, поступает в калорифер второго подогрева 4 и нагнетается в помещение.

Автоматическое управление системой осуществляет терморегулятор T_1 и влагорегулятор B_1 , которые устанавливаются в кондиционируемом помещении. Терморегулятор T_1 управляет клапаном K_0 , регулирующим распределение воздуха между первой и второй рециркуляцией, а также клапанами K_1 и K_2 , первый из которых регулирует подачу теплоносителя в калорифер 4, второй — расход воздуха через калорифер. Влагорегулятор B_1 управляет трехходовым клапаном K_3 смесителя холодной и оборотной воды. Регулируя температуру воды, поступающей в смеситель, клапан K_3 регулирует влажность воздуха. На рис. 155,б изображен кондиционер производительностью 110 000 м³/ч, установленный в Кремлевском Дворце съездов.

Большое распространение получили автономные кондиционеры. Их подразделяют на комнатные холодопроизводительностью от 1,75 до 6,96 тыс. *вт*, квартирные холодопроизводительностью от 6,96 до 35 тыс. *вт*, зальные холодопроизводительностью от 6,96 до 175 тыс. *вт*.

Комнатные кондиционеры состоят из двух отсеков: испарительно-вентиляторного (холодного) и компрессорно-конденсаторного (теплого).

В холодном отсеке находятся испаритель, фильтр и вентилятор для подачи охлажденного воздуха в помещение. В теплом — компрессор, конденсатор воздушного охлаждения и вентилятор, забирающий наружный воздух и прогоняющий его через конденсатор наружу.

Различают три типа комнатных кондиционеров: подоконные, оконные и внутростенные (рис. 156).

Существенный недостаток подоконного кондиционера — проникновение тепла и шума от компрессорно-конденсаторного отсека в кондиционируемое помещение.

Наиболее распространен оконный кондиционер. К недостаткам оконных кондиционеров относятся следующие: отсутствие жесткой

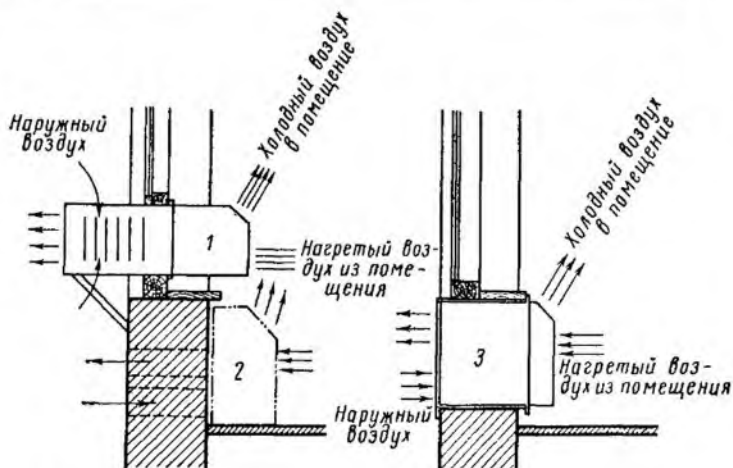


Рис. 156. Типы комнатных кондиционеров:
1 — оконный; 2 — подоконный; 3 — внутристенный

опоры при креплении к оконной раме, ухудшение внешнего вида фасадов здания, уменьшение световой площади окна.

Внутристенный кондиционер лишен недостатков предыдущих конструкций. Он состоит из стального кожуха с наружной решеткой, который плотно заделывают в стену. В кожух вставляют кондиционер в виде агрегата и со стороны помещения закрывают пластмассовой крышкой. По конструкции он аналогичен оконному.

Во внутристенных кондиционерах уменьшается шум и вибрация вследствие жесткого крепления кожуха. Такие кондиционеры не уменьшают световой площади окна. Их удобно монтировать. В них хорошие условия охлаждения конденсатора.

Квартирные кондиционеры применяют для кондиционирования группы комнат. Они бывают трех типов: чердачные, шкафовые и раздельные.

Чердачный кондиционер выполнен аналогично оконному в виде общего агрегата, но имеет более мощный вентилятор и фланцы для присоединения всасывающего воздуховода, забирающего теплый воздух, и напорного, нагнетающего холодный воздух в комнаты. Конденсаторный отсек выставляют на улицу для лучшего охлаждения. В небольших жилых домах кондиционер и разводку воздуховодов помещают на чердаке. В квартирах кондиционер подвешивают у потолка нежилой комнаты (ванны, кладовой), а воздуховоды проходят по коридору.

Шкафный кондиционер оформлен в виде шкафа, в верхней части которого расположен холодильный отсек, в нижней — теплый.

Раздельные кондиционеры состоят из двух отдельных агрегатов — испарительного, помещаемого в коридоре или подсобной комнате, и конденсаторного, устанавливаемого вне здания, соединенных между собой трубопроводами. Испарительный агрегат соединен с кондиционируемыми помещениями воздуховодами.

Зальные кондиционеры служат для обслуживания больших помещений — ресторанов, музеев, производственных зданий.

В автономных кондиционерах применяют герметичные бессальниковые поршневые компрессоры, работающие на фреоне-22. Применение фреона-22 по сравнению с фреоном-12 позволяет снизить расход электроэнергии компрессором примерно на 6%, уменьшить поверхность теплообменных аппаратов примерно на 10% и уменьшить часовой объем, описанный поршнем, на 35—40%.



§ 85. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СХЕМАМ

Схемы охлаждения должны обеспечивать: 1) поддержание заданного температурного и влажностного режимов в охлаждаемых камерах; 2) простоту в обслуживании и безопасность в работе; 3) гибкость при эксплуатации установки, допускающую переключение оборудования с одних испарительных систем на другие и изменение температурного режима в камерах; 4) хорошую подачу жидкого холодильного агента и теплоносителя в приборы охлаждения и быстрый слив жидкости при необходимом их освобождении; 5) возможность частичной или полной автоматизации работы установки; 6) минимальное влияние гидростатического столба жидкого холодильного агента на работу приборов охлаждения; 7) малую емкость системы по холодильному агенту; 8) высокую интенсивность теплопередачи; 9) минимальную коррозию оборудования и трубопроводов; 10) невысокую стоимость монтажа и эксплуатации.

Схемы непосредственного охлаждения различают по способу подачи жидкого холодильного агента в приборы охлаждения: 1) схемы, в которых для подачи используют разность давлений конденсации и кипения или напор, создаваемый столбом жидкости, называют *безнасосными* и 2) схемы с принудительной подачей жидкости аммиачным центробежным насосом называют *насосными*.

Кроме того, схемы непосредственного охлаждения подразделяют на схемы с нижней и верхней подачей жидкости в приборы охлаждения.

Рассольные схемы различают в зависимости от конструкции приборов охлаждения. *Закрытые* рассольные схемы предусматривают включение в схему закрытых испарителей и приборов охлаждения — рассольных батарей и сухих воздухоохладителей. Схему, в которую включены открытые испарители или мокрые воздухоохладители, называют *открытой* рассольной схемой.

§ 86. БЕЗНАСОСНЫЕ СХЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

1. Схема с верхним расположением отделителя жидкого аммиака

Эта схема (рис. 157) до недавнего времени была наиболее распространенной. Напор, необходимый для движения жидкости, создает высота столба холодильного агента, поэтому в этих схемах отделитель жидкости ставят на 4—5 м выше батарей верхнего этажа.

В батареи нижних этажей жидкость подается лучше, чем в верхние этажи, так как высота столба увеличивается и напор возрастает.

Компрессор 1 отсасывает пары аммиака из отделителя жидкости 21 и нагнетает в барботажный маслоотделитель 4. Перед маслоотделителем установлен обратный клапан 2, который служит для того, чтобы не допустить обратного движения аммиака из конденсатора или ресивера в место прорыва в случае аварии с компрессором. В маслоотделителе пары охлаждаются жидким аммиаком, изменяют направление движения, вследствие чего масло отделяется от пара и перепускается в маслосборник 3, а пар поступает в конденсатор 5. В межтрубном пространстве конденсатора пар охлаждается и конденсируется за счет нагревания воды. Полученная жидкость сливается в линейный ресивер 7.

Паровое пространство конденсатора соединено с паровым пространством ресивера уравнивательной трубкой, которая обеспечивает поддержание в них одинакового давления. Конденсатор и ресивер снабжены предохранительными клапанами, выводная труба от которых заканчивается на 1 м выше конька крыши. Из линейного ресивера жидкость подают в переохладитель 8, где она переохладается водой на 3—5°C и поступает на регулируемую станцию 10. Установка может работать и при отключенном переохладителе. Тогда жидкость подают к регулирующей станции по обводной трубе. Из коллектора регулирующей станции жидкость распределяется между потребителями холода. В приведенной схеме имеется отделитель жидкости 21, через который жидкий аммиак подают в батареи непосредственного охлаждения 18 и рассольный кожухотрубный испаритель 13. Обе испарительные системы имеют одинаковую температуру кипения и поэтому обслуживаются одним компрессором.

Из коллектора регулирующей станции часть жидкости подается в отделитель жидкого аммиака 21, а оттуда самотеком сливается в батареи непосредственного охлаждения 18, расположенные в охлаждаемых камерах 17. Пар аммиака, образующийся в батареях, захватывая капли жидкости, возвращается в жидкоотдели-

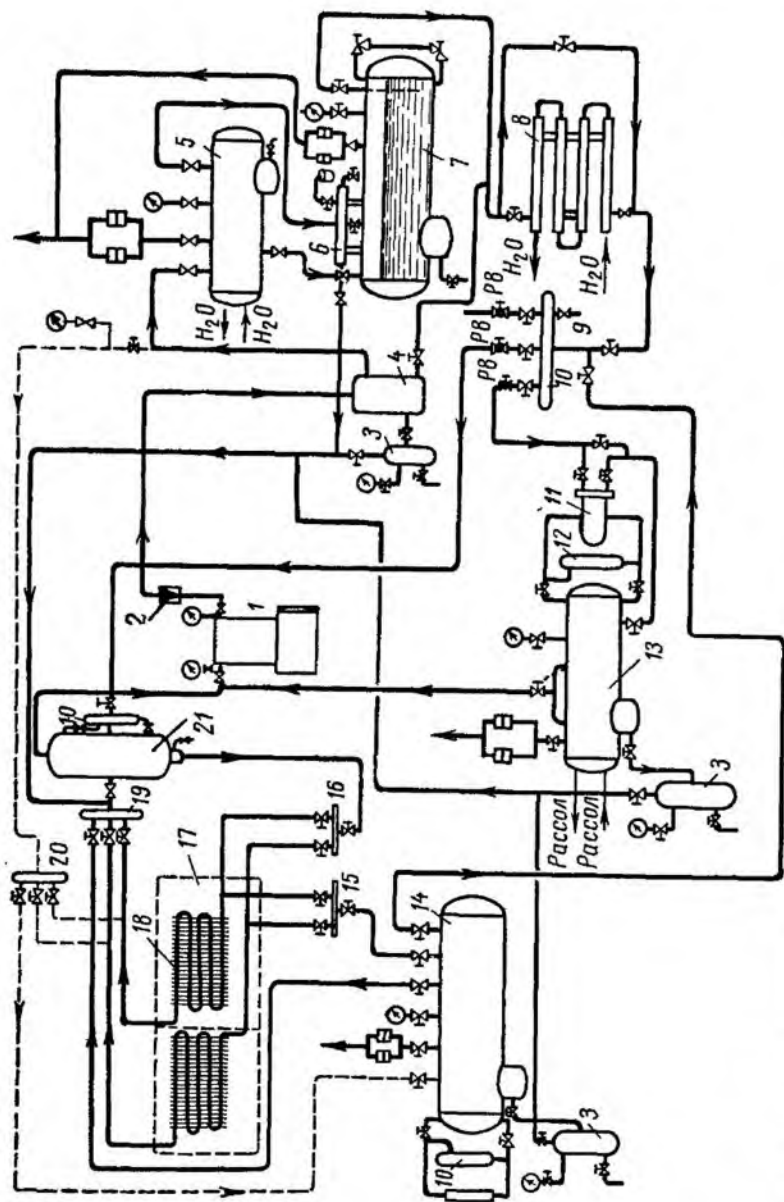


Рис. 157. Схема одноступенчатой холодильной машины:

1 — компрессор; 2 — обратный клапан; 3 — маслосорбник; 4 — барботажный маслоделитель; 5 — конденсатор; 6 — воздухооделитель; 7 — ресивер; 8 — передоохладитель; 9 — вентиль для зарядки системы аммиаком; 10 — коллектор регулирующей станции; 11 — ПРВ; 12 — сигнализатор уровня; 13 — кожухотрубный испаритель; 14 — дренажный ресивер; 15 — дренажный коллектор; 16 — жидкостный коллектор; 17 — охлаждаемое помещение; 18 — охлаждающие багари; 19 — паровой коллектор; 20 — коллектор горячего оттаивания; 21 — отделитель жидкого аммиака

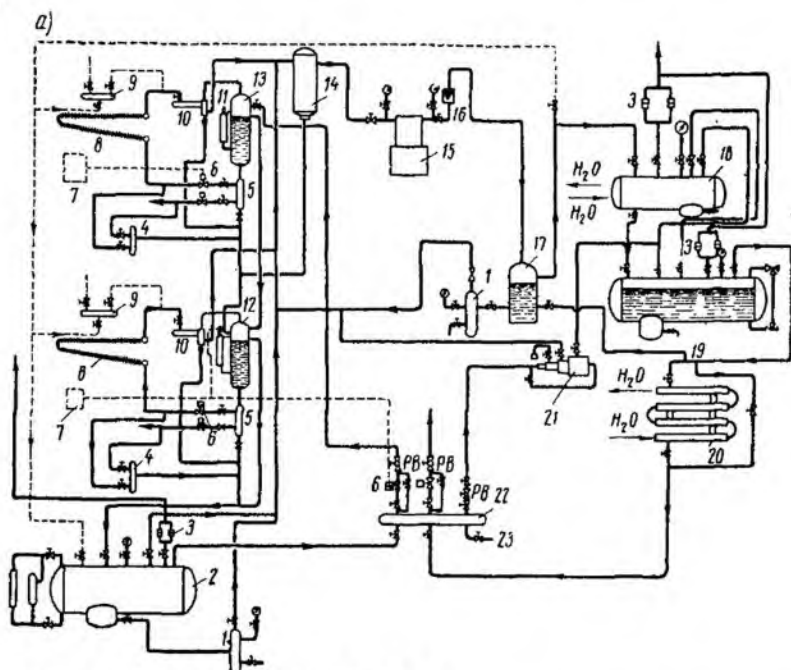


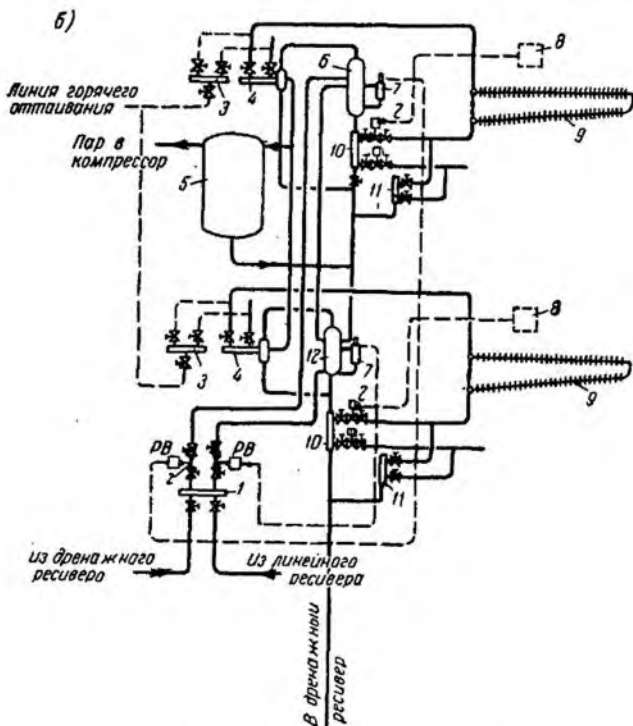
Рис. 158. Безнасосная схема ВНИХИ:

а — с подачей жидкого аммиака в уровеньдержатель верхнего этажа и питания вышележащих: 1 — маслосорбник; 2 — дренажный ресвер; 3 — предохранитель лектор; 6 — соленоидный вентиль; 7 — реле температуры; 8 — трехтрубная бата лектор горячего оттаивания; 10 — паровой коллектор; 11 — дистанционный ука уровеньдержатель верхнего этажа; 14 — отделитель жидкого аммиака; 15 — ком горизонтальный кожухотрубный конденсатор; 19 — линейный ресвер; 20 — пе лектор регулирующей станции; 23 — вентиль для зарядки системы аммиаком; щей станции; 2 — соленоидный вентиль; 3 — коллектор горячего пара; 4 — уровеньдержатель верхнего этажа; 7 — дистанционный указатель уровня; 8 — ре миака (ВНИХИ); 10 — жидкостный коллектор; 11 — дренажный коллектор;

тель. Вследствие изменения скорости и направления движения происходит разделение парожидкостной смеси на пар, отсасываемый компрессором, и жидкость, которая вновь используется на питание батарей. Эту жидкость называют вторичной в отличие от жидкости, поступающей с регулирующей станции, называемой первичной. Другую часть жидкого аммиака подают в рассольный испаритель 13, где, охлаждая рассол, аммиак кипит, и пар отсасывается компрессором.

