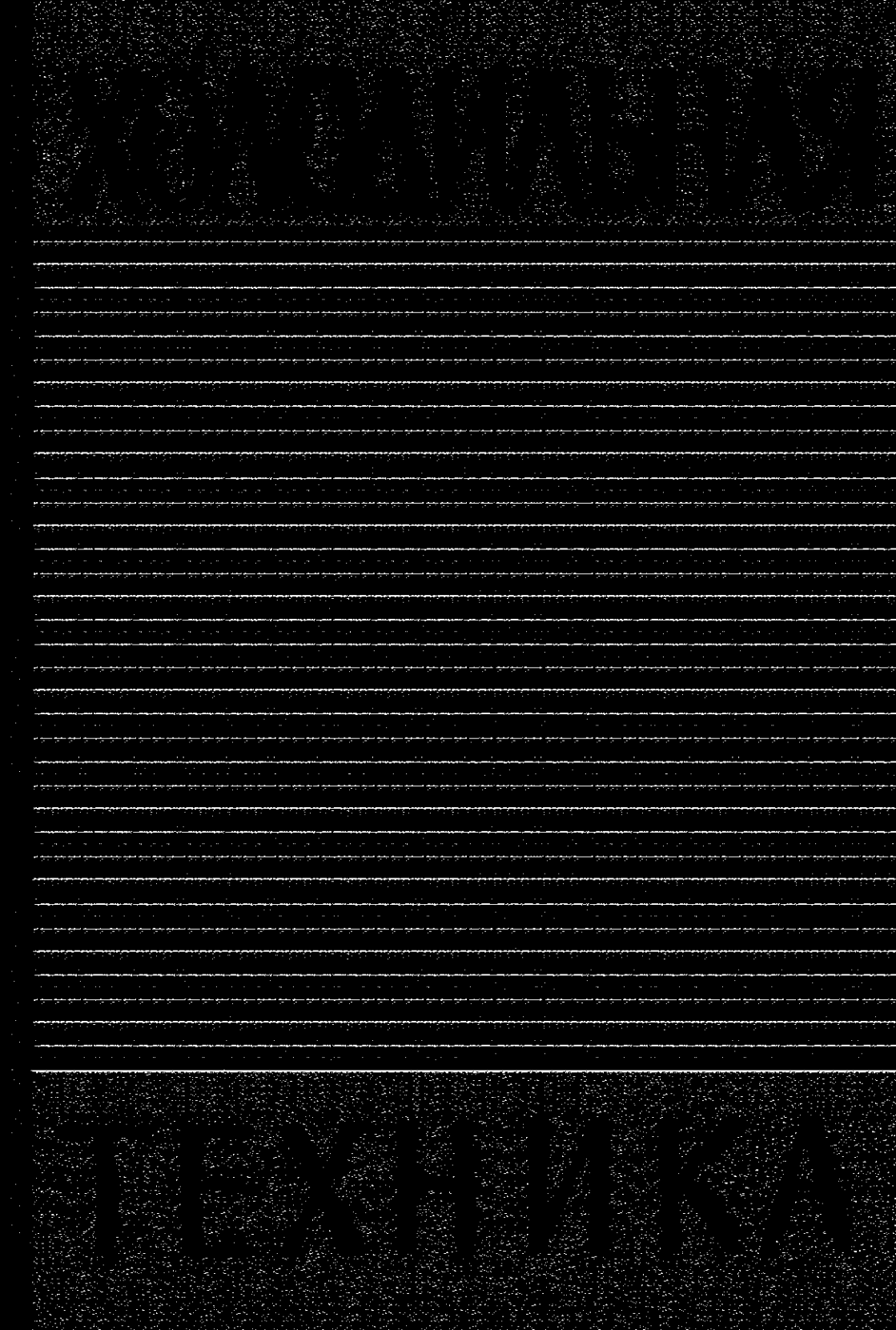


Канд. техн. наук *В. П. ЗАЙЦЕВ*

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Допущено
Министерством высшего и среднего специального образования РСФСР
в качестве учебного пособия
для технических специальностей
высших учебных заведений
рыбной промышленности

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО ТОРГОВОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
1 • 9 • 6 • 2

В учебнике изложены термодинамические основы производства искусственного холода, устройство и принцип действия холодильных машин и теплообменных аппаратов, которые широко применяются в рыбной промышленности.

В книге освещаются вопросы проектирования и эксплуатации холодильных установок, рассмотрены вопросы применения искусственного и естественного холода, а также основные данные о холодильном транспорте.

Спецредактор инж. А. В. КАН

ПРЕДИСЛОВИЕ

Программа КПСС, принятая XXII съездом партии, предусматривает грандиозный план дальнейшего развития всех отраслей народного хозяйства, крутой подъем благосостояния и достижение самого высокого жизненного уровня народа.

Развитие сельского хозяйства и пищевых отраслей промышленности за десять лет (1961—1970 годы) должно обеспечить рост потребления продуктов питания на душу населения: мяса и мясопродуктов — в 2,5 раза, молока и молочных продуктов — в 2 раза, животного масла — в 1,5 раза, яиц — в 2,2 раза, рыбы и рыбопродуктов — в 1,5 раза.

В пищевом производстве искусственный и естественный холод имеет огромное значение. Он способствует получению пищевых продуктов высокого качества и создает возможность их длительного хранения.

Холодильное хозяйство во всех его звеньях (производство, транспорт, торговля) должно обеспечить сохранение качества пищевых продуктов, расширение их ассортимента, сокращение потерь при обработке и хранении, создание условий для равномерного снабжения населения свежими высококачественными продуктами питания.

Рыбная промышленность имеет дело с наиболее скоропортящимся сырьем, поэтому она является значительным потребителем холода. Опыт показал, что сохранение пищевого сырья морского происхождения и развитие рыбообрабатывающей промышленности возможно лишь на базе холодильной техники. Поэтому в подготовке кадров рыбной промышленности — технологов и механиков — курс холодильной техники является одним из важных.

Книга написана в соответствии с программой курса для технологических факультетов рыбвтузов; она может быть также использована при изучении курса «Процессы и аппараты» студентами механических факультетов, при заочном обучении и инженерно-техническими работниками промышленности при повышении квалификации.

Автор приносит благодарность рецензентам канд. техн. наук В. З. Жадану, инж. А. В. Кану, а также выражает признательность доктору техн. наук проф. С. Г. Чуклину, доктору техн. наук проф. Б. М. Блиеру и инж. М. Е. Лурье за помощь, оказаиную ему в процессе работы над рукописью.

Замечания и предложения по книге будут с благодарностью приняты автором. Отзывы просьба направлять по адресу: Москва, ул. Разина, 26, Госторгиздат или непосредственно автору: Москва, К-1, Трехпрудный пер., д 10/2, кв. 20

ВВЕДЕНИЕ

Холодильная техника изучает способы получения и использования холода. В развитии теории холодильных процессов и практическом применении искусственного и естественного холода имеются большие успехи, несмотря на то что эта отрасль знаний является относительно молодой.

Использование природного холода (льда, холодной родниковой воды) для сохранения пищевых продуктов известно задолго до появления первых машин искусственного холода.

В создании научных основ холодильной техники важнейшая роль принадлежит ученым физикам и химикам — исследователям физических свойств различных тел. Неоценимый вклад в науку о холоде внес великий русский ученый М. В. Ломоносов, который в 1750 г. определил, что истинной причиной тепла и холода является движение молекул, а теплота — это внутреннее движение материи.

В конце XVII в. английский физик-химик Бойль и немецкий физик Герике установили, что вода в разреженном пространстве испаряется при низких температурах, а в 1777 г. ученый Нерн заметил, что в условиях вакуума при удалении образующихся водяных паров она замерзает. На основе этого явления в 1810 г. англичанин Лесли создал первую льдоделательную машину.

После того как в 1823 г. Фарадей обратил некоторые газы в жидкое состояние, английский врач Перкинс (1834 г.) построил первую компрессионную холодильную машину, работающую на этиловом эфире. Машину Перкинса принято считать прообразом современных холодильных машин.

В последующие годы были созданы машины, работающие на других холодильных агентах и при более высоких давлениях, а также основанные на иных принципах действия.

В 1845 г. американец Горри построил воздушно-компрессионную машину, а в 1862 г. француз Карре — абсорбционную машину.

В 1874 г. швейцарский физик Пикте применил в качестве рабочего вещества холодильной машины сернистый ангидрид, а немецкий физик-инженер Линде в том же году сконструиро-

вал аммиачную машину Машина Линде имела огромное значение для развития холодильной техники, так как до сих пор аммиак является одним из основных холодильных агентов.

В 1881 г. Линде и Виндхаузен создали машину, работающую на углекислоте, которая впоследствии также получила широкое распространение в качестве холодильного агента.

Затем холодильная техника шла по пути прогресса быстрыми темпами и достигла успеха во всех областях: в разработке теории, производстве искусственного холода и создании высокоэффективных холодильных машин, технологии холодильной обработки и хранения продуктов и широком распространении холода во многих отраслях народного хозяйства.

Если на первом этапе развитня холодильной техники холод применяли лишь при производстве искусственного льда, в пивоварении и в очень ограниченных размерах при хранении некоторых пищевых продуктов, то в настоящее время трудно указать отрасль производства, в которой он не играет важной роли. Искусственный холод находит широкое применение в металлургии, химической промышленности, на железнодорожном и водном транспорте, в сельском хозяйстве и во многих других отраслях народного хозяйства

Особенно важное значение и широкое развитие холодильная техника получила во всех областях пищевого производства — в мясной, молочной, рыбной, в производстве искусственного льда и других областях. Благодаря столь глубокому виедренню холода в пищевое производство, теперь удается регулировать изменения, происходящие в сырье и продуктах, предотвращать их порчу. В настоящее время холодильные установкн обеспечивают успешную перевозку пищевых продуктов из отдаленных мест и, таким образом, как бы сближают районы пронзводства и сбыта скоропортящихся продуктов.