Масло спускают из аппаратов через маслосорбники 3. Воздух выпускают через воздухоотделитель 6.

Для контроля работы установки в схеме предусмотрены контрольно-измерительные приборы. Для слива жидкого аммиака из



уровнедержателей нижних этажей путем перелива аммиака из ный клапан; 4 — дренажный коллектор; 5 — жидкостный коллектор с внутренней самоциркуляцией жидкого аммиака; 9 — коллектор уровня; 12 — уровнедержатель первого этажа; 13 — прессор; 16 — обратный клапан; 17 — маслоотделитель; 18 — реохладитель; 21 — воздухоотделитель Кобулашвили; 22 — колб — с поэтажной подачей жидкости; 1 — коллектор регулирующей станции; 5 — отделитель жидкого аммиака; 6 — ле температуры; 9 — батареи с самоциркуляцией жидкого ам- 12 — уровнедержатель первого этажа

батареи перед оттаиванием снеговой шубы или при ремонте в схему включен дренажный ресивер 14. Накопившаяся в дренажном ресивере жидкость периодически поступает на питание коллектора регулирующей станции. При этом прекращается подача жидкости к коллектору из линейного ресивера, а в дренажном повышается давление до давления конденсации при соединении его с нагнетательной стороной компрессора (линией горячего оттаивания).

Такая схема имеет ряд недостатков.

1. Схема не обеспечивает безопасность работы. В случае переполнения жидкоотделителя происходит гидравлический удар. Количество первичной жидкости, подаваемой в отделитель жидкости, определяется открыванием регулирующего вентиля и вручную ма-

шинистом или с помощью приборов автоматики поддерживается в заданных пределах. Количество вторичной жидкости определяется тепловой нагрузкой на испаритель. В случае значительного роста теплопритоков происходит резкое вскипание аммиака в батареях и выбрасывание в жидкоотделитель большого количества вторичной жидкости, которая может переполнить его и вызвать гидравлический удар.

2. Неравномерная подача жидкости в приборы охлаждения. В батарее, расположенные ниже, жидкость подается более равномерно, так как увеличивается столб жидкости и ее напор. В батарее, расположенные далеко от отделителя жидкости, жидкость поступает менее равномерно, так как увеличивается сопротивление при движении жидкости по трубопроводам.

3. Влияние гидростатического столба жидкости затрудняет получение низких температур кипения.

4. Большая аммиакоемкость системы.

5. Загрязнение системы маслом, ухудшающее теплопередачу батарей.

Такие схемы можно применять на одноэтажных холодильниках небольшой емкости с незначительной протяженностью трубопроводов.

В настоящее время эта схема вытесняется более совершенными.

2. Безнасосная схема ВНИХИ

Жидкий аммиак под разностью давлений конденсации и кипения подается с регулирующей станции 22 в уловнедержатель 13, расположенный на самом верхнем этаже холодильника, оттуда по переливной трубке сливается в уловнедержатель нижележащего этажа вплоть до первого (рис. 158,а).

Уловнедержатель питает батареи данного этажа, поддерживая в них уровень жидкости, соответствующий заполнению нижнего ряда труб.

При достижении необходимого уровня жидкости в уловнедержателе первого этажа 12 дистанционный указатель 11 дает импульс, соленоидный клапан 6, установленный на жидкостном трубопроводе на регулирующей станции, закрывается и прекращает подачу аммиака в уловнедержатель верхнего этажа. При понижении уровня жидкости в уловнедержателе 12 жидкость начинает поступать в уловнедержатель 13. В схему включены ребристые батареи с самоциркуляцией жидкости 8. Пар отсасывается из батарей через отделитель жидкости 14. Отделитель жидкости располагают на любой высоте, поэтому такие схемы называют схемами с нижним расположением отделителя жидкости.

Заданный температурный режим поддерживается с помощью реле температуры 7, установленного в камере. Реле температуры

управляет соленоидным вентилем *б* на жидкостном камерном трубопроводе, который закрывается и прекращает подачу жидкости в батареи данной камеры при достижении требуемой температуры воздуха в камере.

Основной недостаток этой схемы — зависимость заполнения жидкостью приборов охлаждения верхних этажей от работы приборов охлаждения первого этажа. Например, если в камере первого этажа теплопритоки незначительны и расход жидкости небольшой, соленоидный вентиль на регулирующей станции будет закрыт и жидкость в верхние этажи подаваться не будет, хотя там теплопритоки и расход жидкости могут быть значительными.

Эта схема может быть несколько изменена (рис. 158, *б*). В уровнедержателе каждого этажа аммиак подается из коллектора регулирующей станции *1* по отдельному трубопроводу. Уровень жидкости в уровнедержателе поддерживается совместной работой дистанционного указателя *7* на каждом уровнедержателе и соленоидного вентиля *2*, установленного на каждом трубопроводе у коллектора регулирующей станции.

На случай нарушения нормальной работы на уровнедержателях верхних этажей предусмотрены переливные трубки, вваренные на 20—25 мм выше нормального уровня жидкости, по которым она может переливаться в уровнедержатели нижележащего этажа.

Пар отсасывается из батарей через отделитель жидкости *5*. Для слива жидкости из батарей при оттаивании снеговой шубы или ремонте в схему включен дренажный ресивер. Жидкость оттуда вылавливается на регулирующую станцию.

Необходимая температура воздуха поддерживается с помощью датчика температуры *8*, установленного к камере, и соленоидного вентиля на жидкостном камерном трубопроводе.

Такая схема, если холодильник большой, требует значительного количества трубопроводов и арматуры. Это удорожает и усложняет схему.

В обоих вариантах этих схем нет полной гарантии от гидравлического удара. Предусмотренные в схеме потолочные батареи с самоциркуляцией жидкости можно применять только в камерах хранения грузов. В камере термообработки не удастся разместить их в достаточном количестве, чтобы обеспечить необходимый температурный режим.

3. Безнасосная схема «Гипрохолода»

Питание охлаждающих приборов жидким холодильным агентом можно производить через терморегулирующие вентили (ТРВ). Один из вариантов такой схемы предложен проектным институтом «Гипрохолод» (рис. 159).

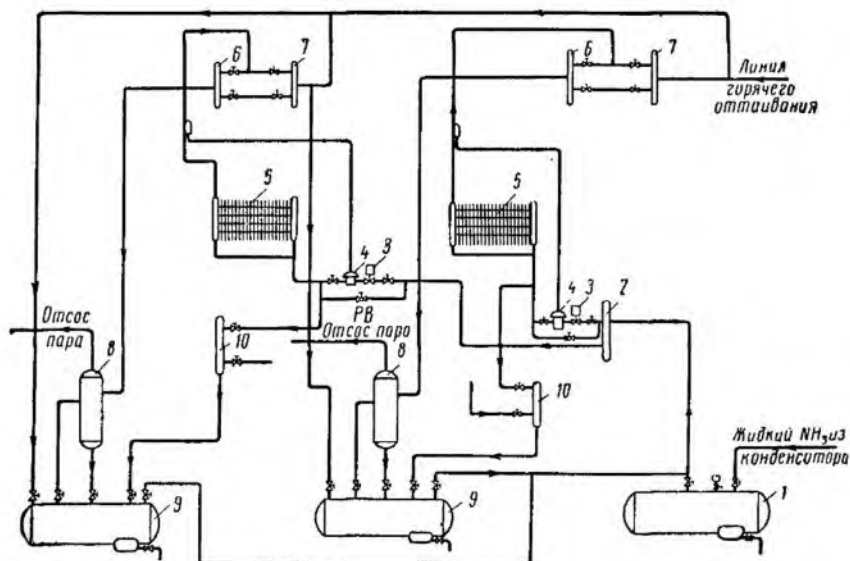


Рис. 159. Безнасосная схема «Гипрохолод»:

1 — линейный ресивер; 2 — этажный распределительный коллектор; 3 — соленоидный вентиль; 4 — терморегулирующий вентиль; 5 — охлаждающие батареи камеры; 6 — паровой коллектор; 7 — коллектор горячего пара; 8 — отделитель жидкости; 9 — дренажный ресивер; 10 — дренажный коллектор

Аммиак из линейного ресивера 1 поступает в распределительный этажный коллектор 2 с давлением конденсации.

На каждом трубопроводе, отходящем от распределительного коллектора, установлены соленоидный вентиль 3 и терморегулирующий вентиль 4. Жидкость после дросселирования в ТРВ поступает в батареи камеры 5. Пар, образующийся в батареях, через паровой коллектор 6 и отделитель жидкости 8 отсасывается компрессором. Отделитель жидкости предусмотрен только на случай выбрасывания жидкости из батарей. Отделившаяся жидкость сливается в дренажный ресивер 9, в который сливается также жидкость из батарей перед оттаиванием снеговой шубы. При достижении заданной температуры воздуха в камере термореле дает импульс соленоидному вентилю, который закрывается и прекращает подачу жидкости в батареи.

Для оттаивания снеговой шубы в схеме предусмотрена дренажная линия, по которой жидкость сливается из батарей в дренажный ресивер. Горячий пар подается в батареи через коллектор горячего пара 7 и всасывающий трубопровод.

Дренажный ресивер освобождается от аммиака периодическим выдавливанием в линейный ресивер, при этом в линейном ре-

сивере давление снижается путем соединения его с отделителем жидкости, а в дренажном ресивере давление повышается при соединении его с нагнетательной стороной компрессора (с линией горячего пара).

Освобождение дренажного ресивера от жидкости можно также произвести путем питания его жидкостных распределительных коллекторов, прекратив на это время подачу жидкости к ним от линейного ресивера. Давление в дренажном ресивере повышается при соединении его с линией горячего пара.

Безнасосные схемы просты и надежны в работе, но при большой разветвленной схеме требуется большое количество запорной арматуры и приборов автоматики, поэтому эти схемы целесообразно применять для мелких и средних холодильников.

§ 87. НАСОСНЫЕ СХЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

По сравнению с безнасосными аммиачными схемами, насосные схемы имеют следующие преимущества: более простое распределение жидкости между приборами охлаждения, бесперебойная подача жидкости в приборы охлаждения, меньшая загрязненность теплопередающей поверхности маслом, меньшая аммиакоемкость системы, большая безопасность работы и т.п.

Насосные схемы делятся на:

- 1) схемы, в которых происходит каскадное движение жидкости с поэтажными уровнедержателями и нижней подачей жидкости в батареи (схема ВНИХИ);
- 2) схемы с гравитационным движением жидкости в приборах охлаждения, с верхней подачей жидкости в батареи и дозирующими устройствами для равномерного распределения жидкости в трубах (схема «Гипрохолод»);
- 3) каскадное движение аммиака с распределителями жидкости и напородержателями, при верхней подаче жидкости в батареи и дозирующими устройствами для равномерного распределения жидкости (схема «Гипромясо»).

Кратность циркуляции жидкого аммиака в схеме ВНИХИ следует принимать равной 3—5, т.е. в испарительную систему должно подаваться жидкости в 3—5 раз больше, чем ее испаряется в батареях.

1. Насосная схема ВНИХИ

Такая схема смонтирована на холодильнике № 12 в Москве. В схеме предусмотрено включение потолочных батарей с внутренней самоциркулирующей жидкости.

Принципиальная схема ВНИХИ показана на рис. 160,а.

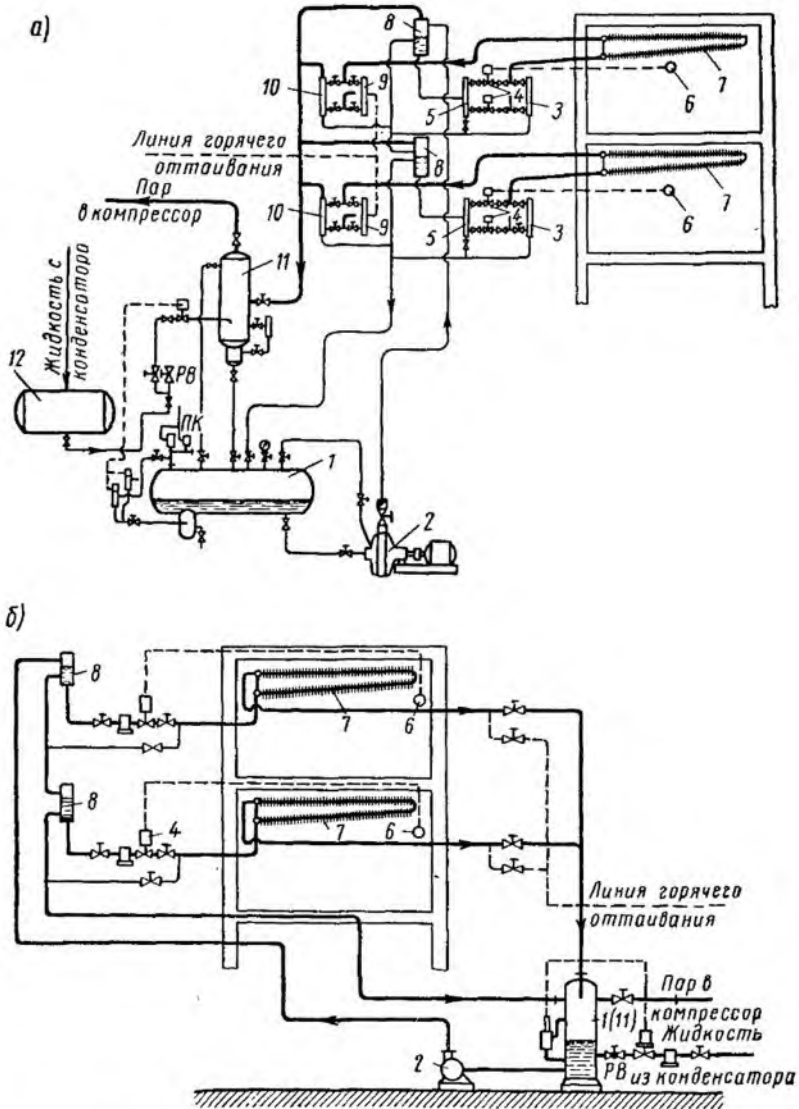


Рис. 160. Насосная схема ВНИХИ:

a — с циркуляционным ресивером и отделителем жидкости, выполненными раздельно; *б* — с циркуляционным ресивером и отделителем жидкости, выполненными совместно: 1 — циркуляционный ресивер; 2 — центробежный аммиачный насос; 3 — дренажный коллектор; 4 — соленоидный вентиль; 5 — жидкостный коллектор; 6 — реле температуры; 7 — батареи с самоциркулирующей жидкого аммиака; 8 — удерживатель; 9 — коллектор горячего пара; 10 — паровой коллектор; 11 — отделитель жидкого аммиака; 12 — линейный ресивер

Жидкий аммиак из конденсатора через регулирующий вентиль и отделитель жидкости 11 подают в циркуляционный ресивер 1. Подача жидкости непосредственно в циркуляционный ресивер может вызвать повышение в нем давления, особенно при недостаточном сечении уравнительной трубки. Это препятствовало бы сливу вторичной жидкости из отделителя жидкости и неиспарившейся жидкости из уровнедержателей, что нарушило бы нормальную работу установки. Из циркуляционного ресивера жидкий аммиак центробежным насосом 2 подают в уровнедержатель верхнего этажа 8, оттуда по переливной трубе жидкость сливается в уровнедержатель нижележащего этажа и т.д., а из уровнедержателя первого этажа — в циркуляционный ресивер.

Уровнедержатели установлены в вестибюлях, питают жидкостью через жидкостные коллекторы 5 батареи данного этажа, работающие с одинаковой температурой кипения, и поддерживают в них определенный уровень жидкости. Это требует монтажа всех потолочных и пристенных батарей на строго одинаковом уровне. Образовавшийся в батареях пар отсасывается компрессором через паровой коллектор 10 и отделитель жидкости 11. Для подачи в батареи горячих паров аммиака предусмотрены коллекторы горячего пара 9.

При оттаивании снеговой шубы жидкость из батарей сливается через дренажный коллектор 3 в циркуляционный ресивер или специально включенный в схему дренажный ресивер.

Насосная схема ВНИХИ обеспечивает работу компрессора сухим ходом.

Автоматизация поддержания температур в охлаждаемых помещениях достигается установкой на жидкостных линиях соленоидных вентилях 4, а в камерах — термостатов 6, которые дают импульс на соленоидные вентили, прекращающие поступление жидкости в приборы охлаждения при достижении в камере заданной температуры.

Эту схему можно упростить, заменяя горизонтальный циркуляционный ресивер и отделитель жидкости одним вертикальным ресивером (рис. 160, б).

Вертикальные ресиверы снабжают двумя дистанционными реле уровня (РУ-4) или электронными сигнализаторами ЭСУ, из которых нижний регулирует подачу аммиака в ресивер, а верхний выключает компрессоры при недопустимом повышении уровня жидкости.

2. Насосная схема «Гипрохолода»

В насосной схеме «Гипрохолода» (рис. 161) с верхней подачей жидкости в приборы охлаждения предусмотрено использование незатопленных приборов охлаждения (потолочные двухтруб-

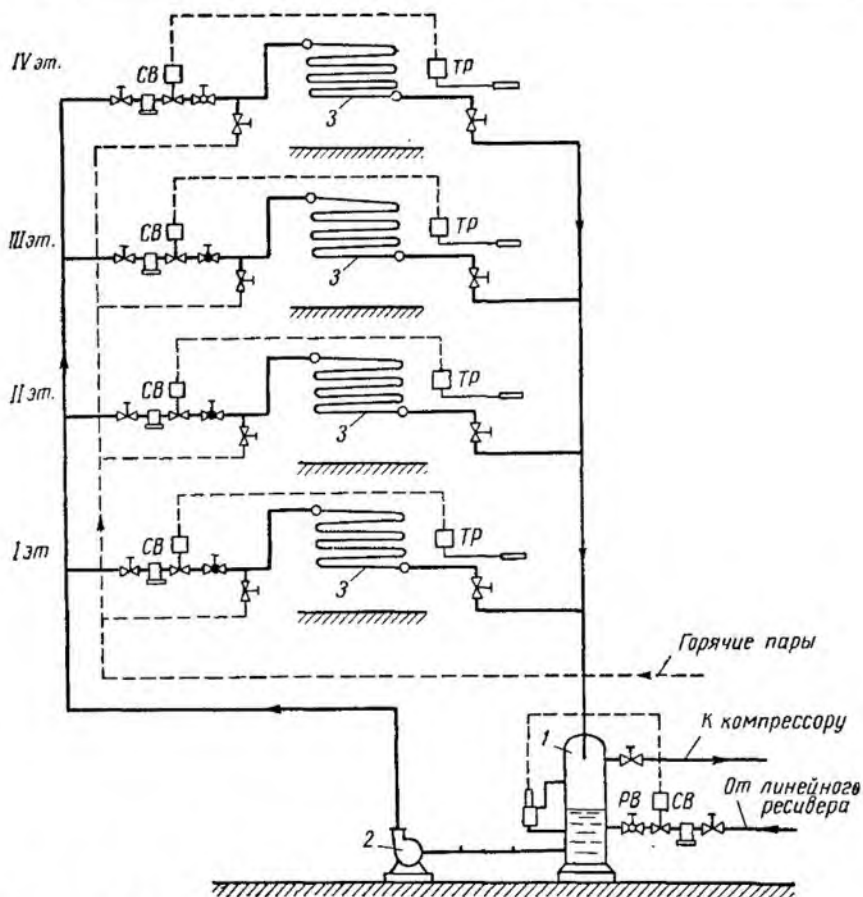


Рис. 161. Насосная схема «Гипрохолод»:

1 — вертикальный ресивер; 2 — циркуляционный насос; 3 — охлаждающие батареи; СВ — соленоидный вентиль; РВ — регулирующий вентиль; ТР — реле температуры

ные батареи с верхней подачей аммиака). В таких батареях холодильный агент заполняет 25—30% сечения трубы, вследствие чего значительно уменьшается аммиакоемкость системы. Как показал опыт, коэффициент теплопередачи при этом уменьшается сравнительно немного. Количество жидкости, подаваемой в батарею, примерно в 30 раз превышает количество испарившейся жидкости.

Жидкий аммиак после регулирующего вентиля поступает в вертикальный циркуляционный ресивер 1. Оттуда центробежным насосом 2 жидкость подается в батареи 3. В батареях испаряется лишь часть подаваемой жидкости, а неиспарившаяся жидкость

вместе с полученным паром поступает в циркуляционный ресивер. Здесь пар отделяется от жидкости и отсасывается компрессором, а жидкость вновь расходуется на питание батарей.

Для предохранения от гидравлического удара размеры циркуляционного ресивера выбирают такими, чтобы при сливе всей жидкости из системы он не переполнялся, и ставят реле уровня или сигнализаторы уровня, отключающие компрессор при его переполнении.

В схеме «Гипрохолод» отсутствует влияние гидростатического столба жидкости и почти отсутствует замасливание теплопередающей поверхности, так как масло стекает вместе с холодильным агентом в циркуляционный ресивер, где отстаивается и выпускается из системы.

Автоматизация поддержания температурного режима в камерах обеспечивается совместной работой реле температуры, установленного в камере, и соленоидным вентилем на жидкостном трубопроводе, прекращающим питание батарей жидкостью при достижении заданной температуры воздуха.

3. Насосная схема «Гипромясо»

В насосной схеме Щербакова «Гипромясо» (рис. 162) применены батареи типа «Каскад» с верхней подачей жидкости и промежуточным отбором пара (см. рис. 146, в).

Жидкий аммиак из конденсатора через регулирующий вентиль поступает в циркуляционный ресивер 1. Из циркуляционного ресивера центробежный насос 2 подает жидкость в распределитель жидкости 5, расположенный на верхнем этаже холодильника. Оттуда она самотеком сливается по сливному стояку и под напором H через напородержатели 3 и диафрагмы 6 поступает в батареи. Избыточная жидкость, не испарившаяся в батареях, поступает в сливной стояк и в напородержатель нижележащего этажа. Напородержатели установлены на каждом этаже и служат для создания напора перед диафрагмами.

Жидкость, не испарившаяся в батареях первого этажа, сливается в циркуляционный ресивер 1 для повторной циркуляции.

При наличии в схеме потолочных и пристенных батарей жидкость, не испарившаяся в потолочных батареях, сливается в пристенные батареи, а из них — в сливной стояк.

Пар, образующийся в батареях, поступает в паровой стояк и через распределитель жидкости отсасывается компрессором.

В камерах температура автоматически регулируется датчиками 7, работающими совместно с соленоидными вентилями 4.

Несмотря на дополнительный расход электроэнергии на работу циркуляционного насоса, для крупных установок с раз-

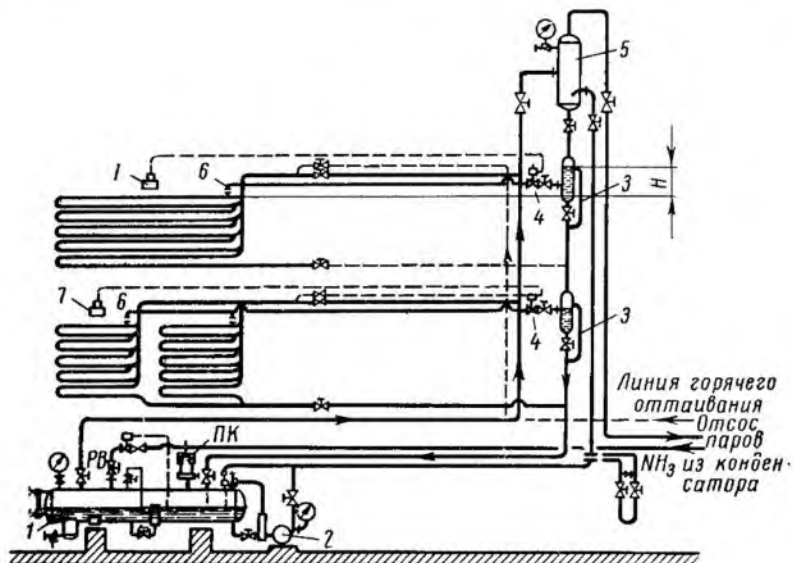


Рис. 162. Насосная схема «Гипромясо»:

1 — циркуляционный ресивер; 2 — центробежный насос; 3 — напордержатель; 4 — соленоидный вентиль; 5 — распределитель жидкости; 6 — диафрагма; 7 — датчик температуры

ветвленной схемой и большим количеством испарительных систем целесообразнее применять схемы с насосной подачей жидкости в приборы охлаждения.

§ 88. СХЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

На рис. 163 изображена схема двухступенчатого сжатия, в основу которой положена насосная схема ВНИХИ. В ней предусмотрено включение испарительных систем, работающих на две температуры кипения: $t_0 = -10^\circ\text{C}$, обслуживаемых одноступенчатым компрессором 1, и $t_0 = -28^\circ\text{C}$, обслуживаемых двухступенчатым компрессором 4 и 7.

В схему включен промежуточный сосуд со змеевиком, который имеет практические преимущества по сравнению с другими конструкциями. Пар, поступающий в промежуточный сосуд на охлаждение, не соприкасается с жидкостью, протекающей по змеевику, следовательно, не загрязняет ее маслом. В приборы охлаждения жидкость подается под напором, создаваемым разностью давлений конденсации и кипения, что обеспечивает хорошую подачу ее в далеко

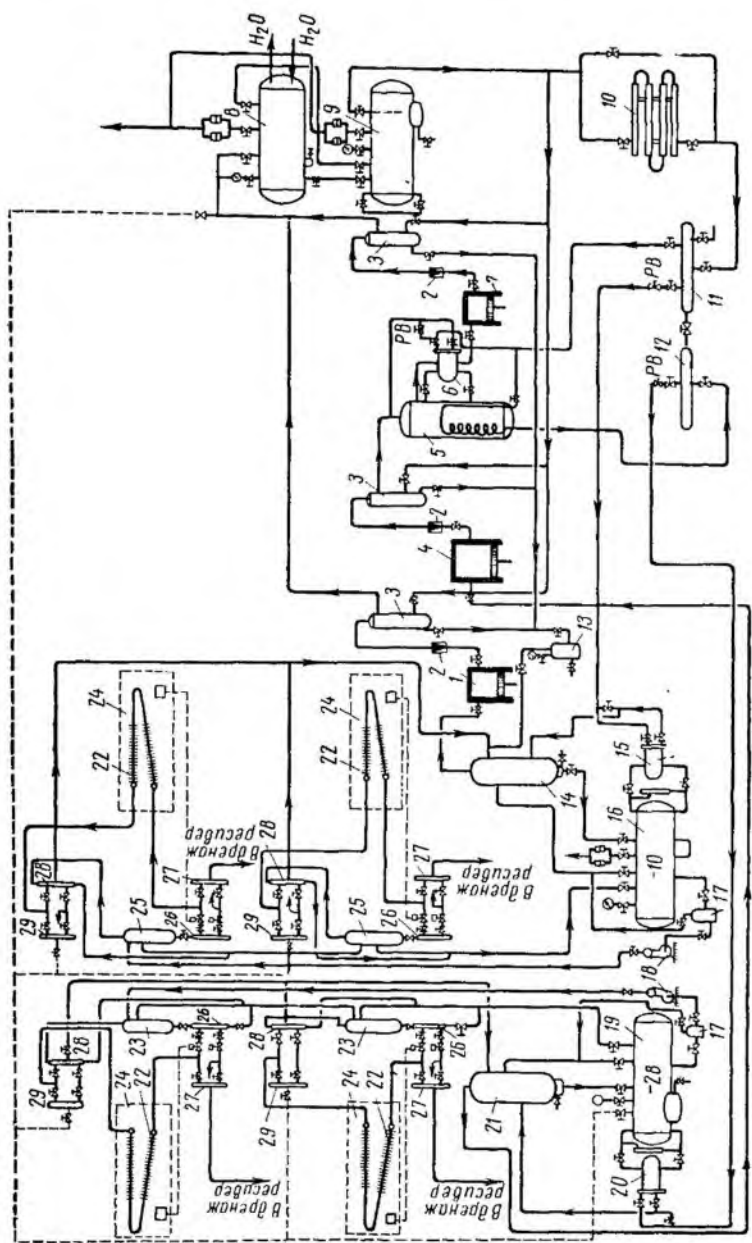


Рис. 163. Насосная схема двухступенчатого сжатия:

1 — одноступенчатый компрессор; 2 — обратный клапан; 3 — маслоотделитель; 4 — цилиндр высокого давления; 5 — цилиндр низкого давления; 6 — промежуточный сосуд; 7 — цилиндр высокого давления; 8 — конденсатор; 9 — цилиндрический ресивер; 10 — линейный ресивер; 11 — ресивер промежуточного сосуда; 12 — коллектор регулирующих станций на $t_0 = -28^\circ\text{C}$; 13 — маслоотделитель; 14 — коллектор регулирующих станций на $t_0 = -10^\circ\text{C}$; 15 — ПРВ; 16 — циркуляционный ресивер на $t_0 = -10^\circ\text{C}$; 17 — маслоотделитель; 18 — циркуляционный ресивер; 19 — циркуляционный ресивер на $t_0 = -28^\circ\text{C}$; 20 — ПРВ; 21 — циркуляционный ресивер на $t_0 = -28^\circ\text{C}$; 22 — охлаждающая батарея с саморегулирующей жидкостью; 23 — охлаждающая батарея с саморегулирующей жидкостью; 24 — охлаждающая батарея с саморегулирующей жидкостью; 25 — охлаждающая батарея с саморегулирующей жидкостью; 26 — охлаждающая батарея с саморегулирующей жидкостью; 27 — дренажный коллектор; 28 — дренажный коллектор; 29 — дренажный коллектор; 30 — дренажный коллектор; 31 — дренажный коллектор; 32 — дренажный коллектор; 33 — дренажный коллектор; 34 — дренажный коллектор; 35 — дренажный коллектор; 36 — дренажный коллектор; 37 — дренажный коллектор; 38 — дренажный коллектор; 39 — дренажный коллектор; 40 — дренажный коллектор; 41 — дренажный коллектор; 42 — дренажный коллектор; 43 — дренажный коллектор; 44 — дренажный коллектор; 45 — дренажный коллектор; 46 — дренажный коллектор; 47 — дренажный коллектор; 48 — дренажный коллектор; 49 — дренажный коллектор; 50 — дренажный коллектор; 51 — дренажный коллектор; 52 — дренажный коллектор; 53 — дренажный коллектор; 54 — дренажный коллектор; 55 — дренажный коллектор; 56 — дренажный коллектор; 57 — дренажный коллектор; 58 — дренажный коллектор; 59 — дренажный коллектор; 60 — дренажный коллектор; 61 — дренажный коллектор; 62 — дренажный коллектор; 63 — дренажный коллектор; 64 — дренажный коллектор; 65 — дренажный коллектор; 66 — дренажный коллектор; 67 — дренажный коллектор; 68 — дренажный коллектор; 69 — дренажный коллектор; 70 — дренажный коллектор; 71 — дренажный коллектор; 72 — дренажный коллектор; 73 — дренажный коллектор; 74 — дренажный коллектор; 75 — дренажный коллектор; 76 — дренажный коллектор; 77 — дренажный коллектор; 78 — дренажный коллектор; 79 — дренажный коллектор; 80 — дренажный коллектор; 81 — дренажный коллектор; 82 — дренажный коллектор; 83 — дренажный коллектор; 84 — дренажный коллектор; 85 — дренажный коллектор; 86 — дренажный коллектор; 87 — дренажный коллектор; 88 — дренажный коллектор; 89 — дренажный коллектор; 90 — дренажный коллектор; 91 — дренажный коллектор; 92 — дренажный коллектор; 93 — дренажный коллектор; 94 — дренажный коллектор; 95 — дренажный коллектор; 96 — дренажный коллектор; 97 — дренажный коллектор; 98 — дренажный коллектор; 99 — дренажный коллектор; 100 — дренажный коллектор.