В 1917 г. в нашей стране было всего 58 холодильников общей емкостью 57 тыс. *т* и около 6 тыс. изотермических железнодорожных вагонов; те и другие носили технически примитивный характер. За годы Советской власти холодильное хозяйство увеличнлось более чем в 20 раз.

Холодильное хозяйство в настоящее время располагает большим парком хорошо оборудованных изотермических вагонов, серией поездов с машинным охлаждением, мощной флотилией судов-рефрижераторов, многочисленным парком авторефрижераторов, значительным количеством холодильных установок, в том числе автоматизированных, в торговой сети и предприятиях общественного питания. Потребность различных областей народного хозяйства в холодильных машинах, аппаратах и приборах удовлетворяется созданной в последние десятилетия

сетью заводов холодильного машиностроения и заводами приборостроительной промышленности.

В настоящее время заводы выпускают современные холодильные компрессоры, высокоэффективную теплообменную аппаратуру, приборы и средства автоматизации холодильных установок, конструкции которых непрерывно совершенствуются.

Для всех областей пищевой промышленности масштабы применения искусственного холода стали убедительным показателем технического прогресса и производственной культуры.

Рыбная промышленность является той отраслью пищевого производства, которая имеет дело с сырьем и продуктами, наименее стойкими при хранении, быстро подвергающимися порче. В связи с этим свойством сырья водного происхождения и другими особенностями рыбной промышленности (отдаленность районов рыболовства, разнообразие сырья, сезонность добычи многих видов рыб) холодильная техника является одним из главных условий ее развития.

В рыбной промышленности осуществлены коренные изменения структуры и техники обработки рыбы. В настоящее время основными являются следующие способы обработки — охлаждение, замораживание и производство рыбного филе.

Используя лишь в известной степени зарубежный опыт, советская рыбообрабатывающая промышленность строилась и развивалась совершенно самостоятельно. Большие пространства, отдаленность рыбных портов и районов рыболовства от основных центров потребления определяют особо важное значение в нашей рыбообрабатывающей промышленности способов судовой холодильной обработки и процесса замораживания рыбы, в разработке которых в настоящее время достигнуты существенные успехи.

Без широкого применения искусственного холода советская рыбная промышленность не могла бы включить в зону промышленного использования рыбные богатства многих морских и океанических районов, значительно удаленных от портов. В технике замораживания рыбы широкое применение получили процессы быстрого замораживания, для осуществления их разработаны и продолжают создаваться новые теплообменные аппараты.

Все возрастающее применение холода в рыбной промышленности обеспечивается развитием холодильных предприятий, береговых холодильников и рыбопромышленных рефрижераторных судов. Это видно из следующих данных:

	1950 г	1960 г	1965 г. (план)
Емкость береговых холодильников, тыс *т* . .	69,8	184,6	266,7
Вместимость рефрижераторных трюмов рыбопромышленного флота, тыс. *т*	28,9	327,1	675,9

Производительность морозильных установок, тыс. *т/сутки*	1,73	8,87	19,86
в том числе:			
на береговых холодильниках	1,38	4,36	5,92
на рефрижераторных судах	0,35	4,52	13,94

Холодильное хозяйство рыбной промышленности строится по принципу непрерывной холодильной цепи. Этот принцип предусматривает такое построение холодильного хозяйства пищевых

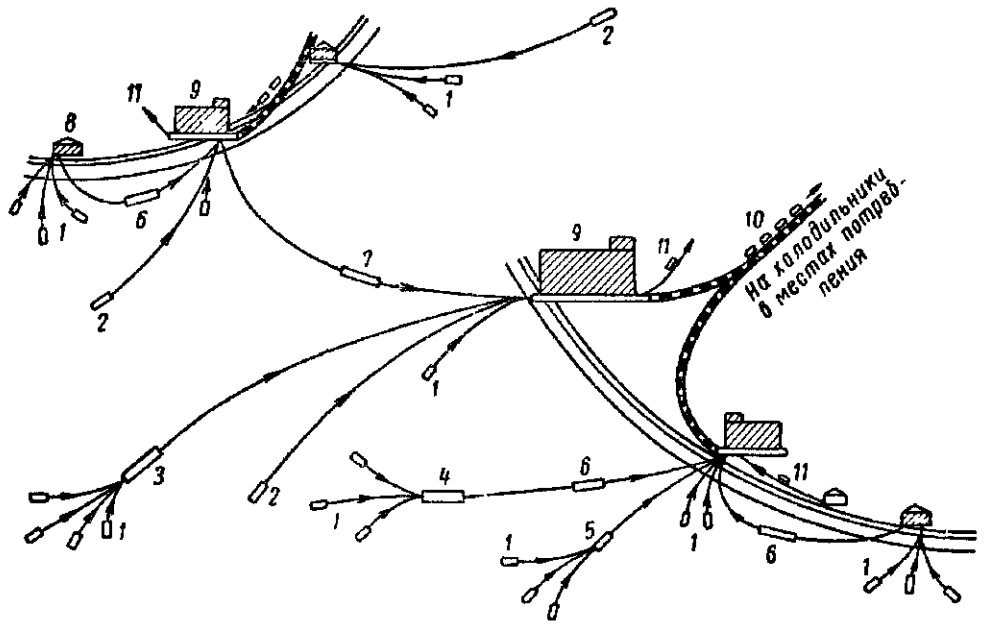


Рис. 1. Схема основных звеньев холодильной цепи рыбной промышленности:
1 — промысловые суда без морозильных установок, *2* — промысловые суда с морозильными установками, *3* — плавучие базы самоходные, *4* — плавучие базы несамоходные, *5* — приемо-транспортные суда *6, 7* — транспортные рефрижераторные суда, *8* — холодильники производственные, *9* — портовые холодильники, *10* — железнодорожный холодильный транспорт, *11* — рефрижераторный автотранспорт

производств и транспорта, при котором не прерывалось бы холодильное воздействие на пищевые продукты от момента заготовки сырья до потребления продуктов. Соблюденне этого принципа для рыбы и продуктов из нее имеет, конечно, первостепенное значение.

Схема основных звеньев холодильной цепи рыбной промышленности СССР приведена на рис. 1.

Очень большая работа в области развития теории холодильной техники, создания нового оборудования, разработки процессов и мероприятий по применению холода в народном хозяйстве проводится научно-исследовательскими институтами и проектными организациями.

Советские ученые и специалисты внесли большой вклад в развитие холодильной техиики. Это прежде всего относится к работам в области изыскания новых холодильных агентов, разработки теории холодильных машин и их конструктивному усовершенствованию, созданию механизированных и автоматизированных установок для холодильной обработки пищевых продуктов и рефрижерации транспортных и промысловых судов.

Перед холодильной техникой стоят задачи ее дальнейшего развития в масштабах, обеспечивающих холодильную переработку все возрастающего количества пищевого сырья и наилучшего сохранения огромной массы пищевых продуктов.

На современном уровне техники охлаждение какой-либо среды или тела может быть осуществлено на основе использования ряда принципов и явлений. Для получения охлаждающего действия используются фазовые превращения веществ (плавление, кипение, растворение солей), расширение газообразных веществ, дросселирование (эффект Джоуля-Томсона), вихревой эффект, термоэлектрический эффект (эффект Пельтье), размагничивание твердого тела и другие явления.

В учебнике рассматриваются процессы, которые находят практическое применение, а также системы холодильных машин и оборудование, основные вопросы проектирования холодильных установок рыбопромышленных холодильников, ледяное и льдосоляное охлаждение и краткие сведения о холодильном транспорте.

Глава 1

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОИЗВОДСТВА ИСКУССТВЕННОГО ХОЛОДА

Физическая природа тепла и холода одинакова. Тепло является одной из форм энергии, проявляющейся в движении молекул вещества того или иного агрегатного состояния. Тепло — это внутренняя энергия тела, заключающаяся в хаотическом движении его частиц, а различие между теплым и холодным телами лишь в скорости движения молекул, составляющих эти тела. При отводе от тела тепла движение молекул замедляется и оно охлаждается. Следовательно, получение холода сводится к уменьшению содержания тепла в твердом, жидком или газообразном теле. Охлаждение тела — это отвод от него тепла, обычно оно сопровождается понижением температуры.

Искусственное охлаждение — специальная область техники, в значительной степени базирующаяся на основах термодинамики.

Холодильная машина понижает температуру ограниченной среды или тела относительно температуры окружающей среды и поддерживает эту пониженную температуру неопределенно долгое время. Эта задача может быть приложена к большому числу конкретных случаев; так, например, с помощью холодильных машин можно понизить до заданного предела температуру воздуха изолированной камеры и поддерживать ее, как бы искусственно создавая зимние условия.

Точно так же можно понизить температуру солевого раствора соответствующей концентрации или, отнимая скрытую теплоту парообразования, осуществить сжижение газообразного вещества.

Производство искусственного льда также основано на действии холодильной машины, посредством которой от воды отнимается теплота, в результате чего ее температура понижается от начальной до 0°, а затем, при постоянной температуре, происходит превращение воды в лед.

В естественно протекающих процессах теплопередачи между телами тепло переходит от более нагретого к менее нагретому, от теплого к холодному телу. Поэтому можно понизить температуру заданного тела, если имеется какое-либо естественное охлаждающее средство, т. е. другое тело с температурой ниже заданной (например, родниковая вода, холодный наружный воздух). В этом случае достаточно установить контакт между этими телами. Однако естественные охлаждающие средства в большинстве случаев не могут понизить температуру тела до требуемых пределов, и температура их не является стабильной. Следовательно, необходимо прибегнуть к искусственному охлаждению, при котором можно отнять тепло от тел, имеющих температуру T_0 ниже температуры окружающей среды T.