удаленные батареи. (В настоящей схеме это не имеет значения, так как жидкость в приборы охлаждения подает насос, в безнасосных же схемах это имеет большое значение.)

Из компрессора ЦНД-4 пар через маслоотделитель 3 поступает в промежуточный сосуд 5. Проходя через слой, находящийся в промежуточном сосуде жидкости, пар охлаждается и поступает в компрессор ЦВД-7. В нем пар сжимается до давления конденсации и через обратный клапан 2 и маслоотделитель 3 поступает в конденсатор 8. В конденсатор поступает также пар из одноступенчатого компрессора 1.

Сконденсированная жидкость сливается в ресивер 9. Оттуда через переохладитель 10 она поступает в коллектор регулирующей станции 11. С регулирующей станции часть жидкого холодильного агента подают через отделитель жидкости 14 в циркуляционный ресивер на температуру кипения $t_0 = -10^\circ\text{C}$. Дросселирование жидкости происходит в поплавковом регулирующем вентиле 15 или в ручном регулирующем вентиле. В первом случае регулирующий вентиль на регулирующей станции открывают на полный проход. Другая часть жидкости с регулирующей станции при давлении и температуре конденсации поступает к промежуточному сосуду.

Перед промежуточным сосудом часть жидкости отбирают в поплавковый регулирующий вентиль 6, в котором происходит дросселирование жидкости от давления конденсации до промежуточного давления с соответствующим понижением температуры. Эта жидкость заполняет промежуточный сосуд до определенного уровня и расходуется на охлаждение пара между компрессорами ЦНД-4 и ЦВД-7 и охлаждение жидкости, протекающей по змеевику. Основное же количество жидкости поступает в змеевик промежуточного сосуда, где при постоянном давлении конденсации она охлаждается до температуры на $2-3^\circ$ выше, чем температура жидкости, окружающей змеевик.

Переохлажденная жидкость из змеевика поступает в коллектор низких температур регулирующей станции 12, а оттуда через поплавковый регулирующий вентиль 20 и отделитель жидкости 21 в циркуляционный ресивер 19. Из циркуляционного ресивера 19 аммиачным центробежным насосом 18 жидкий аммиак подается в уронедержатель верхнего этажа 23, а из него через жидкостный коллектор 26 жидкость поступает в батареи данного этажа, работающие на температуру кипения $t_0 = -28^\circ\text{C}$. Избыточное количество жидкости из уронедержателя сливается по переливной трубе в уронедержатель нижележащего этажа, а оттуда — в циркуляционный ресивер. Пар, образовавшийся в батареях, через паровой коллектор 28 и отделитель жидкости 21 отсасывается компрессором ЦНД-4. Жидкость, отделившаяся от пара в отделителе жидкости, сливается в циркуляционный ресивер 19. Аналогично осуществляется подача жидкости в приборы охлаждения на $t_0 = -10^\circ$. Пар

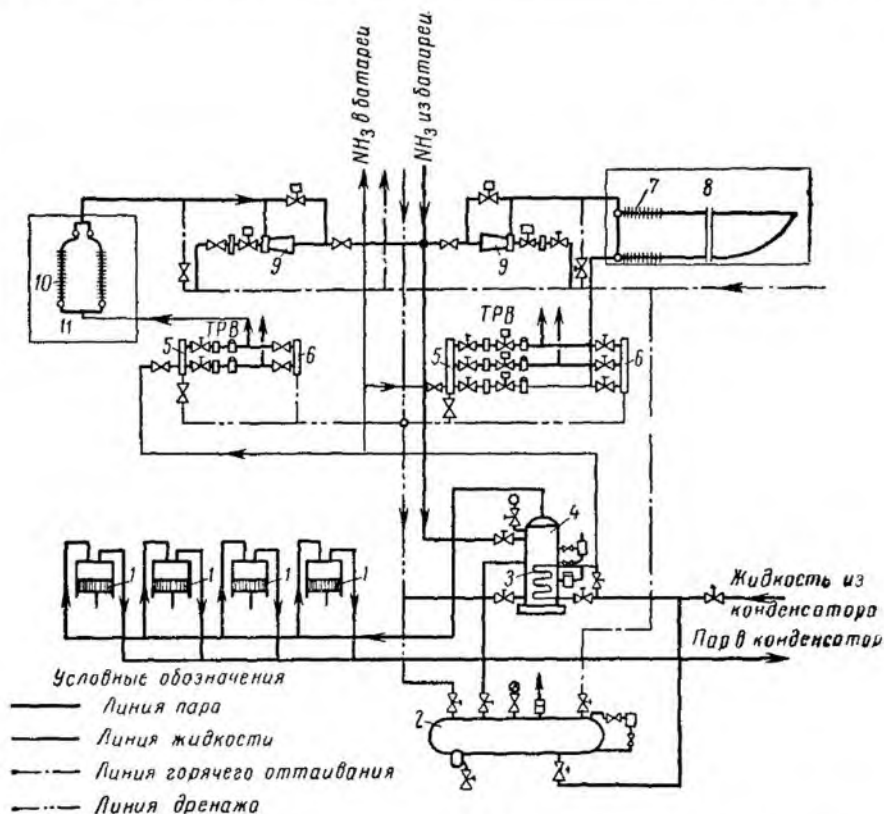


Рис. 164. Схема двухступенчатого сжатия с применением пароструйных приборов в качестве поджимающих компрессоров:

1 — одноступенчатый компрессор; 2 — дренажный ресивер; 3 — переохладитель; 4 — отделитель жидкости; 5 — жидкостный коллектор; 6 — дренажный коллектор; 7 — охлаждающие батареи камеры хранения; 8 — охлаждаемая камера хранения; 9 — пароструйный прибор; 10 — охлаждающие батареи морозилки; 11 — морозилка

из батарей через отделитель жидкости 14 отсасывается одноступенчатым компрессором 1.

Схемы двухступенчатого сжатия применяют для получения низких температур кипения ($t_0 = -28^\circ\text{C}$ и ниже) при отношении $\frac{p_k}{p_0} > 8$, где p_k — давление конденсации, p_0 — давление кипения.

Интересна схема двухступенчатого сжатия, в которой в качестве цилиндров низкого давления использованы пароструйные приборы (рис. 164).

Подключение пароструйных приборов в качестве поджимающих компрессоров к одноступенчатым поршневым компрессорам

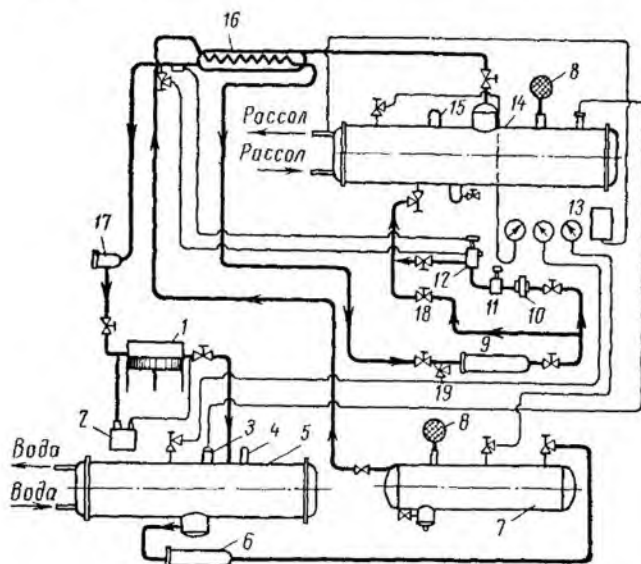


Рис. 165. Схема фреоновых трубопроводов агрегата АК-4ФУ 60/30:

1 — компрессор; 2 — РД-1; 3 — предохранительный клапан конденсатора; 4 — выпуск воздуха; 5 — конденсатор; 6 — жидкостный фильтр; 7 — ресивер; 8 — аварийный выпуск фреона в атмосферу; 9 — осушитель; 10 — жидкостный фильтр; 11 — соленоидный вентиль; 12 — ТРВ; 13 — термореле; 14 — испаритель; 15 — предохранительный клапан испарителя; 16 — теплообменник; 17 — фильтр газовый; 18 — ручной регулирующий вентиль; 19 — зарядка системы фреоном

позволяет при периодическом включении их в работу переводить отдельные камеры на более низкий температурный режим. В приборы охлаждения жидкость подается через ТРВ. При необходимости понижения температуры воздуха в камере с -18°C до -25°C или -30°C включают пароструйный прибор, который отсасывает пар из батарей, понижает в них давление до давления, соответствующего требуемой температуре кипения, и сжимает его до общего давления всасывания одноступенчатых компрессоров.

§ 89. СХЕМЫ ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В настоящее время отечественная промышленность выпускает в основном фреоновые холодильные машины малой и средней холодопроизводительности. Их применяют главным образом в домашних холодильниках, в холодильных устройствах предприятий тор-

говли и общественного питания, в установках кондиционирования воздуха и для обслуживания потребителей холода, которым не нужна большая производительность машины, но требуется применение безвредного рабочего тела.

Холодильные машины komponуют в виде полностью автоматизированных агрегатов.

Фреоновые агрегаты АК-2ФВ30/15 и АК-4ФУ60/30 со стандартной холодопроизводительностью $Q_0=17\,500$ *вт* и $Q_0=35\,000$ *вт* могут работать на автоматическом управлении или переключаться на ручное управление.

На рис. 165 показана схема фреоновых трубопроводов агрегата АК-4ФУ60/30 или АК-2ФВ30/15.

Схемы охлаждения отличаются тем, что в схеме агрегата АК-2ФВ30/15 отсутствует ресивер для сбора жидкого фреона после конденсатора и жидкость из конденсатора поступает непосредственно в теплообменник и на регулируемую станцию.

Компрессор 1 нагнетает пар в конденсатор с водяным охлаждением 5. Образовавшаяся жидкость через жидкостный фильтр 6 направляется в ресивер 7. За уровнем жидкости в ресивере наблюдают через смотровые стекла.

Из ресивера жидкость через змеевик теплообменника 16 поступает на регулируемую станцию.

В теплообменнике жидкость охлаждается паром, идущим в противоток из испарителя в компрессор, вследствие чего увеличивается холодопроизводительность машины и обеспечивается сухой ход компрессора.

На регулирующей станции жидкий фреон осушается в силикагелевом фильтре-осушителе 9 и поступает в испаритель 14 при ручном управлении через регулирующийся вентиль 18, при автоматическом управлении — через фильтр 10, соленоидный вентиль 11 и терморегулирующий вентиль 12. Пар, образовавшийся в испарителе, отсасывается через теплообменник 16 компрессором 1.

Аварийный выпуск фреона из аппаратов в атмосферу предусмотрен в ресивере и испарителе. Конденсатор снабжен предохранительным клапаном 3, который при повышении давления до $1,3$ *Мн/м²* перепускает пар в испаритель.

Заданную температуру рассола поддерживают путем периодической остановки и пуска компрессора в работу, что осуществляется с помощью реле температуры и пресостата реле давления РД-1. При повышении давления конденсации маноконтроллер реле давления РД-1 останавливает компрессор. Зарядку фреоном производят через вентиль 19.

На рис. 166 показана схема фреоновых трубопроводов автоматизированного холодильного агрегата ФАК-07.

Компрессор 1 нагнетает пар в ребристый конденсатор с воздушным охлаждением 3. Образовавшаяся жидкость сливается в ре-

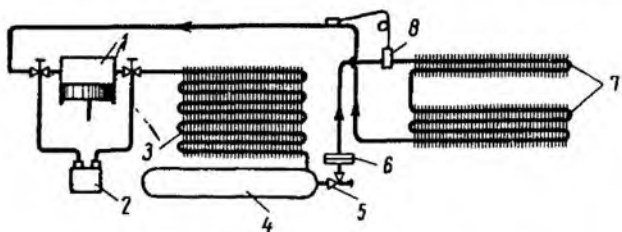


Рис. 166. Схема трубопроводов фреонového автоматизированного холодильного агрегата ФАК-07

1 — компрессор; 2 — РД-1; 3 — конденсатор; 4 — ресивер; 5 — жидкостный запорный вентиль; 6 — фильтр; 7 — охлаждающие батареи; 8 — ТРВ

сивер 4. Жидкость подают в испарительные батареи 7 через терморегулирующий вентиль 8, перед которым установлен фильтр 6. Пар, образовавшийся в батареях, отсасывается компрессором.

Автоматическое управление работой компрессора производится с помощью реле давления РД-1, пресостат которого включает в работу компрессор при повышении давления в испарителе и выключает его при понижении давления, поддерживая постоянную температуру кипения в батареях, а маноконтроллер отключает компрессор при повышении давления в конденсаторе. Систему заполняют фреоном через тройники всасывающего вентиля компрессора. Такую схему охлаждения применяют для шкафов торгового типа, прилавков и витрин.

§ 90. СХЕМЫ ОТТАИВАНИЯ СНЕГОВОЙ ШУБЫ С БАТАРЕИ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Охлаждение воздуха батареями, имеющими температуру поверхности ниже точки росы, приводит к выделению влаги на охлаждающей поверхности.

Если температура поверхности ниже 0°C , влага выделяется в виде инея, образуя так называемую снеговую шубу. Особенно интенсивное влаговыделение наблюдается в остывочных камерах и морозилках, т.е. в камерах с повышенной влажностью.

Наличие снеговой шубы ухудшает теплопередачу и циркуляцию воздуха, поэтому ее следует периодически удалять. Удаление снеговой шубы механическим путем: обметание метлами, соскабливание скребками,— процесс очень трудоемкий и возможен только при небольшом неуплотненном слое инея.

На небольших холодильных установках (для холодильников торгового типа) оттаивание производят путем периодического выключения батарей из работы или остановки холодильной установки (если она одноиспарительная).

На средних и крупных установках применяют оттаивание снеговой шубы горячими парами холодильного агента, которые отбирают с нагнетательной стороны компрессора, после маслоотделителя и подают в батареи.

Поверхность труб нагревается, лед подтаивает и спадает. С пола его сметают метлами.

Перед подачей в батареи горячего пара следует освободить их от жидкости. При отсутствии в схеме специальных емкостей для приема жидкости из батарей ее перепускают в батареи соседних камер, предварительно отсосав из них аммиак, или выдают жидкость горячим паром высокого давления в коллектор регулирующей станции, прекратив временно подачу в коллектор жидкого аммиака из конденсатора. Этой жидкостью питают другие испарительные системы.

Наиболее удобным, быстрым и безопасным является слив жидкости из батарей в дренажный ресивер, специально включенный для этого в схему.

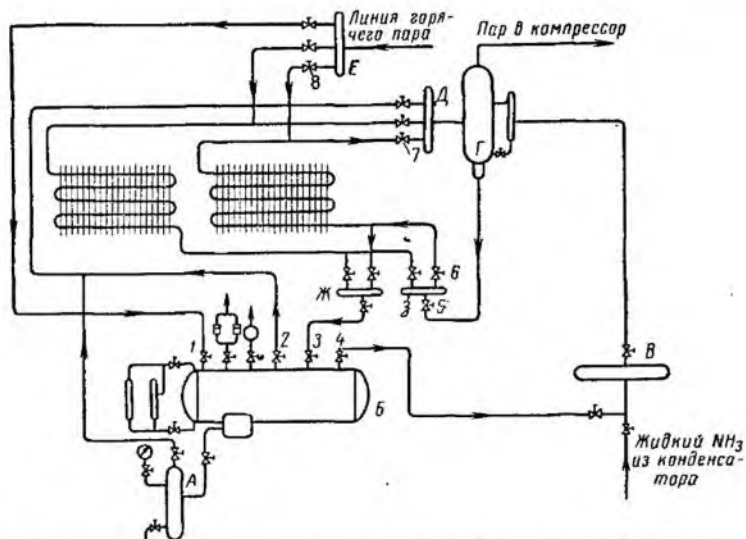


Рис. 167. Схема оттаивания снеговой шубы с батареей непосредственного охлаждения:

А — маслоотделитель; Б — дренажный ресивер; В — коллектор регулирующей станции; Г — отделитель жидкого аммиака; Д — паровой коллектор; Е — коллектор горячего пара; Ж — дренажный коллектор; З — жидкостный коллектор

Схема оттаивания снеговой шубы с батареями непосредственного охлаждения при наличии дренажного ресивера изображена на рис. 167.

Перед сливом жидкости в дренажный ресивер открывают вентиль 2 и в дренажном ресивере понижают давление до давления испарения. Закрывают вентили 6 и 7 и отключают батареи от остальной схемы. Затем открывают вентиль 3 и жидкость из батарей сливается в дренажный ресивер, после чего вентиль 3 прикрывают. Открывают вентиль 8 и подают горячий пар в батареи. Нагревая трубы, пар частично конденсируется и конденсат вместе с разжиженным маслом понемногу стекает через приоткрытый вентиль 3 в дренажный ресивер. После спадания снеговой шубы с батарей (ее следует сейчас же сметать, чтобы она не примерзла к полу) закрывают вентили 8 и 3, открывают вентиль 7, понижают в батареях давление, открывают вентиль 6 и включают батареи в нормальную работу. В дренажном ресивере масло отстаивается от жидкого аммиака, его спускают через маслосборник. Затем соединяют дренажный ресивер с линией горячего пара, открывая вентиль 1, повышают в нем давление до давления конденсации и, временно прекратив подачу жидкости к коллектору регулирующей станции от линейного ресивера, питают его жидкостью из дренажного ресивера через вентиль 4. После понижения давления отсасывают пар из дренажного ресивера и отключают его.

Способы снятия снеговой шубы с батареями в схемах ВНИХИ «Гипрохолод» и «Гипромясо» принципиально не отличаются от рассмотренных выше, а устройства для слива жидкости из батарей и подачи горячего пара в батареи рассматривались вместе с каждой схемой.

§ 91. РАССОЛЬНЫЕ СХЕМЫ

Несмотря на существенные недостатки рассольного охлаждения, в отдельных случаях особенности технологического процесса или специальные требования вызывают необходимость применения рассольных схем. На распределительных холодильниках используют главным образом закрытые рассольные схемы с многоходовым кожухотрубным испарителем, причем на многоэтажных — трехтрубные системы, на одно- и двухэтажных — двухтрубные. Трехтрубная закрытая рассольная схема изображена на рис. 168,а. Отопленный рассол центробежным насосом подается в испаритель, охлаждается и под этим же напором поступает в нагнетательный стояк. К нагнетательному стояку подключены параллельно батареи и воздухоохладители всех этажей холодильника.

Отопленный в приборах охлаждения рассол поступает в стояк возвратного рассола, который поднимается до верхнего перекрытия холодильника и только затем спускается к насосу.

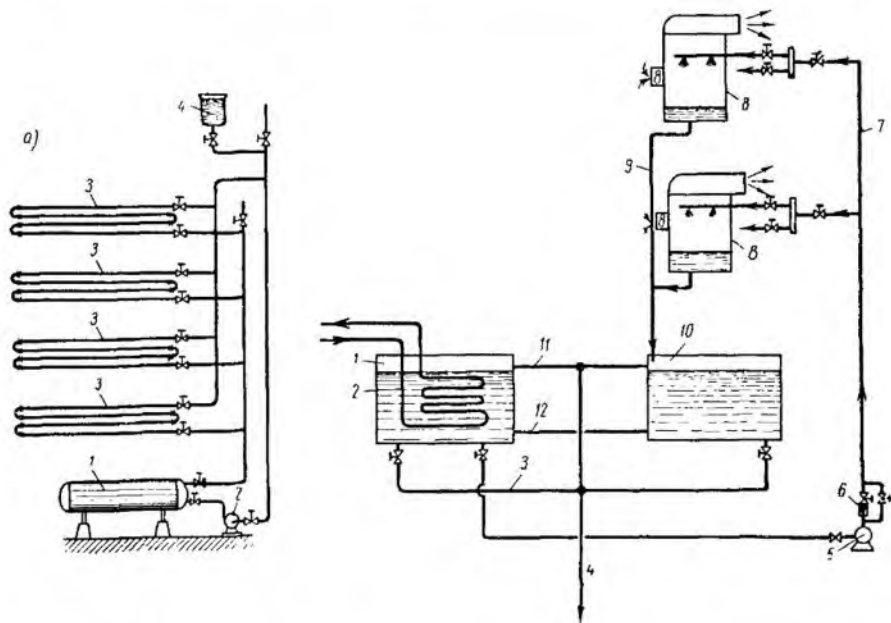


Рис. 168. Рассольные схемы:

а — с испарителем закрытого типа и закрытыми приборами охлаждения: 1 — кожухотрубный испаритель; 2 — рассольный центробежный насос; 3 — рассольные батареи; 4 — расширительный бачок;
б — с испарителем открытого типа и открытыми приборами охлаждения: 1 — бак испарителя; 2 — змеевик испарителя; 3 — линия для опорожнения баков; 4 — слив избыточного рассола в сливной бак или в канализацию; 5 — центробежный насос; 6 — обратный клапан; 7 — трубопровод подачи рассола; 8 — мокрый воздухоохладитель; 9 — сливной трубопровод; 10 — бак дополнительной емкости; 11 — переливная труба между испарителем и баком дополнительной емкости; 12 — уравнивающая труба

В верхней точке возвратного стояка делается ответвление, заканчивающееся расширительным бачком. Расширительный бачок компенсирует объемные изменения рассола, через него отводится из системы воздух и поддерживается постоянное заполнение системы рассолом.

Достоинства этой схемы — хорошее удаление воздуха, уменьшенный расход электроэнергии на циркуляцию рассола, уменьшенный расход соли на поддержание постоянной концентрации рассола, так как рассол не соприкасается с воздухом, не поглощает из воздуха влагу и не разжижается, уменьшенная коррозия испарителя и рассолопроводов, так как количество растворенного в рассоле воздуха незначительно.

В двухтрубных схемах имеется два стояка — для подачи рассола в приборы охлаждения и возвратный. На рис. 168,б приведена рассольная схема с вертикальнотрубным испарителем и откры-

тыми приборами охлаждения (мокрые воздухоохладители). Рассол, охлажденный в испарителе 1, центробежным насосом 5 подается в воздухоохладители 8. Отопленный рассол по возвратному стояку 9 сливается обратно для охлаждения. Рассол сливают не непосредственно в испаритель, а в емкостный бак 10, соединенный с испарителем уравнильной трубой 12. Наличие емкостного бака позволяет не увеличивать размеры бака испарителя на случай остановки насоса и слива всего рассола из воздухоохладителей. Во избежание переполнения испарителя и емкостного приемного бака предусмотрена сливная труба в канализацию 4. После насоса ставят обратный клапан 6, чтобы напорная линия 7 всегда была заполнена рассолом. На сливных трубопроводах у воздухоохладителей задвижек не ставят. Если при закрытой задвижке включить насос, то произойдет переполнение поддона воздухоохладителя и рассол попадет в камеру.

Схемы с открытыми приборами охлаждения и открытым испарителем имеют существенные недостатки и могут применяться только при крайней необходимости. К недостаткам этих схем следует отнести: 1) повышенный расход энергии на работу насоса, так как на сливной линии напор теряется полностью; 2) требуется бак дополнительной емкости; 3) необходимость размещения испарителя ниже приборов охлаждения, так как слив рассола происходит самотеком; 4) повышенная коррозия трубопроводов и оборудования вследствие соприкосновения рассола с воздухом; 5) большой расход соли на поддержание постоянной концентрации рассола и т. д.

В схему с открытыми приборами охлаждения может быть включен и испаритель закрытого типа (кожухотрубный испаритель), но никаких преимуществ по сравнению с ранее описанной схемой это не дает. В таком случае в схему включают открытый приемный емкостный бак, в который сливается рассол из приборов охлаждения. Центробежный насос забирает рассол из бака и через испаритель нагнетает его в приборы охлаждения.

Рассольные схемы с открытым испарителем и закрытыми приборами охлаждения в сравнении со схемой с открытым испарителем и открытыми приборами охлаждения имеют значительные преимущества. Из испарителя насос подает холодный рассол в приборы охлаждения, пройдя по которому, рассол отепляется и по сливному стояку возвращается в испаритель. Для выпуска воздуха из системы на батареях ставят воздушные краники. Рассол в приборы охлаждения подается снизу и отводится сверху. Поэтому при остановке насоса батареи остаются заполненными рассолом и в испаритель рассол не сливается, что позволяет не ставить бака дополнительной емкости, несколько уменьшается коррозия оборудования и расход соли на поддержание постоянной концентрации.

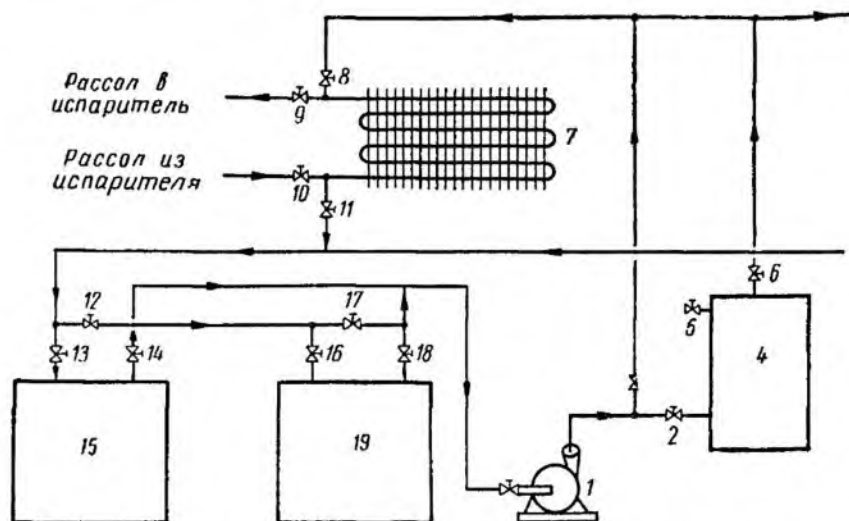


Рис. 169. Схема оттаивания снеговой шубы с рассольных батарей:

1 — рассольный насос; 2, 3, 5, 6, 8—14, 16—18 — рассольные задвижки; 4 — подогреватель рассола; 7 — рассольные охлаждающие батареи; 15 — бак холодного рассола; 19 — бак теплого рассола

§ 92. ОТТАИВАНИЕ СНЕГОВОЙ ШУБЫ С РАССОЛЬНЫХ БАТАРЕЙ

Для оттаивания снеговой шубы с батареями в схеме предусмотрены два бака — холодного и теплого рассола, подогреватель рассола, центробежный насос и трубопроводы, по которым циркулирует теплый рассол, подаваемый в батареи.

Схема установки для оттаивания снеговой шубы с рассольных батарей показана на рис. 169. Перед оттаиванием закрывают задвижки 9 и 10 и отключают батарею от основной схемы. Открывают задвижки 8 и 11, подключают батарею к схеме оттаивания.

Батареи оттаивают следующим образом: открывают задвижки 18 и 2, включают в работу насос и рассол из бака теплого рассола перекачивают в подогреватель до тех пор, пока он не наполнится и из крана 5 не потечет рассол. Затем задвижки и кран закрывают, насос останавливают и, подавая в змеевик подогревателя горячий водяной пар, нагревают рассол до температуры 40—50°.

Открывают задвижки 6, 13 и 18 и включают насос. Рассол нагнетают из бака теплого рассола в подогреватель, вытесняя оттуда нагретый рассол в батарею, который выталкивает из батареи холодный рассол в бак холодного рассола. Сливают рассол до тех пор, пока установленный на сливной трубе термометр не покажет, что пошел теплый рассол. Тогда задвижки 13 и 18 закрывают, от-

закрывают задвижки 12 и 17, и горячий рассол циркулирует по замкнутому кольцу, нагревая стенки труб батареи. После снятия снеговой шубы закрывают задвижки 17, 2 и 6, открывают задвижки 16, 14 и 3, и холодный рассол из бака холодного рассола подают насосом в батарею, вытесняя оттуда теплый рассол, который сливается через задвижку 16 в бак теплого рассола. По термометру наблюдают окончание слива. Затем задвижки 16, 14 и 3 закрывают, насос останавливают и переходят к нормальной подаче рассола в батарею из испарителя.



§ 93. ВЫБОР РАСЧЕТНОГО ПЕРИОДА

Цель калорического расчета — определение суммы всех теплопритоков, поступающих внутрь холодильника.

В охлаждаемые камеры холодильника тепло поступает различными путями: 1) через ограждения здания холодильника — $Q_1 \text{ вт}$; 2) с грузом, вносимым в камеры, — $Q_2 \text{ вт}$; 3) с наружным воздухом, подаваемым при вентиляции камер, — $Q_3 \text{ вт}$; 4) эксплуатационные теплопритоки (от горения лампочек, работы электродвигателей, пребывания людей, открывания дверей в камеры холодильника) — $Q_4 \text{ вт}$.

Теплоприток в каждую камеру ($Q \text{ вт}$) определяют по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (177)$$

а сумма теплопритоков по всем камерам составит общий теплоприток в холодильник.

Величина теплопритока в отдельную камеру определяет тепловую нагрузку на камерное холодильное оборудование и служит основанием для расчета и подбора батарей или воздухоохладителей.

Сумма теплопритоков на группу камер с примерно одинаковой температурой кипения холодильного агента в батареях определяет нагрузку на компрессор и, следовательно, служит основанием для подбора компрессора, конденсатора и другого основного и вспомогательного холодильного оборудования.

Соответственно различают теплоприток, определяющий тепловую нагрузку на оборудование ($Q_{\text{обор}}$), и теплоприток, определяющий нагрузку на компрессор ($Q_{\text{ком}}$):

$$Q_{\text{обор}} = Q_{1\text{обор}} + Q_{2\text{обор}} + Q_{3\text{обор}} + Q_{4\text{обор}}, \quad (178)$$

$$Q_{\text{ком}} = Q_{1\text{ком}} + Q_{2\text{ком}} + Q_{3\text{ком}} + Q_{4\text{ком}}. \quad (179)$$

Для того чтобы подобранное холодильное оборудование могло в течение круглого года отбирать все теплопритоки, поступающие в холодильник, и поддерживать в камерах заданную температуру воздуха, оно должно быть подобрано, исходя из наиболее тяжелых условий работы холодильника. Наиболее неблагоприятным будет тот период, в который сумма всех теплопритоков ($Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$) будет максимальной. Так как численное значение первых двух теплопритоков — Q_1 и Q_2 значительно больше двух вторых — Q_3 и Q_4 , то последними можно пренебречь и при определении расчетного периода исходить из значений теплопритоков Q_1 и Q_2 .