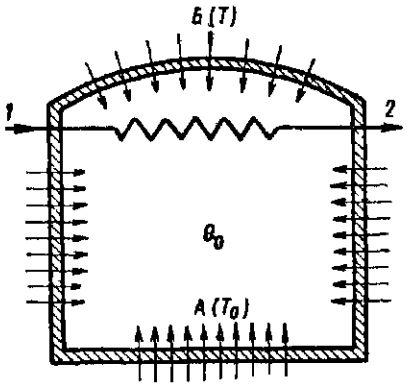


Рис. 2. Схема искусственного охлаждения:
1 — вход рабочего вещества, *2* — выход рабочего вещества

Принципиальная схема искусственного охлаждения показана на рис. 2. Охлаждение осуществляется при помощи рабочего вещества или холодильного агента, воспринимающего тепло Q_0 от ограниченной охлаждаемой среды A при низкой температуре T_0. Количество тепла Q_0 определяется теплопритоками из внешней среды $Б$, температура которой $T > T_0$.

В искусственном охлаждении принимает участие холодильный агент с более низкой температурой, чем температура, до которой охлаждается среда. Получение холодильного агента с необходимой низкой температурой является особой задачей, которая не может быть решена посредством теплопередачи, предопределяющей наличие естественного охлаждающего средства с еще более низкой температурой.

Возникает один из основных вопросов холодильной техники — как получить рабочее вещество или холодильный агент со свойствами, обеспечивающими искусственное охлаждение до требуемых пределов. В этом вопросе — сущность теории машинного охлаждения, в настоящее время самого распространенного и в эксплуатационном отношении весьма удобного метода охлаждения. Чтобы выяснить этот вопрос, необходимо воспользоваться основными положениями термодинамики.

Первое начало термодинамики утверждает, что теплота и работа могут превращаться друг в друга; оно устанавливает количественное соотношение между теплом и работой при переходе одного вида энергии в другой. При превращении 1 *ккал* тепла в работу получается 427 *кгм* работы. Число 427 называется механическим эквивалентом тепла. При обратном превращении 1 *кгм* работы в тепло получается 1/427 *ккал*. Это число $A = \frac{1}{427}$ *ккал/кгм* называется тепловым (термическим) эквивалентом работы.

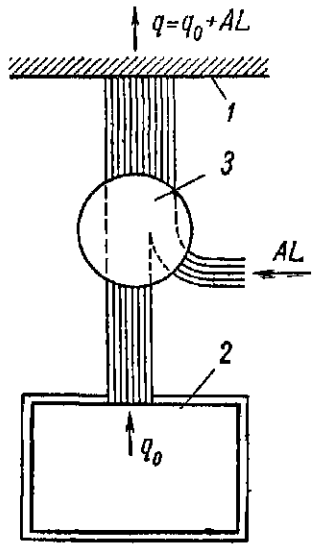


Рис. 3. Принципиальная схема работы холодильной машины:
1 — охлаждающая среда, *2* — охлаждаемое тело, *3* — холодильная машина

По первому началу термодинамики — работа и теплота эквивалентны.

Второе начало термодинамики устанавливает, что все естественные тепловые процессы протекают так, что теплота от тел с более высокой температурой переходит к телам с низкой температурой. Обратный процесс перехода тепла от менее нагретого тела к более нагретому естественным путем происходить не может.

По второму началу теплота не может сама по себе переходить от более холодного к более теплому телу.

Таким образом, второе начало термодинамики указывает на принципиальную возможность перехода тепла от менее нагретого тела к более нагретому, при условии затраты энергии. Посредником в этом, так называемом холодильном процессе, выступает рабочее вещество — холодильный агент.

Чтобы холодильный агент мог перенести тепло от тела низкой температуры к телу с более высокой температурой, применяют специальные устройства, которые приводятся в действие при затрате энергии — механической работы или тепла (рис. 3).

От тела или среды, охлаждаемых до заданной температуры (например, от охлаждаемого пищевого продукта или от воздуха помещения), холодильный агент при низкой температуре T_0 отнимает тепло q_0 и передает его среде с более высокой температурой T. Этой средой может быть, например, вода или наружный воздух. Согласно второму началу термодинамики для осуществления процесса, показанного на схеме, затрачивают ра-

боту, тепловой эквивалент которой AL также воспринимается рабочим веществом вместе с теплом q_0.

Общее количество тепла, переданное внешней среде, составит $q=q_0+AL$.

ОБРАТНЫЙ ЦИКЛ КАРНО

Холодильный процесс можно рассмотреть на основании известного в термодинамике цикла Карно, относящегося к тепловым машинам. Представим себе цилиндр, работающий без трения, боковые стенки и поршень его сделаны из материала, не имеющего теплоемкости и не проводящего тепла, дно цилиндра выполнено из материала — абсолютного проводника тепла, но также не имеющего теплоемкостн. Кроме цилиндра имеется тело B — абсолютный изолятор, а также тела A и C, которые характеризуются бесконечно большой темплоемкостью и имеют температуру соответственно T и T_0.

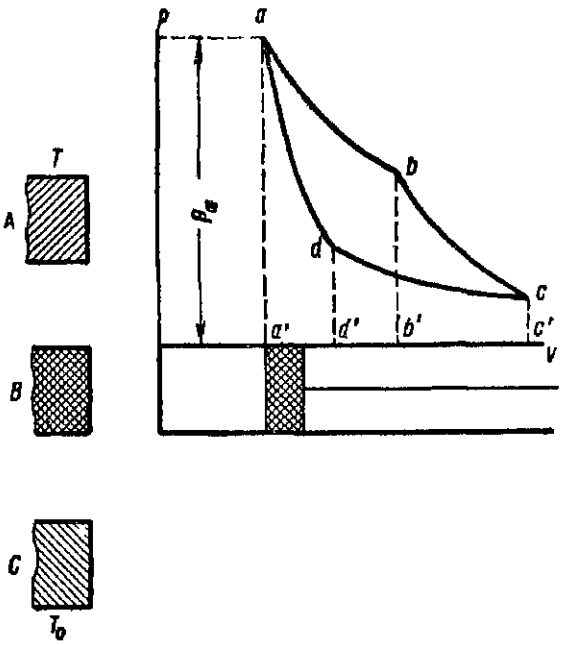


Рис. 4. Схема устройства и действия идеального цилиндра

Назовем тело A — нагреватель, C — охладитель. Воображаемый цилиндр заполнен газообразным рабочим веществом — идеальным газом. Осуществнм в этой системе (рис. 4) процесс и изобразим его графически в V, p-диаграмме.

Пусть начальное состояние рабочего вещества в цилиндре характеризуется точкой a, т. е. оно имеет температуру T, давление p_a и занимает объем v_a. Приставим нагреватель A к дну цилиндра, от этого не произойдет никаких изменений с газом, так как температуры газа и тела A одинаковы.

Предоставим поршню перемещаться слева направо и проследим за изменением сотояния рабочего вещества. Как только поршень переместился вправо на бесконечно малую величину всего пути, соответственно уменьшится давление газа в цилиндре и понизится на бесконечно малую величнну его температура.

Так как это приводит к температурному перепаду между нагревателем A и газом, возникнет теплопоток от нагревателя к газу, в результате которого температура газа снова достигает значения T.

По мере перемещения поршня давление газа будет уменьшаться, объем увеличиваться, а температура останется неизменной и равной T

Остановим поршень в точке b'. Осуществлено изотермическое расширение газа, которое в V, p-диаграмме изображается кривой ab. Очевидно, при изотермическом расширении произведена работа за счет теплоты Q_1, перешедшей от нагревателя A, соответствующая площади $a'abb'$. В точке b' вместо нагревателя A к дну цилиндра приставим изолятор B отчего также не изменится состояние газа, которое характеризуется в точке b диаграммы параметрами p_b, v_b, T.

По мере дальнейшего движения поршня к правой мертвой точке давление газа понижается, объем увеличивается, а температура газа снижается от T до T_0. На этой стадии от b' до c' протекает адиабатическое расширение газа и производится полезная работа, соответствующая площади $b'bcc'$.

В точке c', когда поршень приходит в правое крайнее положение, рабочее вещество характеризуется p_c, v_c, T_0 Когда поршень находится в правой мертвой точке, вместо изолятора B к дну цилиндра приставим охладитель C, а так как температура его также равна T_0, то перестановка тел B и C не изменит состояния рабочего вещества.

Поршень начинает двигаться справа налево. Когда он переместится на бесконечно малое расстояние, давление газа возрастет, а температура повысится на ΔT_0. Как бы ни был мал температурный потенциал, возникает теплопоток, в данном случае от газа к охладителю C, результатом которого является, в каждый из таких моментов, снижение температуры газа до T_0.

Следовательно, от точки c процесс сжатия пойдет по изотерме и на его осуществление должна быть затрачена работа, эквивалентная количеству тепла, которое поглощено охладителем C и равно Q_2.

Эта работа сжатия соответствует площади $d'dcc'$, так как изотермическое сжатие прекращается в точке d, через которую проходит адиабата начальной точки a. В точке d диаграммы рабочее вещество будет иметь p_d, v_d и T_0. В точке d' вместо охладителя C снова приставим ко дну цилиндра изолятор B и продолжим сжатие газа. Работа сжатия, соответствующая площади $a'add'$, увеличит внутреннюю энергию газа. От d до a будет протекать адиабатический процесс сжатия, в результате

которого рабочее вещество — газ — возвращается в исходное состояние, характеризующееся p_a, v_a и T.

Таким образом, рассмотрен прямой цикл Карно и установлено, что при перемещении поршня слева направо от a' до c' совершена положительная работа, соответствующая площади $abcc'a'a$, при перемещении поршня справа налево от c' до a' затрачена работа внешних сил, соответствующая площади $adcc'a'a$.