Здесь могут быть два случая:

1. Максимальное значение $Q_{1\text{макс}}$ совпадает по времени с максимальным значением $Q_{2\text{макс}}$. Это бывает, когда наибольшее поступление груза на холодильник совпадает с наиболее жарким временем года в данной местности. Тогда этот период времени будет расчетным, и расчетную нагрузку для подбора холодильного оборудования выбирают как сумму максимальных значений теплопритоков.

2. Максимальное значение теплопритока $Q_{1\text{макс}}$ по времени не совпадает с наибольшим поступлением груза на холодильник, а значит и с максимальным значением $Q_{2\text{макс}}$. Например, максимальное поступление груза на холодильники рыбокомбинатов наблюдается весной, а на холодильники мясокомбинатов — осенью, т.е. оно не совпадает с наиболее жаркими месяцами.

В этом случае расчетный период будет определяться временем, в которое сумма теплопритоков ($Q_1 + Q_2$) будет максимальной, и расчетная нагрузка для подбора холодильного оборудования будет равна максимальной сумме теплопритоков.

Подбор оборудования по сумме максимумов привел бы к неоправданному завышению производительности оборудования.

Практически при расчетах определяют значение теплопритоков Q_1 для наиболее жаркого времени в данной местности, а значение Q_2 — из расчета максимального суточного поступления груза в камеру, но в тех случаях, когда $Q_{1\text{макс}}$ и $Q_{2\text{макс}}$ не совпадают, величину теплопритоков берут не полностью, а частично.

В любой момент времени количество тепла, отнимаемое камерными приборами охлаждения, является и тепловой нагрузкой на компрессор, так что, если иметь установку, в которой один компрессор работает на одну камеру, то $Q_{\text{ком}} = Q_{\text{обор}} = Q_{\text{расч}}$.

Учитывая, что компрессор работает на несколько камер, в которых величина максимальных теплопритоков не совпадает по времени, принимают расчетную нагрузку на компрессор не как сумму максимальных теплопритоков в каждую камеру, а как максимальную сумму теплопритоков; расчетную нагрузку на камерное оборудование принимают равной максимальному значению теплопритока для каждой камеры.

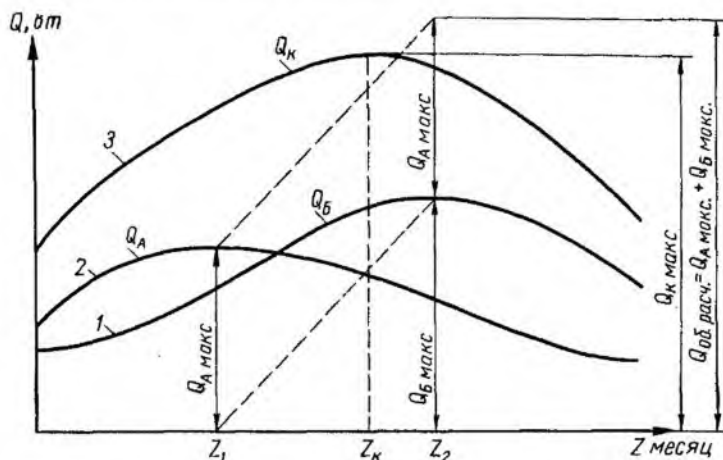


Рис. 170. Определение расчетной нагрузки на компрессор и на оборудование:

1 — кривая изменения теплопритоков в течение года в камере Б; 2 — кривая изменения теплопритоков в течение года в камере А; 3 — кривая суммарного теплопритока в камеры А и Б

Рассмотрим пример, в котором один компрессор работает на две камеры А и Б, причем максимальные теплопритоки в этих камерах не совпадают по времени.

На рис. 170 изменение теплопритоков в течение года в камерах А изображено кривой 2, а в камере Б — кривой 1.

Максимальный теплоприток в камере А — $Q_{А \text{ макс}}$ соответствует месяцу z_1 , а в камере Б — $Q_{Б \text{ макс}}$ — месяцу z_2 .

Камерное оборудование для этих камер следует подбирать по $Q_{А \text{ макс}}$ и $Q_{Б \text{ макс}}$, а производительность компрессора будет определяться суммой $(Q_{А} + Q_{Б})_{\text{ макс}}$, поэтому теплоприток, рассчитываемый для подбора компрессора в общем случае, не совпадает с теплопритоком, рассчитываемым для подбора камерного оборудования, т.е. $Q_{\text{ком}} \neq Q_{\text{обор.}}$

Более подробно определение $Q_{\text{ком}}$ и $Q_{\text{обор}}$ рассмотрено при расчете каждого теплопритока отдельно.

§ 94. КАЛОРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

1. Расчет теплопритока через наружные ограждения

Q_1 (в вт)

Тепло, проникающее через ограждения холодильника, складывается из двух величин: 1) теплопритоков вследствие наличия разности температур снаружи и внутри камер холодильника $Q_{1т}$ и

2) теплопритока вследствие поглощения поверхностью ограждения теплоты солнечной радиации Q_c . Следовательно,

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_c. \quad (180)$$

Величину теплопритока Q_{1T} *вм* определяют по формуле

$$Q_{1T} = kF(t_n - t_b), \quad (181)$$

где k — коэффициент теплопередачи ограждения, *вт/м²·град*;

F — площадь ограждения, *м²*;

t_n, t_b — температура наружного воздуха и воздуха в камере, °С.

Коэффициент теплопередачи k определяют по данным главы XI.

Размеры поверхностей ограждения F вычисляют, исходя из следующих положений:

1. Длину наружных стен для угловых помещений измеряют расстоянием от наружной поверхности наружной стены до оси внутренней стены, длину наружных стен для неугловых помещений измеряют расстоянием между осями внутренних стен, длину внутренних стен, перпендикулярных наружным стенам, определяют расстоянием между внутренней поверхностью наружной стены и осью внутренней стены.

2. Высоту стен для средних этажей и для первого этажа, расположенного непосредственно на грунте, принимают от чистого пола данного этажа до чистого пола вышележащего этажа. Для помещений первого этажа, пол которых расположен на лагах, — от нижнего уровня подготовки под пол до чистого пола вышележащего этажа.

3. Размеры потолка и пола измеряют расстояниями между осями внутренних стен или от внутренней поверхности наружной стены до оси внутренней стены.

Величину теплопритока Q_{1T} определяют для наиболее жаркого периода в данной местности.

За летнюю расчетную температуру наружного воздуха принимают среднюю из четырех наиболее теплых пятидневок 25-летнего периода для данного географического пункта по данным местных управлений Главного управления гидрометеорологической службы при Совете Министров СССР.

При отсутствии соответствующих данных можно определить расчетную наружную температуру по формуле

$$t_n = t_{\text{ср.мес}} + 0,25t_{\text{а.м}}, \quad (182)$$

где $t_{\text{ср.мес}}$ — среднемесячная температура самого жаркого месяца, °С;

$t_{\text{а.м}}$ — наивысшая температура воздуха в данном районе (температура абсолютного максимума).

При расчете теплопритоков через внутренние стены между камерами наружная температура равна температуре в соседней камере.

Рассчитывая приток тепла через внутреннюю стенку (перегородку), отделяющую камеру от неохлаждаемого помещения, принимают расчетную разность температур равной 70% от расчетной разности температур для наружных стен, если неохлаждаемое помещение сообщается с наружным воздухом, и равной 60% от расчетной разности температур, если неохлаждаемое помещение не сообщается с наружным воздухом.

При расчете теплопритока через перекрытие, отделяющее охлаждаемую камеру от неохлаждаемого подвала, принимают расчетную разность температур равной 50% от расчетной разности температур для наружных стен, если подвал не имеет окон, и равной 60%, если подвал имеет окна. Например, $t_n = 26^\circ\text{C}$; $t_b = -18^\circ\text{C}$.

Расчетная разность температур для наружных стен

$$t_n - t_b = +26 - (-18) = 44^\circ\text{C}.$$

При расчете теплопритока через внутреннюю стенку, отделяющую эту камеру от вестибюля, имеющего выход на платформу, расчетная разность температур будет равна

$$(t_n - t_b)_{\text{вест}} = 0,7 (t_n - t_b)_{\text{н. ст}} = 0,7 \cdot 44 = 30,8^\circ\text{C}.$$

В качестве расчетной относительной влажности воздуха принимают среднемесячную влажность воздуха в 13 часов самого жаркого месяца.

Температура воздуха в камере определяется назначением камеры и технологическими условиями хранения груза в данной камере.

Теплоприток через пол, расположенный на грунте, рассчитывают по формуле

$$Q_{1г} = \frac{1}{R_0} F (t_n - t_b). \quad (183)$$

Расчет теплопритока ведут от нулевой изотермы, тогда $t_n = 0^\circ\text{C}$, и формула примет следующий вид:

$$Q_{1г} = \frac{1}{R_0} F t_b, \quad (184)$$

где R_0 — термическое сопротивление грунта от нулевой изотермы в грунте до поверхности конструкции пола и сопротивление переходу тепла от поверхности пола к воздуху камеры, $\text{м}^2 \cdot \text{град}/\text{вт}$;

F — площадь пола, м^2 ;

t_b — температура воздуха в камере (с обратным знаком).

Рассмотрим два частных случая:

1. Определение теплопритоков через неизолированный пол и подземную часть подвального помещения с температурой воздуха не ниже $t_b = -2^\circ\text{C}$.

Конструкция пола под подвальным помещением состоит из утрамбованной грунтовой подсыпки, бетонной подготовки и асфальтового чистого пола.

Учитывая, что нулевая изотерма проходит непосредственно под полом, принимают термическое сопротивление конструкции пола R_0 равным $0,43 \text{ м}^2 \cdot \text{град}/\text{вт}$, тогда теплоприток через пол можно определить по формуле

$$Q_{1r} = \frac{1}{0,43} F \cdot 2 = 4,65 F. \quad (185)$$

Теплоприток через неизолированные подземные стены подвального помещения рассчитывают по формуле

$$Q_{1r} = 0,58 F (t - t_b), \quad (186)$$

где F — площадь стены, м^2 ;

t — температура грунта, $^\circ\text{C}$;

t_b — температура воздуха камеры, $^\circ\text{C}$;

0,58 — коэффициент теплопередачи заглубленных неизолированных стен подвальных камер, $\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$.

2. Теплоприток через изолированный пол низкотемпературной камеры при отсутствии под полом специальных устройств для подогрева грунта определяют по формуле

$$Q_{1r} = \frac{1}{R_0} F t_b, \quad (187)$$

где R_0 — термическое сопротивление изоляционной конструкции пола и сопротивление от поверхности пола к воздуху камеры, $\text{м}^2 \cdot \text{град}/\text{вт}$.

Если под полом применены устройства, предохраняющие грунт от промерзания (шанцевые полы или электрообогрев грунта), то расчет ведут по формуле

$$Q_{1r} = k F (t_{cp} - t_b), \quad (188)$$

где k — коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции, который может быть принят $0,35 \text{ вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$;

t_{cp} — средняя температура воздуха в шанцах (примерно $+3^\circ\text{C}$) или средняя температура слоя с нагревательными устройствами ($+1^\circ$).

Теплоприток $Q_{1т}$ в охлаждаемую камеру представляет собой сумму теплопритоков через отдельные ограждения:

$$Q_{1т} = Q_{1т.стен} + Q_{1т.пола} + Q_{1т.потолка} \quad (189)$$

При расчете теплопритоков в камеру, расположенную рядом с камерой, имеющей более низкую температуру воздуха, кроме положительных теплопритоков (поступление тепла в камеру), будут отрицательные теплопритоки (потери тепла в соседнюю камеру с более низкой температурой). Для расчета теплопритока на оборудование $Q_{1т.обор}$ складывают только положительные значения, приравнивая отрицательные нулю, для расчета теплопритока на компрессор $Q_{1т.ком}$ все теплопритоки складывают алгебраически.

Если максимальное поступление груза на холодильник по времени не совпадает с самым жарким месяцем, то при расчете теплопритока на оборудование найденное значение $Q_{1т.обор}$ берут полностью, а при расчете теплопритока на компрессор значение $Q_{1т.ком}$ принимают не полностью, а в следующих размерах:

для камер с температурой	— 18° С	80%		
»	»	»	— 0° С	60%
»	»	»	— 5° С	50%
»	»	»	— 12° С	30%

Тепло солнечной радиации учитывают по формуле

$$Q_c = k F \Theta_c, \quad (190)$$

где k — коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, $вт/м^2 \cdot град$;

F — поверхность ограждения, подвергающаяся облучению солнцем, $м^2$;

Θ_c — избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации, °С.

Вычисленные значения Θ_c в зависимости от местонахождения холодильника, ориентации поверхности относительно стран света, цвета и материала поверхности приведены в табл. 53. При расчете теплопритока на компрессор учитывают количество тепла от солнечной радиации, поступающее через одну из стен и через кровлю здания холодильника. При этом выбирают стену, наиболее невыгодно ориентированную относительно стран света или имеющую наибольшую поверхность, подвергшуюся облучению. При определении теплопритока от солнечной радиации на камерное оборудование учитывают количество тепла, поступающее через одну из стен камеры, имеющую наибольшую поверхность или наиболее невыгодно ориентированную по отношению к странам света, а для верхних этажей к этому количеству прибавляют количество тепла, проникающее через кровлю холодильника.

Таблица 53

Значение избыточной разности температур θ_c в °С для расчета теплопритока от солнечной радиации

Наименование поверхности	Ориентировка поверхности по странам света									
	Ю		ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ	С	
	Географические широты									
	40°	50°	60°	от 40 до 60°		от 40 до 60°		от 40 до 60°		от 40 до 60°
Избыточная разность температур θ_c , °С										
Стены										
Бетонная	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6	0
Кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3	0
Побеленная известью или оштукатуренная цветной штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5	0
Покрытая штукатуркой на темном песке . . .	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9	0
Облицованная белыми глазированными плит- ками	2,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2	0
Плоские кровли										
Покрытая толем, асфаль- том	—	—	18,5	—	—	—	—	—	—	—
Покрытая темным рубер- оидом	—	—	17,7	—	—	—	—	—	—	—
Покрытая светлым ру- бероидом	—	—	14,9	—	—	—	—	—	—	—
При наличии земляной засыпки на кровле . .	—	—	16,5	—	—	—	—	—	—	—

Пр и м е ч а н и е. При шатровой кровле норма избыточной разности температур состав-
ляет: при географической широте 40°—15°С, при 50°—10°С, при 60°—5°С.

2. Теплоприток от термической обработки продуктов

Q_2 (в вт)

Термическая обработка продуктов сопровождается отводом от них тепла.

Продукты в камерах могут подвергаться охлаждению, домораживанию и замораживанию.

При охлаждении температура продукта остается выше температуры замерзания жидкой фазы в продукте. При замораживании—жидкая фаза в продукте замерзает.

Домораживанию и доохлаждению подвергаются продукты, отеплившиеся в пути или первоначально не доведенные до конечной температуры замороженного груза (—18) — (—20)°С или охлажденного груза (0°). Количество тепла, отведенного от продукта при любом виде термообработки, можно определить по формуле

$$Q_2 = G \cdot 1000 (i_1 - i_2) \frac{1}{24 \cdot 3600}, \quad (191)$$

где G — суточное поступление в камеру груза, подлежащего термообработке, $t/сутки$;

i_1, i_2 — теплосодержание (энтальпия) продукта до и после термообработки, $дж/кг$.

Значения теплосодержаний различных продуктов в зависимости от температуры указаны в табл. 54.

Для распределительных холодильников суточное поступление груза в камеру определяют в зависимости от ее назначения и характера термообработки груза.

При расчете Q_2 на компрессор для камер хранения охлажденных грузов суточное поступление грузов принимают равным

$$G = \frac{u'\sigma'}{365} E_0, \quad (192)$$

где u' — кратность грузооборота, которую для распределительных холодильников принимают равной 6;

σ' — коэффициент неравномерности поступления груза, равный 1,5;

E_0 — емкость камеры хранения охлажденных грузов, t .