При ходе поршня слева направо рабочее вещество заимствовало от нагревателя $A\,Q_1$ *ккал* тепла при T, а при обратном его перемещении холодильнику отдана часть заимствованного тепла, а именно Q_2 при T_0. Из индикаторной диаграммы видно, что положительная работа прямого хода поршня больше работы обратного хода и что $Q_1 = Q_2 + abcda$.

Цикл Карно состоит из обратимых процессов, следовательно, и сам он обратим.

Рассмотрим обратный цикл Карно (см. рис. 4), сохранив все условия прямого цикла.

Начальное состояние рабочего вещества в V, p-диаграмме характеризуется точкой a (T, p_a, v_a). Приставим ко дну цилиндра изолятор B и предоставим поршню перемещаться слева направо. По мере его перемещения газ адиабатически расширяется, давление падает и температура понижается. Очевидно, в силу обратимости, процесс будет протекать по адиабате ad до точки d, где газ характеризуется p_d, v_d и T_0. При адиабатическом расширении рабочее вещество совершит полезную работу, соответствующую площади $a'add'$.

Прежде чем продолжить процесс, вместо изолятора B ко дну цилиндра приставим холодное тело C. Как только поршень переместится вправо от точки d' на бесконечно малую величину своего пути, соответственно уменьшится давление газа в цилиндре, увеличится объем, занимаемый газом, и снизится на бесконечно малое значение температура газа. Так как при этом образуется температурный перепад между телом C и газом, возникает теплопоток от холодного тела C к рабочему веществу, в результате которого температура газа снова достигнет значения T_0.

По мере дальнейшего перемещения поршня давление газа уменьшается, объем увеличивается, а температура, вследствие теплопритока от охладителя C, остается неизменной и равной T_0. В результате изотермического расширения газа по dc рабочее вещество совершает положительную работу, соответствующую площади $d'dcc'$ за счет Q_2 *ккал* теплоты, перешедшей к газу от холодного тела C. В точке c, когда поршень находится в крайнем правом положении, газ имеет те же показатели, как

и в точке прямого цикла, т. е. p_c, v_c, T_0. В рассмотренном процессе изотермического расширения рабочее вещество отняло Q_2 *ккал* от холодного тела C. Когда поршень находится в точке c', вместо холодильника C ко дну цилиндра снова приставим изолятор B и заставим поршень двигаться справа налево, сжимая газ в цилиндре. Сжатие проходит по адиабате cb, объем газа уменьшается, а температура его повышается от T_0 до T в точке b. Затраченная на сжатие работа соответствует площади $b'bcc'$. В точке b газ будет характеризоваться p_b, v_b, T.

Удалим в точке b' от дна цилиндра изолятор B и вместо него приставим нагреватель A и продолжим сжатие газа, перемещая поршень к своему крайнему левому положению. Как только поршень переместится на бесконечно малую величину, соответственно уменьшится объем газа, увеличится его давление и возрастает на бесконечно малое значение температура. Так как при этом образуется температурный перепад между газом и нагревателем A, возникает теплопоток от рабочего вещества к нагретому телу A, в результате которого температура газа снова снизится до T. По мере дальнейшего перемещения поршня давление газа увеличивается, объем уменьшается, а температура, вследствие отдачи теплоты телу A, останется неизменной, равной T.

В этом процессе изотермического сжатия по ba затрачивается работа, соответствующая площади $a'abb'$, и нагретому телу A передается рабочим веществом Q_1 *ккал* теплоты. В точке a рабочее вещество характеризуется p_a, v_a, T.

Таким образом, в обратном цикле Карно при перемещении поршня слева направо от a' до c' совершена положительная работа, соответствующая площади $a'adcc'a'$, и от холодного тела отнято Q_2 *ккал* теплоты, при перемещении поршня справа налево от c' до a' затрачена работа сжатия, соответствующая площади $a'abcc'a'$, и рабочим веществом передано нагретому телу Q_1 *ккал* теплоты. Этот процесс показывает, что охлаждение можно осуществить посредством холодильного агента, при непременном условии затраты энергии.

В координатах s, T обратный цикл Карно показан на рис. 5. Цикл состоит из двух изотерм и двух адиабат. При изотермическом расширении 4—1 рабочее вещество отнимает от охлаждаемого тела или среды с низкой температурой T_0 тепло, соответствующее площади *4—1—a—b—4*.

При адиабатическом сжатии *1—2*, на что затрачивается механическая работа AL_{1-2}, температура рабочего вещества возрастает от T_0 до T, а таким образом отнятая от охлаждаемого тела теплота q_0 приводится к более высокому температурному уровню. В изотермическом процессе *2—3* рабочее вещество от-

дает какому-либо телу (например, воде или наружному воздуху) с высокой температурой T тепло q, соответствующее площади *3—2—a—b—3*. Далее рабочее вещество адиабатически расширяется по *3—4* и производит работу расширения AL_{3-4}, а температура рабочего вещества понижается от T до T_0.

Следовательно, в обратном цикле Карно от холодного источника с низкой температурой T_0 отводится q_0 теплоты, и эта теплота передается теплому источнику с высокой температурой T. Для переноса тепла от тела, менее нагретого к более нагретому, затрачивается энергия — механическая работа AL, равная разности работы, затраченной на адиабатическое сжатие рабочего вещества и полученной при его адиабатическом расширении.

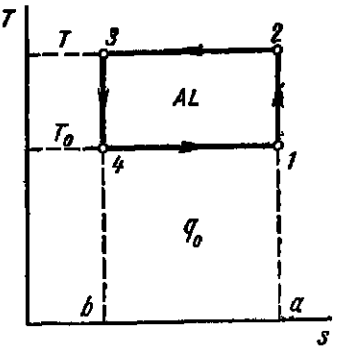


Рис. 5. Обратный цикл Карно

Таким образом, $q=q_0+AL$, откуда $AL=q-q_0$. Отношение $\varepsilon=\frac{q_0}{AL}=\frac{q_0}{q-q_0}$ называется холодильным коэффициентом, который оценивает эффективность работы холодильной машины. Холодильный коэффициент характеризует количество тепла, отводимое от охлаждаемого тела, на единицу затраченной работы.

В энтропийной диаграмме q и q_0 изображаются площадями прямоугольников, а их разность $q—q_0$ представляет собой необходимую для совершения цикла работу. При общем основании прямоугольников можно написать

$$\frac{q}{T}=\frac{q_0}{T_0},$$

тогда

$$\varepsilon=\frac{q_0}{AL}=\frac{q_0}{q-q_0}=\frac{T_0}{T-T_0}.$$

Из выражения $\varepsilon=\frac{T_0}{T-T_0}$ следует, что холодильный коэффициент машины, работающей по обратному циклу Карно, не зависит от природы рабочего вещества (холодильного агента), а является лишь функцией абсолютных температур T и T_0. Холодильный коэффициент будет тем выше, чем меньше разница температур, в пределах которых осуществляется холодильный цикл. Эти выводы важны и в действительных условиях работы холодильных машин. На практике охлаждаемым телом или средой обычно являются пищевые продукты (мясо, рыба,

фрукты, молоко и др.) и воздух изолированных холодильных помещений, в то время как более теплым телом, воспринимающим теплоту охлаждаемого объекта, — обычно вода из естественных водоемов и реже атмосферный воздух.

Чтобы достигнуть более высокого холодильного коэффициента, не следует снижать температуру воздуха охлаждаемого помещения или находящихся в нем продуктов ниже температуры, которая диктуется технологическими требованиями, так как незначительное понижение T_0 вызывает излишнюю затрату энергии на осуществление холодильного процесса. Также следует пользоваться возможно более холодной водой, и если, например, в нашем распоряжении в качестве тела, воспринимающего теплоту, имеется вода из естественного водоема (прудов, озер) и артезианская вода, то при прочих равных условиях следует предпочесть последнюю.

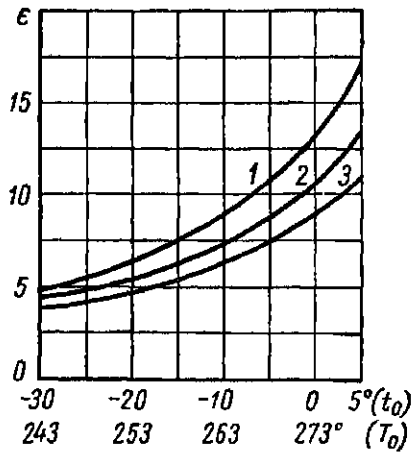


Рис. 6. График изменения холодильного коэффициента:
$1 - t = 20°$, $T = 293°$; $2 - t = 25°$, $T = 298°$; $3 - t = 30°$, $T = 303°$

Холодильный коэффициент для различных значений T (t) и T_0 (t_0) изменяется в достаточно широких пределах и обычно значительно больше единицы (рис. 6). На практике более удобно пользоваться другой величиной, она называется удельной холодопроизводительностью машины K и отличается от холодильного коэффициента значением теплового эквивалента 1 *л. с. ч.* или 1 *квт · ч*. $K = \varepsilon 860$ *ккал/квт · ч* или $K = \varepsilon 632$ *ккал/л. с. ч.* Очевидно, что изменение холодопроизводительности машины, отнесенное к единице затраченной энергии (*л. с. ч., квт · ч*), также показано кривыми (см. рис. 6), но в другом масштабе. Таким образом, машины, служащие для получения низких температур, производят холод за счет затрачиваемой внешней работы и работают на принципе обратного кругового процесса, или осуществляют холодильный цикл.