При расчете Q_2 на компрессор для камер хранения мороженных грузов максимальное суточное поступление груза в камеру хранения, требующее домораживания, определяют по формуле

$$G = \frac{u''\sigma''\varphi''}{365} E_m, \quad (193)$$

а суточное поступление на замораживание в морозилках определяют по формуле

$$G = \frac{u''\sigma''(1-\varphi'')}{365} E_m, \quad (193a)$$

где u'' — кратность грузооборота для камер хранения мороженного груза, принимаемая равной 3,5;

σ'' — коэффициент неравномерности поступления, равный 2,5;

φ'' — доля продуктов от общего количества поступающих мороженных грузов с температурой не выше -8° , загружаемая непосредственно в камеры хранения. Для распределительных холодильников $\varphi'' = 0,65-0,85$;

E_m — емкость камеры хранения мороженных грузов, t .

Теплоприток Q_2 на оборудование для камер хранения охлажденных и мороженных грузов определяют, исходя из суточного поступления грузов в камеры, которое принимают для производственных и распределительных холодильников при емкости камеры до $200 t$ — 8% от грузовой емкости камеры, емкостью более $200 t$ — 6%. Для морозилок и камер предварительного охлаждения теплоприток Q_2 считают по суточной производительности соответствующей камеры.

Значения теплосодержания пищевых продуктов

Наименование продуктов	Теплосодержание в ккал/кг при температуре продуктов в °С (1 ккал/кг = 4,1868 · 10 ³ дж/кг)																						
	-20	-18	-15	-12	-10	-8	-5	-3	-1	±0	+1	+3	+5	+7	+10	+12	+15	+17	+20	+25	+30	+35	
Мясо говяжье	0	1,1	3,1	5,3	7,2	9,4	13,7	19,0	44,0	55,5	56,3	57,8	59,3	60,9	63,2	64,7	67,0	68,6	70,9	74,7	78,6	84,7	
Баранина средней упитанности	0	1,1	3,0	5,2	7,1	9,2	13,3	18,4	42,9	53,5	54,3	55,8	57,3	58,8	61,0	62,5	64,8	66,3	68,3	72,3	76,1	82,2	
Свинина	0	1,1	2,9	5,1	6,9	8,9	13,0	17,6	40,6	50,6	51,3	52,8	54,2	55,7	57,8	59,3	61,4	62,9	65,1	68,8	75,0	81,2	
Сухопродукты мясные	0	1,2	3,3	5,8	7,9	10,3	15,0	21,0	48,8	62,4	63,2	64,9	66,6	68,2	70,7	72,4	74,9	76,6	79,1	83,3	87,4	92,7	
Мясо говяжье бескостное	0	1,2	3,2	5,6	7,5	9,8	14,3	19,8	46,4	58,0	58,8	60,4	62,0	63,6	65,9	67,5	69,9	71,5	73,9	77,8	81,8	87,9	
Рыба тощая (судаки и др.)	0	1,2	3,4	5,9	8,0	10,4	15,3	21,3	50,7	63,5	64,4	66,1	67,7	69,4	71,9	73,6	76,1	77,8	80,3	84,5			
Рыба жирная (севрюга и др.)	0	1,2	3,4	5,8	7,8	10,1	14,7	20,4	47,7	59,5	60,4	62,0	63,6	65,2	67,7	69,3	71,8	73,4	75,8	79,9			
Рыбное филе (тресковое)	0	1,3	3,5	6,1	8,3	10,9	16,0	22,4	53,7	67,3	68,2	69,9	71,7	73,4	76,0	77,8	80,4	82,1	84,8	89,1			
Яйцо в скорлупе	0	1,0	2,5	4,2	5,4	6,8	9,9	14,4	55,9	56,7	57,4	58,9	60,4	61,9	64,2	65,7	68,0	69,5	71,7	75,5			
Яичный мелаж	0	1,1	2,7	4,4	5,8	7,4	10,7	15,1	33,9	63,1	63,9	65,5	67,2	68,8	71,3	72,9	75,4	77,0	79,5	83,6			
Масло сливочное	0	1,0	2,6	4,2	5,4	6,6	8,8	10,8	20,0	22,2	22,8	24,4	25,9	27,5	30,2	32,0	35,1	37,2	41,0				
Масло коровье топленое	0	0,6	1,5	2,5	3,3	4,1	5,4	6,4	8,3	8,9	9,5	10,8	12,3	13,9	16,5	18,4	21,5	23,7	27,3				
Виноград, абрикосы, вишни	0	1,8	4,9	8,7	11,9	15,9	27,7	48,4	55,6	56,4	57,3	59,0	60,7	62,4	64,9	66,6	69,2	70,9	73,4	77,7			
Фрукты всех других видов и ягоды	0	1,6	4,1	7,1	9,4	12,2	19,8	33,2	64,0	64,9	65,8	67,6	69,4	71,2	73,9	75,7	78,4	80,2	82,9	87,4			

Для перевалочных рыбных холодильников суточное поступление принимают равным 20% от емкости камер.

В тех случаях, когда груз поступает в камеры из морозилок, теплоприток Q_2 отсутствует, так как продукт поступает с температурой, равной температуре воздуха в камере хранения.

3. Расход холода на вентиляцию камер Q_3 (в *вт*)

Камеры хранения охлажденных грузов и производственные помещения вентилируют. Камеры хранения мороженных грузов не вентилируют, поэтому теплоприток Q_3 для камер хранения мороженных грузов не учитывают.

Для производственных помещений

$$Q_3 = n \cdot 0,0055 \rho (i_n - i_v), \quad (194)$$

где n — число рабочих в помещении;

ρ — плотность воздуха при температуре и относительной влажности воздуха в помещении, $кг/м^3$;

0,0055 — количество свежего воздуха, приходящегося в секунду на одного человека в соответствии с действующими санитарными нормами, $м^3/чел \cdot сек$;

i_n, i_v — теллосодержание наружного воздуха и воздуха в помещении ($дж/кг$); определяется по диаграмме для влажного воздуха в зависимости от $t_n, \varphi_n, t_v, \varphi_v$.

Для камер хранения охлажденных грузов

$$Q_3 = V_{стр} a \rho (i_n - i_v) \cdot \frac{1}{24 \cdot 3600}, \quad (195)$$

где $V_{стр}$ — строительный объем камеры, $м^3$;

a — кратность вентиляции или число смен воздуха в помещении в течение суток. Для большинства грузов кратность вентиляции принимают от 1 до 4.

Величину теплопритока Q_3 принимают полностью на компрессор и на оборудование. Для распределительных холодильников теплоприток Q_3 не учитывают.

4. Эксплуатационные теплопритоки Q_4 (в *вт*)

Кроме основных теплопритоков Q_1, Q_2, Q_3 , бывают теплопритоки, связанные с обслуживанием холодильных камер, — $Q_{4.см}$. К ним относятся следующие теплопритоки: 1) от освещения камер — Q_4^1 *вт*; 2) от пребывания людей в камерах — Q_4^2 *вт*; 3) от работы электродвигателей — Q_4^3 *вт*; 4) от открывания дверей в камеру — Q_4^4 *вт*.

1. Теплоприток от освещения определяют по формуле

$$Q_*^1 = AF, \quad (196)$$

где A — количество тепла, выделяемого освещением на 1 м^2 площади пола камеры в секунду, $\text{вт}/\text{м}^2$;

F — площадь камеры, м^2 .

Для производственных помещений норма освещения — $7,5 \text{ вт}$ на 1 м^2 .

Принимая коэффициент одновременности включения лампочек равным $0,6$, получим количество выделяемого тепла на 1 м^2 площади

$$A = 7,5 \cdot 0,6 = 4,5 \text{ вт}/\text{м}^2.$$

Для складских помещений норму мощности светильников принимают равной 3 вт на 1 м^2 с учетом коэффициента одновременности включения $0,35$ и получают количество выделяемого тепла

$$A = 3 \cdot 0,35 = 1,05 \text{ вт}/\text{м}^2.$$

2. Теплоприток от людей, работающих в камере, определяют, исходя из того, что тепловыделение одного человека при средней интенсивности работы составляет 230 вт .

Тогда теплоприток в камеру равен

$$Q_*^2 = 230 n, \quad (197)$$

где n — число людей, работающих в камере.

3. Теплоприток от находящихся в камере вентиляторов и других механизмов, приводимых в движение электродвигателями, образуется вследствие превращения работы этих двигателей в тепло.

Если двигатель установлен в самой камере, то все тепло, эквивалентное его полезной работе и потерям в самом двигателе, подводится к воздуху охлаждаемой камеры и величину теплопритока определяют по формуле

$$Q_*^3 = 1000 N_э, \quad (198)$$

где $N_э$ — мощность электродвигателей, квт .

Когда двигатель расположен вне охлаждаемого контура, то к воздуху будет подведено тепло, эквивалентное полезной работе механизмов, установленных в камере. Теплоприток в этом случае определяют по формуле

$$Q_*^3 = 1000 N_э \eta_{эл}, \quad (199)$$

где $\eta_{эл}$ — коэффициент полезного действия двигателя.

4. Теплоприток при открывании дверей в охлаждаемую камеру из более теплых помещений зависит от того, насколько часто открывают двери в камеру и от температуры воздуха в камере. То и другое определяется назначением камеры. Найти величину теплопритока точно невозможно, поэтому его определяют приближенно по формуле

$$Q_4^* = BF, \quad (200)$$

где B — удельный теплоприток, отнесенный к 1 м^2 площади пола камеры, при открывании дверей, принимаемый по табл. 55, вт/м^2 ;

F — площадь камеры, м^2 .

Таблица 55

Удельный теплоприток при открывании дверей (B)

Наименование помещений	Расход холода в камерах при открывании дверей на 1 м^2 пола (B), вт/м^2		
	Площадь камер		
	до 50 м^2	до 150 м^2	более 150 м^2
Камера охлаждения крупного рогатого скота, баранов, свиней, субпродуктов и кишок; аккумуляторы и камеры охлажденной рыбы	14,0	7,0	5,8
Камера хранения охлажденного мяса	9,3	4,65	3,5
Камера замораживания	18,6	9,3	7,0
Камера хранения мороженых продуктов	7,0	3,5	23,2
Камера охлаждения вареных колбас, окороков, студня	11,6	5,8	3,5
Камера хранения колбас, окороков и рыбной кулинарии	11,6	5,8	3,5
Экспедиция и приемная	46,5	23,2	11,6

Весь теплоприток от эксплуатационных тепловыделений

$$Q_4 = Q_4^1 + Q_4^2 + Q_4^3 + Q_4^4. \quad (201)$$

При расчете тепловой нагрузки на камерное оборудование $Q_{4\text{обор}}$ принимают полностью найденную величину Q_4 .

При расчете теплопритока на компрессор $Q_{4\text{ком}}$ учитывают, что все эксплуатационные теплопритоки не могут быть одновременно во всех камерах, поэтому берут от 50 до 75% найденной величины. Для примерных расчетов или когда невозможно определить эксплуатационные тепловыделения по их источникам вышеописанным способом величину Q_4 принимают ориентировочно:

$$Q_4 = (0,1 - 0,4)(Q_1 + Q_3). \quad (202)$$

Большие значения берут для мелких холодильников, меньшие — для крупных. Результаты калорических расчетов сводят в таблицы.

5. Итоговые данные калорического расчета

В результате калорического расчета получают для каждой камеры величину теплопритока $Q_{\text{обор}}$, представляющую собой тепловую нагрузку на батареи или воздухоохладитель.

На основании этой величины определяют поверхность приборов охлаждения, необходимую для поддержания в камере постоянной температуры, m^2 :

$$F_0 = \frac{Q_{\text{обор}}}{k \theta}. \quad (203)$$

Теплопритоки $Q_{\text{ком}}$ суммируют по группам камер с одинаковой температурой кипения холодильного агента в приборах охлаждения. Обычно на холодильниках в одну группу объединяют камеры охлаждения и хранения охлажденных грузов с температурой от -2 до $+4^\circ\text{C}$, в другую — камеры хранения мороженных грузов с температурой -18°C , в третью — морозильные устройства с температурой -23 или -30°C .

Задаваясь разностью температур между температурой воздуха в камере и температурой кипения $t_{\text{в}} - t_0 \approx 10^\circ\text{C}$, находят соответствующие температуры кипения:

$$t_0 = -10^\circ\text{C}, \quad t_0 = -28^\circ\text{C}, \quad t_0 = -33^\circ\text{C} (-40^\circ\text{C}).$$

Для каждой из этих групп камер определяют суммарный теплоприток $Q_{\text{ком}}$.

Найденная величина будет представлять собой холодопроизводительность компрессора нетто, т.е. без учета теплопритоков в трубопроводах.

Для определения полной холодопроизводительности или холодопроизводительности брутто надо $Q_{\text{ком}} = Q_{\text{о нетто}}$ увеличить на 7% при системе непосредственного охлаждения и на 12% при рассольном охлаждении:

$$Q_0 = (1,07 - 1,12) Q_{\text{ком}}. \quad (204)$$

Таким образом, величина Q_0 *вт* представляет собой необходимую рабочую холодопроизводительность компрессора и является исходной для теплового расчета и подбора компрессоров. Продолжительность работы компрессоров в сутки принимают равной 18—22 ч. Подбирая компрессоры, резерв не предусматривают.

§ 95. ТОРГОВОЕ ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Высокое качество скоропортящихся продуктов на предприятиях торговли и общественного питания сохраняется при наличии холодильного торгового оборудования, к которому относят холодильные шкафы и прилавки, охлаждаемые витрины, сборные камеры, изотермические тележки (для продажи замороженных продуктов), охлаждаемые торговые автоматы.

По температурам хранения торговое холодильное оборудование делят на низкотемпературное (для хранения замороженных продуктов и мороженого при температуре $-12\div-15^{\circ}\text{C}$), среднетемпературное (для хранения охлажденных продуктов при температуре $0\div+5^{\circ}\text{C}$) и с положительными температурами, предназначенное для продажи напитков при $t=10\div 12^{\circ}\text{C}$.

По способу охлаждения различают оборудование с машинным, льдосоляным и сухоледным охлаждением. Охлаждение сухим льдом применяется главным образом для продажи мороженого и замороженных продуктов. Льдосоляное охлаждение требует большой затраты ручного труда и ухудшает санитарное состояние предприятия, поэтому оно применяется редко. В торговом холодильном оборудовании почти исключительно применяется машинное охлаждение с помощью фреоновых компрессорных холодильных машин.

Конструктивно изоляционное ограждение торгового холодильного оборудования может быть выполнено цельным, с общей рамой-каркасом, сборным — из отдельных изолированных щитов, соединенных стационарно, сборно-разборным, позволяющим собирать и разбирать конструкцию в процессе эксплуатации.

Торговое оборудование обслуживается агрегатами-автоматами, работающими на фреоне-12 или фреоне-22. Агрегат устанавливается или отдельно, рядом с охлаждаемым объектом, или встраивается в него. Испаритель в виде змеевика из оребренных труб по-

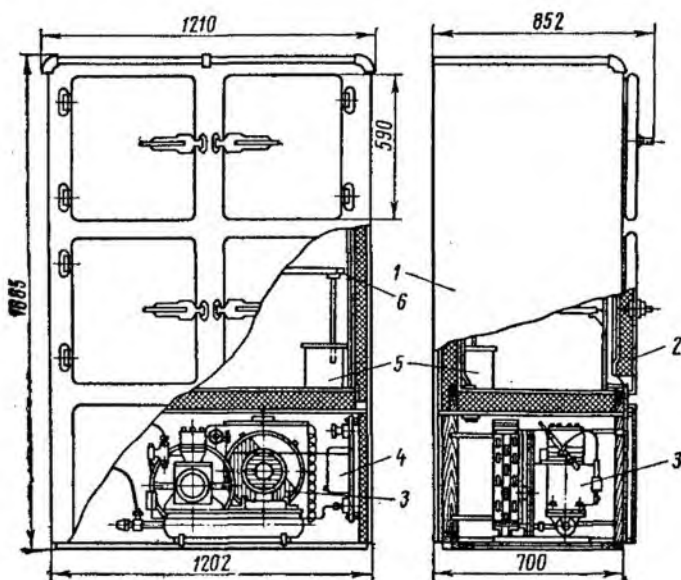


Рис. 171. Холодильный шкаф Т-60:

1 — корпус; 2 — дверца; 3 — агрегат ФАК-07; 4 — магнитный пускатель; 5 — сосуд для стока воды при оттаивании инея; 6 — поддон

мещается в грузовое помещение. Постоянная температура в охлаждаемом объеме поддерживается с помощью приборов автоматики.