Эталоном для оценки их эффективности является машина, работающая по обратному циклу Карно, т. е. воображаемая идеальная, но она, так же как в действительных машинах, за счет внешней работы отнимает теплоту от источника с низшей температурой T_0 и переносит ее источнику с высшей температурой T.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

По характеру компенсации холодильного процесса все холодильные машины можно разделить на две группы:

1) машины, в которых холодильный цикл компенсируется расходом энергии в виде тепла. К ним относятся абсорбционная (поглощающая) холодильная машина — АХМ, основанная на свойстве абсорбента поглощать или абсорбировать пары холодильного агента; пароводяная эжекторная холодильная машина — ПХМ, действие ее основано на испарении воды при низкой температуре в условиях вакуума. Подводимая к этой машине тепловая энергия превращается в механическую работу внутри кругового процесса;

2) машины, в которых холодильный цикл компенсируется расходом энергии в виде механической работы. К этой группе относятся: воздушные (газовые) — ВХМ, в них с падением давления воздуха понижается его температура; паровые компрессионные — КХМ, в которых холодильными агентами являются легкосжижаемые газы.

Рассмотрим принцип действия перечисленных холодильных машин.

Абсорбционная холодильная машина (АХМ)

Абсорбционная холодильная машина работает бинарными смесями, термодинамические свойства которых отличаются от свойств однородных веществ. В холодильной технике применяют лишь такие бинарные смеси, компоненты которых при равном давлении имеют резко отличительные температуры кипения.

Этому условию отвечает, например, водоаммиачный раствор, который чаще всего и применяется как рабочее вещество в абсорбционных холодильных машинах.

Компонент, кипящий при низкой температуре, называется легкокипящим, он служит холодильным агентом. Компонент с более высокой температурой кипения — труднокипящим,— он служит абсорбентом в отношении холодильного агента.

Основными частями абсорбционной машины (рис. 7) являются соединенные в систему теплообменные аппараты. В кипятильнике-генераторе *1* водоаммиачный раствор подогревается и доводится до кипения при постоянном давлении, равном давлению в конденсаторе. Необходимое для этого тепло $Q_г$ подводится греющим водяным паром или посредством другого источника. В кипятильнике-генераторе образуются пары аммиака, поступающие по трубопроводу в конденсатор *2*, и слабый раствор, который, проходя через дроссельный вентиль *6* поступает при пониженном давлении в абсорбер *5*.

В конденсаторе 2 под воздействием холодной циркуляционной воды происходит конденсация паров аммиака с отводом от него $Q_к$ *ккал* теплоты. Далее жидкий аммиак дросселируется

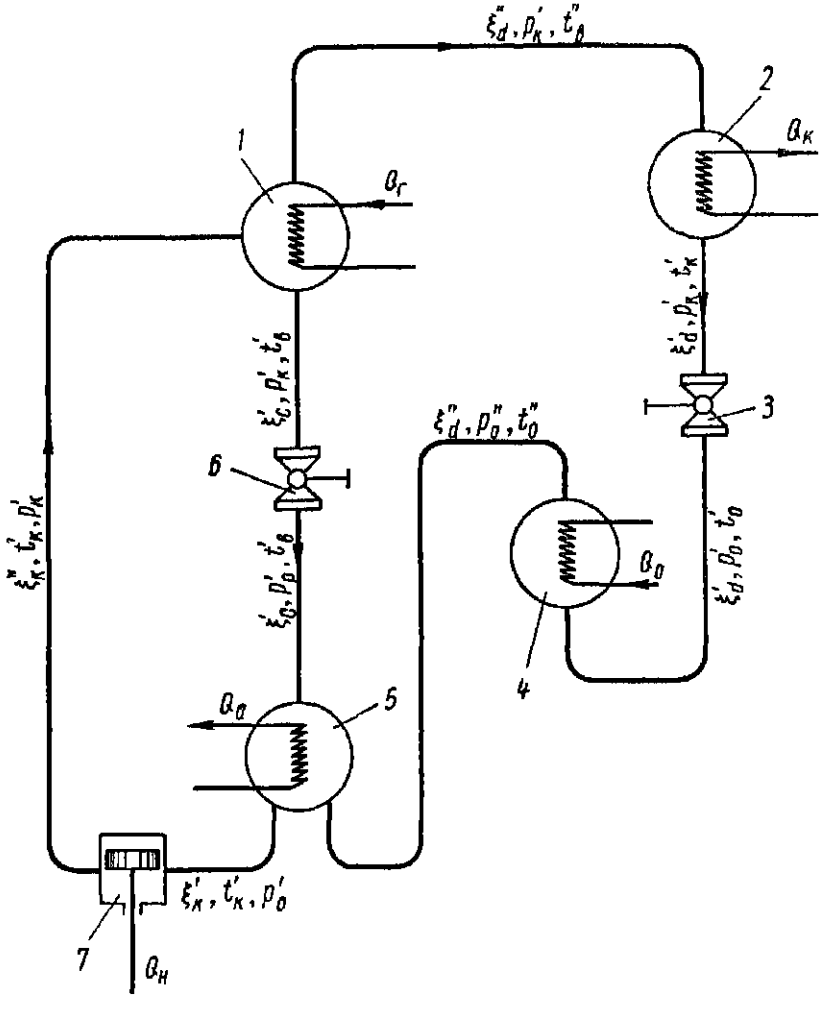


Рис. 7. Схема абсорбционной холодильной машины:

1 — кипятильник-генератор, *2* — конденсатор, *3* — регулирующий вентиль аммиака, *4* — испаритель, *5* — абсорбер, *6* — регулирующий вентиль слабого раствора, *7* — насос для перекачки водоаммиачного раствора

в регулирующем вентиле *3* и поступает при пониженном давлении в испаритель *4*, где кипит за счет отнимаемой от охлаждаемого объекта (пищевой продукт, воздух камеры холодильника) Q_0 *ккал* теплоты.

Холодные пары аммиака из испарителя непрерывно засасываются в абсорбер *5*, где они абсорбируются слабым раствором,

поступающим из кипятильника-генератора. Давление в абсорбере p_0 равно давлению испарителя. Абсорбция сопровождается выделением тепла Q_a, которое отводится при помощи охлаждающей воды. Богатый водоаммиачный раствор насосом 7 перекачивается из области низкого давления p_0 в абсорбере в область высокого давления p в кипятильнике-генераторе, на что затрачивается работа AL_p.

Таким образом, холодильный агент циркулирует в абсорбционной машине по системе: конденсатор — регулирующий вентиль — испаритель — абсорбер — генератор — конденсатор, в то время как абсорбент циркулирует по системе: абсорбер — насос — генератор — регулирующий вентиль — абсорбер.

Действия АХМ объясняются и обусловливаются следующим:

поглощение аммиака водой происходит при любом давлении над уровнем раствора, однако оно увеличивается прямо пропорционально давлению и обратно пропорционально температуре воды;

при поглощении газообразного аммиака водой выделяется значительное количество тепла;

при нагревании водоаммиачного раствора из него выпаривается легкокипящий компонент раствора — аммиак, образуя водоаммиачный пар высокой концентрации. Чем выше давление нагреваемого раствора, тем хуже протекает выпаривание и ниже концентрация образующихся паров. Если температура греющего источника высокая, то слабый раствор получится с меньшим содержанием в нем аммиака;

концентрация паров над раствором всегда выше, чем концентрация самой жидкости (раствора);

при охлаждении водоаммиачных паров в первую очередь конденсируются водяные пары и от этого конечная концентрация первых повышается;

при нагревании раствора или поглощении паров жидкостью концентрация жидкости и пара минимальна в верхней части и максимальна внизу. Аналогичным образом характеризуется состав и по удельному весу.

Через элементы абсорбционной машины проходит разное количество рабочего вещества при различных концентрациях, поэтому, кроме теплового баланса, для абсорбционных машин составляют и материальный. Пусть из абсорбера в кипятильник-генератор насос подает за один час F кг крепкого раствора с концентрацией $\xi_к$. За то же время в нем из раствора выпаривается D кг пара высокой концентрации ξ_d и образуется $(F - D)$ кг слабого раствора с концентрацией ξ_c, который возвращается в абсорбер.

При установившемся состоянии, очевидно, для кипятильника-генератора должно быть выполнено условие

$$F\xi_к = (F-D)\,\xi_c + D\xi_d.$$

Из этого уравнения получаем

$$F\xi_к = F\xi_c - D\xi_c + D\xi_d;$$

$$F\xi_к - F\xi_c = D\xi_d - D\xi_c;$$

$$F(\xi_к - \xi_c) = D(\xi_d - \xi_c);$$

или

$$\frac{F}{D} = \frac{\xi_d - \xi_c}{\xi_к - \xi_c}.$$

Это отношение колнчества богатого раствора к 1 *кг* отогнанных в кипятильнике-генераторе паров (обозначаем f) называется кратностью циркуляции

$$f = \frac{F}{D} = \frac{\xi_d - \xi_c}{\xi_к - \xi_c}.$$

Оно показывает, сколько килограммов крепкого раствора необходимо подать в кипятильник, чтобы получить в нем 1 *кг* аммиачных паров.

Необходимо, чтобы $f > 1$, в протнвном случае в кипятильнике-генераторе будет выпарена вся жидкость.

Практически величину кратности циркуляции следует поддерживать от 4 до 10 *кг/кг*.

Входящне в уравнение величины концентраций зависят:

ξ_d — от $p_к$ (в свою очередь зависящего от температуры охлаждающей воды) и от температуры греющего источника;

ξ_c — от температуры греющего источника, от $p_к$, которое является функцией температуры охлаждающей воды;

$\xi_к$ — от температуры охлаждающей воды и технологических требований.

Таким образом, режим работы АХМ главным образом зависит от температуры охлаждающей воды ($t_{о.\,в}$), греющего источника ($t_{г.\,к}$) и охлаждаемой среды или тела (t_0),

т. е.

$$f = f(t_{о.\,в},\ t_{г\ к},\ t_0).$$

Величина $\xi_к - \xi_c$ определяет зону дегазации и значение ее должно быть около 0,1~0,2. При более низких значениях понижается эффективность работы АХМ, так как в этом случае на 1 *кг* выпариваемого аммиака большее количество тепла затрачивается в генераторе и отнимается в абсорбере.

При более высоких значениях величины $(\xi_к - \xi_с)$ происходит резкое вскипание раствора в генераторе и забрасывание его в конденсатор, что приводит к нарушению нормального режима работы АХМ.

Для баланса тепла должно быть соблюдено равенство

$$Q_г + Q_н + Q_0 = Q_к + Q_а,$$

где $Q_г$ — тепло, подведенное в кипятильнике-генераторе, *ккал/час*;

$Q_н$ — тепловой эквивалент работы насоса, *ккал/час;*

Q_0 — часовая холодопроизводительность, нли тепловая нагрузка испарителя, *ккал/час*;

$Q_к$ — тепло, отведенное в конденсаторе, *ккал/час*;

$Q_а$ — то же, из абсорбера, *ккал/час.*

При расчетах это количество тепла относят к 1 *кг* пара, отогнанного в кипятильнике-генераторе, например $\frac{Q_г}{D} = q_г$ и т. д. Тогда тепловой баланс абсорбционной машины выражается

$$q_г + q_н + q_0 = q_к + q_а.$$

Для оценки эффективности абсорбционной машины служит тепловой коэффнциент $\eta_{АХМ}$, который определяют отношеннем полученной холодопроизводительности q_0 к затраченному теплу $q_г + q_н = q_с$, т. е. $\eta_{АХМ} = \frac{q_0}{q_с}$.

Величнна $q_н$ очень мала, в расчетах ею часто пренебрегают, тогда

$$\eta_{АХМ} = \frac{q_0}{q_г}.$$

Абсорбцнонная машина в пределах температур кипения выше — 35° не отличается высокой экономичностью. Металлоемкость ее велика. Преимуществом этой машины является возможность использования в качестве источника энергии тепла ннзкого потенциала — низкосортного топлива, отработавшего пара или отходящих газов и т. д.

Пароводяная эжекторная холодильиая машина (ПХМ)

Рабочим веществом в пароэжекторной холодильной машине является вода. В данном случае имеют дело с холодильным агентом, весьма распространенным в природе, вполне доступным, безопасным и безвредным, который к тому же характеризуется высоким значением теплоты испарення. В случае работы машины при 0° и ниже к воде добавляют соль, понижающую температуру ее замерзання, и тогда рабочим веще-

ством пароэжекторной машины является раствор. Принципиальная схема пароэжекторной холодильной машины показана на рис. 8. Основные частн машины — испаритель, струйный насос-эжектор, конденсатор, регулирующий вентиль, насос для конденсата и паровой котел. В испарителе *1* поддерживается нпзкое давление p_0. Рабочее вещество — вода или раствор, поступающее в испаритель, кипит при пониженной температуре t_0 за счет теплоты Q_0, отнимаемой от охлаждаемой среды. Холодный пар из испарителя отсасывается паровым эжектором, который состоит из сопла *7*, камеры смешения *9* и диффузора *8*.

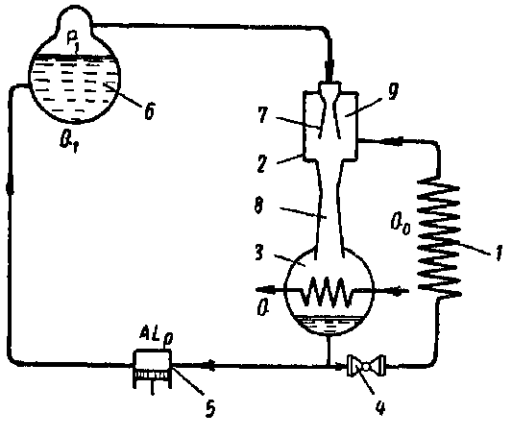


Рис. 8 Принцип действия пароэжекторной холодильной машины

Эжектор *2* действует рабочим паром относительно высокого давления p_1, образующегося в паровом котле *6*. Проходя через сопло *7* эжектора, пар расширяется — прн этом давление его понижается, а скорость движения увеличивается. Ввиду большой скорости струя рабочего пара увлекает, подсасывает холодный пар из испарителя н, смешиваясь с ним в камере *9*, направляется в диффузор *8*, в расширяющейся части которого давление пара повышается за счет снижения его скорости. Таким образом, в диффузоре пар (смесь рабочего пара и холодильного агента) сжимается от давления p_0 в испарителе до p в конденсаторе, так как здесь кинетическая энергия движения превращается в работу. В конденсаторе *3* пар сжижается при температуре t, при этом теплота сжижения Q отводится циркуляционной охлаждающей водой. Часть конденсата поступает через регулирующий вентиль *4* в испаритель и часть с помощью насоса *5* для конденсата в паровой котел *6*. Действие насоса связано с затратой работы AL_p. Для образования рабочего пара к паровому котлу подводят Q_1 *ккал* теплоты. Далее процесс повторяется.

Тепловой баланс пароэжекторной машины выражается уравненнем

$$Q = Q_0 + Q_1 + AL_p = Q_0 + Q_w;$$

$$Q_w = Q_1 + AL_p,$$

где Q — тепло, отведенное в конденсаторе, *ккал/час*;
Q_0 — часовая холодопроизводительность или тепловая нагрузка испарителя, *ккал/час*;
Q_1 — тепло, подведенное в паровом котле, *ккал/час*;
AL_p — тепловой эквивалент работы насоса, *ккал/час*;
Q_w — общий расход тепла в рабочем процессе, *ккал/час*.

Величина AL_p, как и в абсорбционной машине, по сравнению с Q_1 очень мала. Холодильный коэффициент пароэжекторной машины определяют отношением холодопроизводительности к общему расходу тепла

$$\varepsilon_h = \frac{Q_0}{Q_w}.$$

В паровом эжекторе затрачивается не механическая, а тепловая энергия, но в диффузоре происходит трансформация тепловой энергии в механическую работу, которая и расходуется на сжатие здесь смеси рабочего пара и холодильного агента.

В пароэжекторной машине, таким образом, как бы объединяется холодильная и тепловая машины, т. е. осуществляется прямой цикл, в котором происходит превращение тепла в работу, и обратный, благодаря которому тепло переносится от холодного тела к более нагретому.

Применяющиеся в настоящее время пароводяные эжекторные машины работают лишь при высоких температурах в испарителе (4—5°). При температуре кипения воды 4—5° и охлаждающей воды (направляемой в конденсатор) 25—28°, расход пара составляет 5—6 *кг* на 1000 *ккал* холода.

Вследствие значительного расхода воды на конденсатор пароэжекторная машина используется лишь при достаточных и дешевых источниках охлаждающей воды.

Пароэжекторная машнна применяется главным образом для кондиционирования воздуха в стационарных условиях и на некоторых судах, а также в случаях, когда требуется охладить большое количество воды для технологических нужд. В процессах, где используют низкие температуры (например, замораживание и холодильное хранение пищевых продуктов), пароэжекторная машина не применяется.

Воздушная (газовая) компрессионная холодильиая машина

Как показало рассмотрение машины, работающей по обратному циклу Карно, холодильный коэффициент не зависит от природы рабочего вещества (холодильного агента). Поэтому на первой стадии развития холодильной техникн появилось стремление использовать в качестве холодильного агента самое доступное в природе вещество — воздух. Схема воздушной

компрессионной холодильной машины ВХМ показана на рис. 9. Она состоит из компрессора, холодильника, расширительного цилиндра (детандера) и двигателя.

Воздух из охлаждаемого помещения *1* засасывается по трубе *6* компрессором *2* и при адиабатическом сжатии до 4—6 *атм* нагревается. Сжатый воздух из цилиндра компрессора выталкивается в трубчатую систему холодильника *3*, через который по трубам *7* и *8* прокачивается холодная вода. В холодильнике нагретый воздух охлаждается, отдавая часть своего тепла циркуляционной воде. Далее сжатый, но охлажденный воздух поступает в детандер *4*, где работает аналогично пару в паровой машине, и по трубе *9* возвращается в охлаждаемое помещение *1*.

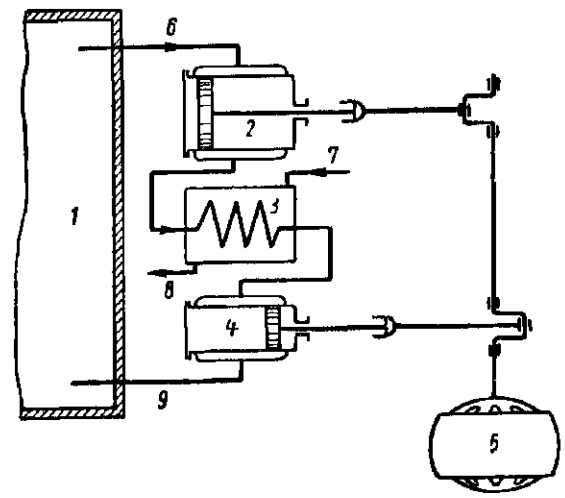


Рис. 9. Схема воздушной компрессионной холодильной машины

Расширительный цилиндр снабжен золотником с ранней отсечкой (0,3~0,4), благодаря чему в детандере достигается большая степень расширения воздуха и его значительное охлаждение (до $-60 \div -70°$).

При адиабатическом расширении в детандере воздух совершает полезную работу. Шатунные механизмы компрессора и детандера соединены с мотылями одного и того же вала, который вращает двигатель *5*, поэтому полезная работа расширения воздуха уменьшает механическую работу, затрачиваемую на холодильный процесс.