Холодильные шкафы и прилавки служат для краткосрочного хранения продуктов во время продажи, а витрины — для этих же целей и для демонстрации продуктов. Такие шкафы, прилавки, витрины имеют красивую внешнюю отделку, снабжены несколькими дверцами, чтобы при загрузке продуктами меньше нарушался температурный режим. В грузовом объеме помещены полки для укладки грузов. Расстояние между полками можно изменять в зависимости от размеров груза.

Отечественная промышленность выпускает торговые холодильные шкафы с компрессорным охлаждением: Т2-125М с полезным грузовым объемом 1250 л, Т-60 с грузовым объемом 600 л, ШСО с грузовым объемом 1170 л и с абсорбционным охлаждением; АК-750 — с грузовым объемом 750 л.

На рис. 171 изображен шкаф Т-60, охлаждаемый агрегатом ФАК-0,7, установленным под охлаждаемым объемом и поддерживающим температуру воздуха в шкафу от 0 до +5°C. В верхней части грузового помещения расположен змеевиковый испаритель из ребристых труб. Под испарителем установлен поддон для сбора сконденсированной на змеевиках влаги.

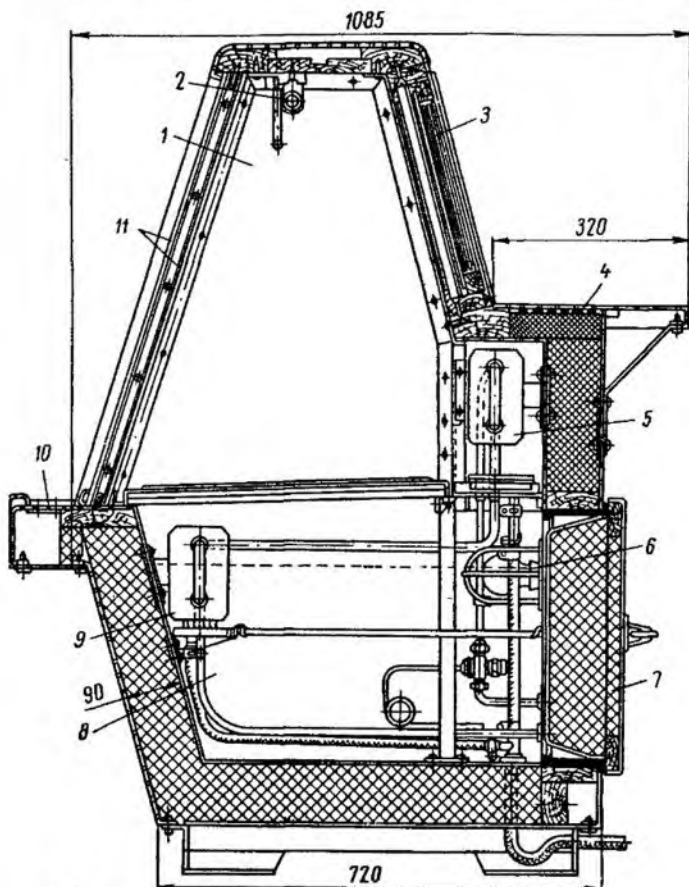


Рис. 172. Прилавок-витрина АПВ-1:

1 — витрина; 2 — люминесцентные лампы; 3 — раздвижные стеклянные дверцы; 4 — полка со стороны продавца; 5 — испаритель витрины; 6 — лампа; 7 — дверца прилавка; 8 — прилавок; 9 — испаритель прилавка; 10 — полка; 11 — двойная стеклянная стенка

Шкаф ШСО имеет стеклянные раздвижные стенки и служит для продажи готовых блюд на предприятиях общественного питания.

Холодильные прилавки выпускают с витринами и без них. Они служат для хранения текущего запаса продуктов. Для хранения замороженных продуктов и мороженого применяют низкотемпературные прилавки: 4ПН — емкостью 150 кг, ПН-10 — емкостью примерно 60 кг. Для хранения охлажденных грузов используют универсальный прилавок ПУ-1, прилавок П-5М (для продажи охлажденного молока) и др.

На предприятиях торговли широко применяются прилавки-витрины, причем для магазинов, обслуживаемых продавцами, грузовой объем закрыт и имеет дверцы, для магазинов без продавца грузовой объем имеет открытый проем, уменьшение теплопритока через который достигается циркуляцией холодного воздуха в грузовом объеме.

На рис. 172 изображен прилавок-витрина АПВ-1. Со стороны покупателя витрина имеет двойную стеклянную стенку. Наружная обшивка изготовлена из стальных листов толщиной 1,5 мм, внутренняя — из оцинкованной стали. В прилавке-витрине применен изоляционный материал — пенопласт. Грузовой объем охлаждается агрегатом ФАК-0,7Е, установленным вне прилавка. Температура воздуха в прилавке 0°C.

Сборные холодильные камеры устанавливают в подсобных помещениях магазинов и столовых. Щиты имеют деревянную раму с заложенной внутри изоляцией и внешней обшивкой из досок или металлических листов. Камеры обслуживаются холодильными автоматизированными агрегатами, устанавливаемыми рядом с камерой. В грузовом объеме подвешивают испаритель. Камера КНР-1 служит для хранения мороженых грузов при температуре —15°C, емкость камеры — 800 кг. Камеры 1ХКР, 2ХКР, 3ХКР

предназначены для хранения охлажденных грузов при температурах 0 ÷ +3° и имеют емкость соответственно 600, 1700 и 600 кг.

Кроме перечисленного выше оборудования, для хранения продуктов применяют стационарные холодильные камеры площадью 8—20 м², охлаждаемые полностью автоматизированными агрегатами.

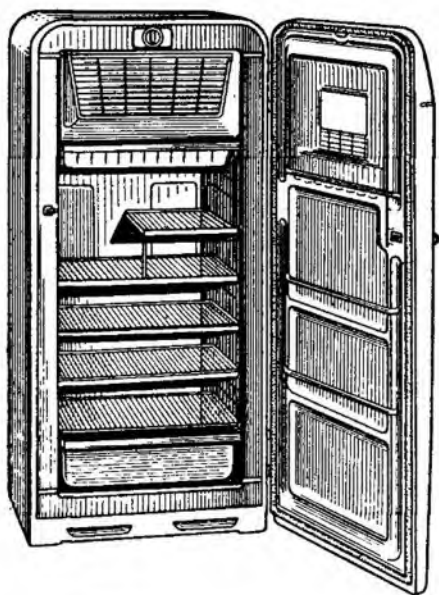


Рис. 173. Домашний холодильник «ЗИЛ—Москва»

§ 96. ДОМАШНИЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Домашние холодильники различают по способу охлаждения и по объему грузового помещения. Холодильник состоит из изолированного охлаждаемого шкафа и холодильного агрегата. Шкаф

(рис. 173) снабжен полками для укладки груза, ванночками для замораживания льда, специальным сосудом для хранения фруктов и электрической лампочкой, которая загорается при открывании дверей шкафа.

Наиболее распространенными домашними холодильниками компрессионного типа являются «ЗИЛ—Москва», «Ока», «Саратов», «Днепр», «Юрюзаны», «Орск» и другие с полезным охлаждаемым объемом от 85 до 240 л.

Шкаф охлаждается фреоновым герметическим компрессионным агрегатом (рис. 174), который состоит из одноцилиндрового поршневого компрессора и однофазного электродвигателя переменного тока, скопированных в одном кожухе, который расположен в нижней части шкафа; конденсатора в виде медного змеевика с проволочным оребрением или в виде листотрубного алюминиевого аппарата (см. рис. 90), установленного снаружи у задней стенки шкафа; алюминиевого листотрубного испарителя (см. рис. 148,б), имеющего систему каналов для движения холодильного агента.

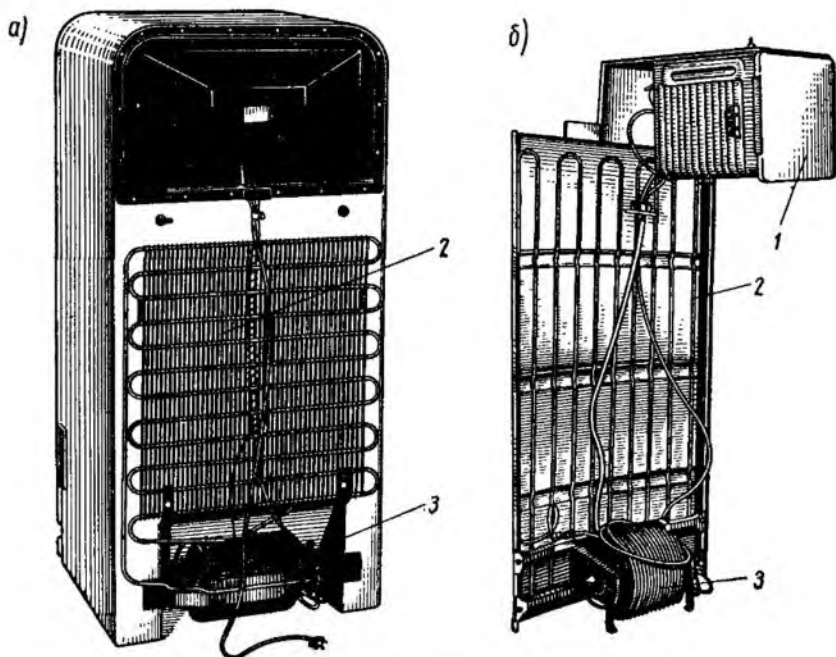


Рис. 174. Компрессорный агрегат домашнего холодильника:

а — со змеевиковым конденсатором и проволочным оребрением; б — со змеевиковым конденсатором, укрепленным на листе; 1 — листотрубный испаритель; 2 — конденсатор; 3 — герметичный компрессор

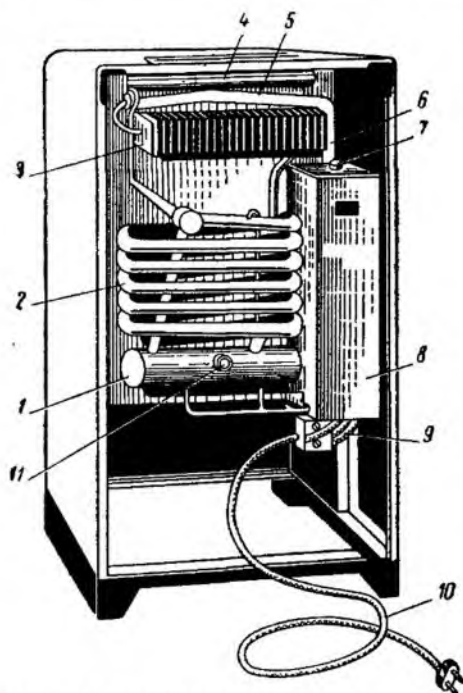


Рис. 175. Холодильный абсорбционный агрегат, установленный в домашнем холодильнике:

1 — бачок абсорбера; 2 — змеевник абсорбера; 3 — конденсатор; 4 — водородный бачок; 5 — ректификатор; 6 — генератор; 7 — паровая труба; 8 — кожух с теплоизоляцией; 9 — выводы электронагревателя; 10 — шнур питания с вилкой; 11 — зарядный штуцер

Испаритель установлен в верхней части холодильника и образует морозильный отсек. Дроссельным устройством, подающим жидкий холодный агент в испаритель, служит капиллярная трубка длиной около 3 м с внутренним диаметром 0,8 мм, соединяющая конденсатор с испарителем. У входа в капиллярную трубку установлен фильтр, состоящий из бронзовых шариков диаметром 0,3 мм, сплавленных между собой в столбик конусообразной формы. Требуемую температуру воздуха в холодильнике поддерживают периодической остановкой и пуском в работу холодильного агрегата. Отношение части цикла, во время которой электродвигатель работает, к общей продолжительности цикла называется коэффициентом рабочего времени. Чем больше коэффициент рабочего времени, тем ниже температура в холодильнике. Цик-

личность работы обеспечивается термостатом, укрепленным на щите в верхней части шкафа.

Режим работы холодильника регулируют ручкой термостата. При температуре помещения $18 \div 20^\circ\text{C}$ и средней нагрузке холодильника ручку устанавливают на деление «норм.».

Домашние холодильники типа «Ленинград-2», «Север», «Ростов-Дон» и другие охлаждаются абсорбционной холодильной машиной, принципиальная схема которой изображена на рис. 119, а компоновка аппарата — на рис. 175. Отечественная промышленность выпускает абсорбционные домашние холодильники с полезным объемом камеры от 45 до 100 л. Испаритель установки находится внутри шкафа в верхней его части, холодильный аппарат — на задней стенке холодильника. Испаритель выполнен в виде спи-

Таблица 56

Домашние холодильники отечественного производства

Название модели	Способ охлаждения	Полезный объем камеры, л	Внешние размеры холодильника, мм			Мощность электродвигателя (в компрессорных) или мощность электронного нагревателя (в абсорбционных)	Часовой расход электроэнергии, вт·ч
			высота	ширина	глубина		
«Саратов-2», КХШ-85	Компрессорный	85	912	542	586	110—130	30
«Ока», ДХ-120	То же	125	1200	590	633	105—120	20
«Мир», ДХ-120	» »	125	1200	590	633	105—120	20
«Саратов-3», ДХ-120	» »	120	993	580	590	130—150	40
«Тамбов»	» »	125	1200	590	682	110—150	40
«Минск», КСХ-125 . . .	» »	125	850	1100	600	110—150	40
«Бакы»	» »	140	1000	606	645	115—130	40
«ЗИЛ — Москва», ДХ-2, ДХ-3М . . .	» »	165	1325	640	670	110—140	35
«Днепр», ДХ-2М	» »	165	1325	640	670	110—140	35
«Орск», КХ-0,100	» »	165	1200	590	550	110—120	34
«Юрюзань», ДХ-175	» »	175	1200	580	620	110—140	35
«ЗИЛ — Москва», КХ-240	» »	240	1375	640	732	130—150	35
«Север-2»	Абсорбционный	45	970	550	625	50, 70, 90	70
«Восток», ХШ-1	То же	45	1015	600	616	100	70
«Ростов-Дон»	» »	45	970	550	590	50, 70, 90	70
«Уралец»	» »	45	970	550	625	70, 90	70
«Ленинград-2»	» »	65	945	550	635	70, 90	70
«Север»	» »	65	1015	600	613	50, 70, 90	70
«Украина-70»	» »	68	910	618	670	70, 90	70
«Оренбург»	» »	68	910	670	585	70, 90	70
«Кузбасс»	» »	70	873	617	670	70, 90	70
«Север-3»	» »	100	1040	610	670	60, 80, 100	80

ральной трубы с ребрами (на рис. 175 испаритель не виден). Между трубами испарителя ставят ванночки для получения льда.

Холодильный агрегат имеет электрический нагреватель, состоящий из двух или трех секций мощностью от 50 до 120 *вт*. Электронагреватель постоянно включен в электросеть.

Промышленность выпускает также холодильники, в которых электрический нагреватель заменен газовым, что резко снижает стоимость эксплуатации. Холодильники абсорбционного типа по сравнению с холодильниками компрессорного типа имеют ряд недостатков. В результате того, что нагреватель постоянно включен в электросеть, эксплуатация таких холодильников обходится дороже компрессионных, включающихся в сеть периодически. Процесс охлаждения и получения низкой температуры в абсорбционных домашних холодильниках протекает значительно медленнее, чем в компрессионных. К достоинствам абсорбционных холодильников относится их сравнительно небольшая стоимость, отсутствие движущихся механизмов и бесшумность в работе. В табл. 56 приведены основные марки домашних холодильников, выпускаемых отечественной промышленностью.



Раздел третий

Льдотехника