Холодный воздух из детандера поступает в холодильную камеру *1*, поддерживая в ней заданную низкую температуру и отнимая тепло от пищевых продуктов или других охлаждаемых объектов. Нагревшийся в камере воздух вновь засасывается в цилиндр компрессора. При выходе из детандера он имеет более низкую температуру, а следовательно, и меньший удельный объем, чем при входе в компрессор, поэтому при одинаковом ходе поршня диаметр цилиндра детандера меньше диаметра цилиндра компрессора.

В связи с этим, детандер возвращает двигателю лишь часть работы, которая затрачена на сжатие воздуха.

На индикаторной днаграмме (рис. 10, *а*) приведены параметры, применительно к конкретному случаю работы машины. Цнкл состоит из двух изобар и двух адиабат; *4—1* изобара подвода тепла к рабочему веществу от источника низкой температуры, *2—3* изобара отвода тепла от рабочего вещества к источнику высокой температуры; *1—2* адиабата сжатия в компрессоре, *3—4* адиабата расширения воздуха в детандере.

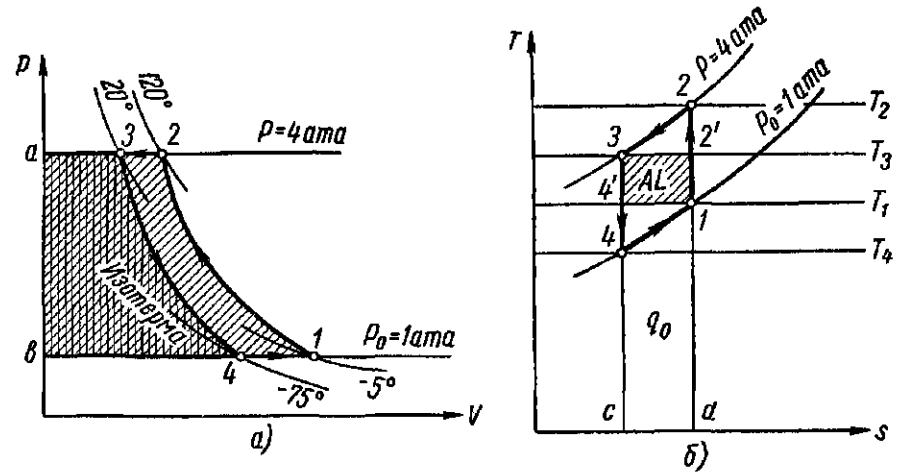


Рис. 10. Изображенне цнкла воздушной холоднльной машнны:
а — V,p-диаграмма; *б — s, T*-диаграмма

Холодильный процесс в воздушной холоднльной машине осуществляется за счет затраты механической работы. В V, p-диаграмме площадь *а—2—1—в* характеризует затраченную работу $L_к$ на компрессор; площадь *а—3—4—в* — полученную, полезную работу $L_е$ детандера. Разность $L_к—L_е=L$, соответствующая площади цикла *3—2—1—4—3*, представляет собой работу, затраченную в воздушной холодильной машине для осуществления холодильного процесса. Тот же процесс в *s, T*-диаграмме показан на рис. 10, *б*.

Здесь *1—2* адиабатическое сжатие воздуха в компрессоре от p_0 до p; *3—4* адиабатическое расширение воздуха в расширительном цилнндре от p до p_0; *2—3* нзобарическое охлаждение воздуха в охладителе от T_2 до T_3 (температура охлаждающей воды); *4—1* изобарический нагрев воздуха в охлаждаемом помещении от T_4 до T_1 (температура охлаждаемого помещения).

Удельная холодопроизводительность воздуха q_0 выражается площадью *c—4—1—d—c*, количество тепла q, отданное воздухом охлаждающей циркуляционной воде,— площадью

c—3—2—d—c. Затраченная для процесса работа $AL=q-q_0$ соответствует площади цикла *1—2—3—4—1*.

Диаграмма показывает, что работа цикла воздушной холодильной машины значительно больше, чем машины, осуществляющей обратный цикл Карно, т. е. *1—2—3—4—1>1—2′—3—4′—1*.

Недостатками воздушных компрессионных машин являются низкое значение холодильного коэффициента и громоздкость машины. Последний недостаток объясняется малой теплоемкостью воздуха ($c_p \approx 0{,}238$ *ккал/кг°* С), при которой для того, чтобы достигнуть заданной холодопроизводительности, через машину в единицу времени пропускают очень большое количество воздуха, обусловливающее большие размеры цилиндра компрессора.

В связи с развитием турбостроения схема воздушной холодильной машины может быть изменена: поршневой компрессор заменен турбокомпрессором, а расширительный цилиндр — воздушной турбиной. При такой модернизации компактный холодильный турбовоздушный агрегат способен пропустить большие объемы воздуха. В этом случае воздушная холодильная машина может найти применение для ряда холодильных процессов.

Паровая компрессионная холодильиая машина (КХМ)

Процесс искусственного охлаждения, осуществляемый с помощью холодильной машины, складывается из четырех, последовательно протекающих операций:

1) для непрерывного отбора теплоты от охлаждаемого тела или среды с низкой температурой необходимо иметь соответствующее количество холодильного агента, температура которого была бы более низкой по сравнению с заданной температурой охлаждаемых тел и среды. Приведение к этому состоянию рабочего вещества, с понижением температуры его за счет внутренней или внешней работы, является первой — наиболее важной операцией охлаждения;

2) при наличии холодильного агента с более низкой температурой, чем охлаждаемый объект, теплота переходит от этого объекта, как от относительно теплого тела, к агенту, т. е. к телу более холодному. Отнятие теплоты от охлаждаемых среды или тела — вторая операция процесса охлаждения;

3) воспринятую холодильным агентом теплоту низкого температурного уровня агент в состоянии передать естественной среде (воде, воздуху) и тем самым как бы выключнть ее из процесса лишь в том случае, если эта теплота будет приведена к температурному уровню, более высокому по сравнению с тем-

пературой естественной среды. Таким образом, приведение теплоты, отнятой холодильным агентом от охлаждаемой среды к более высокому температурному уровню, является третьей важной операцией процесса;

4) последней операцией процесса охлаждения является отдача отнятой от охлаждаемой среды теплоты, а также теплоты, эквивалентной работе, затраченной на повышение температурного уровня первой, теплому источнику, естественной, природной среде (вода, воздух).

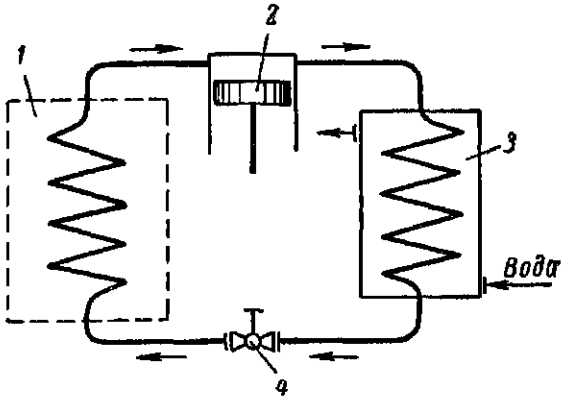


Рис. 11. Схема паровой компрессионной машины

Все эти операции, как элементы процесса искусственного охлаждения, осуществляются в паровой компрессионной машине, принципиальная схема которой показана на рис. 11. Машина состоит из регулирующего вентиля, испарителя, компрессора и конденсатора. Эти части соединены между собой трубопроводами в замкнутую систему, в которой благодаря работе компрессора циркулирует холодильный агент — легкосжижаемый газ.

Испаритель *1* представляет собой трубчатую систему, которая размещается в охлаждаемом помещении или в баке (при охлаждении жидкой среды). В трубчатую систему испарителя холодильной машины непрерывно поступает жидкий холодильный агент или влажный пар с большим содержанием жидкости. Здесь при постоянном пониженном давлении p_0 и соответствующей этому давлению низкой температуре t_0 жидкий холодильный агент кипит за счет теплоты, отнимаемой от охлаждаемой среды (воздуха холодильной камеры, солевого раствора, охлаждаемых или замораживаемых пищевых продуктов и т. д.). Парообразный агент засасывается компрессором *2* и сжимается до высокого давления p. При сжатии температура его сильно повышается.

Таким образом, за счет затраченной внешней работы в холодильном компрессоре теплота, воспринятая холодильным агентом от охлаждаемой среды, поднимается на более высокий температурный уровень.

Компрессор не только обеспечивает циркуляцию холодильного агента по замкнутой системе холодильной машины и

создает перепад давлений в системе, но выполняет в холодильном процессе важную роль теплового насоса. Сжатый и сильно нагретый холодильный агент в состоянии сухого насыщенного или перегретого пара нагнетается компрессором в трубчатую систему конденсатора *3*, через который непрерывно проходит соответствующее количество охлаждающей воды. Так как температура поступающего из компрессора холодильного агента более высокая по сравнению с температурой, проходящей через конденсатор воды, то между холодильным агентом и водой возникает теплообмен, результатом чего является его конденсация.

Этот процесс в конденсаторе протекает при постоянном давлении p и температуре t. Заметим, что охлаждающей воде холодильный агент передал не только теплоту, которая им воспринята в помещении, но и присоединившуюся к ней в компрессоре как эквивалент затраченной работы на сжатие агента.

Жидкий холодильный агент по пути в испаритель проходит через регулирующий вентиль *4*. Он является важной частью холодильной машины и в конструктивном отношении весьма прост. После выхода из конденсатора холодильный агент следовало бы пропустить через расширительный цилиндр, в котором снизилась бы температура холодильного агента в результате его адиабатического расширения. Однако в паровой компрессионной машине применять расширительный цилиндр нецелесообразно, так как он получится очень малых размеров, вследствие незначительного удельного объема рабочей жидкости, и при эксплуатации неудобен.

В регулирующем вентиле осуществляется термодинамический процесс дросселирования или мятия. Проходя через суженое живое сечение регулирующего вентиля, находящегося на границе между областью высокого (конденсатор) и низкого (испаритель) давлений, холодильный агент неравномерно расширяется, и его давление понижается. В данном случае расширение агента не сопровождается отдачей работы, так как она поглощается трением и превращается в тепло, воспринимаемое холодильным агентом.

К регулирующему вентилю холодильный агент подходит в жидком состоянии при давлении p и соответствующей этому давлению температуре t. После дросселирования он поступает в испаритель в виде влажного пара с большим содержанием жидкости, имея давление p_0 и соответствующую ему температуру t_0. Та часть теплоты, которая пошла на частичное испарение холодильного агента, проходящего через регулирующий вентиль, взята от самого агента, поэтому дросселирование протекает при i-const. Процесс дросселирования сопровождается понижением температуры холодильного агента.

В замкнутой системе паровой компрессионной холодильной машины получение холода не сопровождается расходом холодильного агента, если в ней (части машины и трубопроводы) отсутствуют неплотности, являющиеся причиной утечки из системы.

Из холодильных машин, относящихся к первой группе, пароводяная эжекторная машина находит в народном хозяйстве ограниченное применение, она используется только для кондиционирования воздуха и в некоторых случаях на рефрижераторных морских судах специального назначения. Абсорбционная машина применяется в химической и очень редко в других отраслях промышленности. В рыбной промышленности она используется на некоторых береговых, глубинных рыбопромышленных холодильниках и на небольшом количестве рыбопромышленных судов — рефрижераторов. Кроме того, абсорбционная машина применяется в малых бытовых шкафах-холодильниках.

Из машин, относящихся ко второй группе, воздушная (газовая) машина в народном хозяйстве совсем не применяется, а паровая компрессионная холодильная машина является самым распространенным типом машины и находит все более широкое применение во многих отраслях промышленности, сельском хозяйстве, строительстве и в быту.

Исходя из этого далее будут более подробно рассмотрены только паровые компрессионные и менее подробно абсорбционные холодильные машины.

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ЕГО РАСЧЕТ

Идеальной холодильной машиной, или эталоном для оценки эффективности действительных холодильных машин, служит машина, осуществляющая обратный цикл Карно. В *s,T*-диаграмме он изображается в виде прямоугольника, две стороны которого являются изотермами, а две другие — адиабатами.

На диаграмме (рис, 12, *а*) видно, что цикл полностью протекает в области насыщенного пара, в которой изобары сливаются с изотермами. Здесь *1—2* адиабатическое сжатие агента в компрессоре; *2—3* изотермическое сжатие (конденсация) в конденсаторе; *3—4* адиабатическое расширение агента в расширительном цилиндре (в детандере); *4—1* изотермическое расширение (кипение) в испарителе; $N - M$ пограничная кривая.

Но машина, осуществляющая обратный цикл Карно, является воображаемой. Этот идеальный цикл имеет значение для

совершенствования реальных машин, хотя не может быть воспроизведен в действительных условиях. Рассматривая идеальную машину, мы указывали, что при осуществлении искусственного охлаждения обязательным посредником в передаче тепла от холодного тела к теплому является рабочее вещество — холодильный агент. До сих пор холодильный агент рассматривался не как конкретное вещество, а как идеальный газ, и игнорировались его свойства, так как холодильный коэффициент

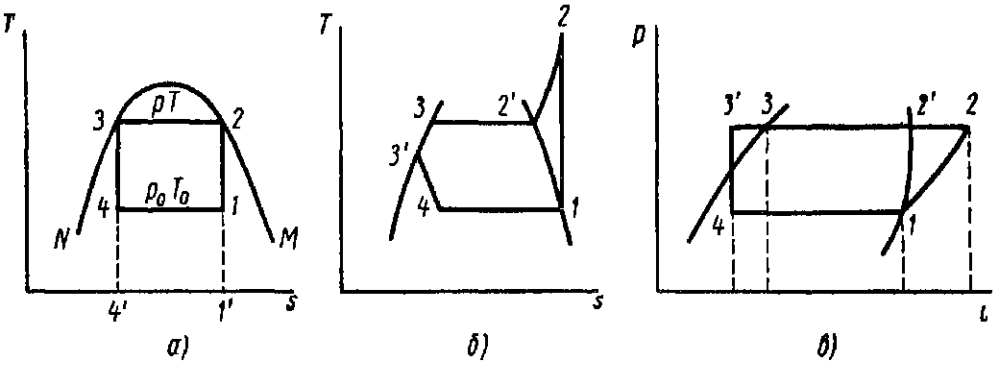


Рис. 12. Изображение холодильного цикла в тепловых диаграммах:
а — идеального цикла в *s, T*-диаграмме; *б* — действительного цикла в *s, T*-диаграмме; *в* — действительного цикла в *i, p*-диаграмме

идеального цикла от природы рабочего вещества не зависит. Однако в действительном процессе участвуют вполне определенные рабочие вещества с различными термодинамическими свойствами. Указывалось также, что в действительных условиях работы паровой компрессионной холодильной машины вместо детандера применяется регулирующий вентиль, в которых протекают совершенно различные термодинамические процессы. Не учитывалось также влияние мертвого пространства в холодильном компрессоре, трение и многие другие явления, которые проявляются в действительных условиях.

Таким образом, действительный процесс значительно отличается от цикла Карно. Наиболее существенными особенностями, характеризующими действительный процесс паровой компрессионной машины, являются следующие:

1) в действительном процессе участвуют конкретные холодильные агенты, которые должны удовлетворять определенным требованиям, они существенно влияют на экономичность работы холодильной машины;

2) отсутствует расширительный цилиндр, он заменен регулирующим вентилем;

3) жидкий холодильный агент перед регулирующим вентилем переохлаждается;

4) осуществлен сухой процесс в компрессоре, при котором цикл выходит за пределы области насыщенного пара;

5) работа холодильного компрессора в действительных условиях сопровождается различными потерями (например, от трения, наличия мертвого пространства, депрессии при всасывании агента). Эти потери будут рассмотрены в главе III.

Перечисленные особенности действительного процесса, за исключением последней, выявляются на *s*, *T*-диаграмме (рис. 12, *б*), где показан действительный процесс паровой компрессионной холодильной машины.

1—2 адиабатическое сжатие холодильного агента в компрессоре; *2—2'—3* изобарный процесс в конденсаторе, охлаждение и конденсация агента; *3—3'* переохлаждение жидкого агента; *3'—4* дросселирование; *4—1* кипение агента в испарителе.

Слева по линии *3—3'* и справа по линии *2'—1* показаны участки пограничной кривой. Из диаграммы видно, что в правой части цикл вышел в область перегретого пара. На рис. 12, *в* тот же процесс показан в координатах *p, i*.

Ниже рассматриваются наиболее существенные черты действительного процесса.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ

Холодильный коэффициент машины, работающей по обратному циклу Карно, не зависит от природы рабочего вещества, поэтому теоретически, в качестве холодильного агента могут быть использованы многие вещества. Вполне естественно было бы в холодильной машине применить вещества наиболее доступные, широко распространенные в природе, например воду. Однако свойства водяного пара таковы, что холодильная машина будет весьма громоздкой и в ней создастся глубокий вакуум. Так, например, при температуре кипения агента — 10° и конденсации 25° давление в испарителе будет 0,00294 *ата*, удельный объем пара $v=451$ *м³/кг*; в конденсаторе давление 0,0324 *ата*, удельный объем агента $v=43{,}4$ *м³/кг*.

Таким образом, в действительных условиях из множества веществ, возможных для использования в качестве холодильных агентов, следует изыскивать и применять вещества, которые удовлетворяют всем термодинамическим и практическим требованиям. В действительных условиях экономичность работы холодильной машины, ее конструкция и размеры в сильной степени зависят от природы холодильного агента. В паровой холодильной машине холодильный агент, циркулируя по замкнутой

системе, непрерывно меняет свое состояние, отнимая тепло от охлаждаемой среды и передавая его теплому источнику, агент изменяет свое агрегатное состояние, что сопровождается в первом случае — восприятием, во втором — отдачей большого количества тепла.

Холодильные агенты следует выбирать, руководствуясь следующими требованиями:

1) давление холодильного агента в конденсаторе должно быть умеренным и не превышать 15—17 *ата*, в испарителе не должно быть вакуума;

2) скрытая теплота парообразования должна быть как можно больше, а удельный объем— меньше;

3) температура замерзания агента должна быть достаточно низкой, критическая температура достаточно высокой;

4) холодильный агент должен иметь высокую степень термодинамического совершенства;

5) холодильный агент должен обладать низкой вязкостью, хорошей теплопроводностью, плохой растворимостью в смазочном масле и повышенной растворнмостью в нем воды;

6) он не должен быть горючим, взрывоопасиым, вредным для жизни и здоровья человека;

7) холодильный агент должен быть нейтральным по отношению к металлам, применяемым в холодильном машиностроении;

8) стоимость холодильных агентов должна быть невысокой.

Значение одних из перечисленных требований ясно без каких-либо обоснований, других же — требует пояснений.

Компрессор и другие части холодильной машины проще в изготовлении при умеренном давлении холодильного агента в конце сжатия в компрессоре и конденсаторе. Соответствующие умеренному давлению толщина стенок цилиндра, крышки и другие детали не приводят к излишнему весу и расходу металла; кроме того, уменьшается возможность утечек агеита через неплотности системы.

Если в испарителе поддерживается вакуум, в систему может проникнуть воздух, а вместе с ним влага. Воздух в системе отрицательно сказывается на режиме работы машины: повышает давление, уменьшает холодопроизводительность машины, вызывает излишний расход механической энергии. Вода стимулирует коррозию металла, вызывает образование ледяных пробок в системе, чем нарушает циркуляцию холодильного агента. Поэтому желательно поддерживать в испарителе давление несколько выше атмосферного.

Второе требование выражает собой условие компактности машины. При большем значении скрытой теплоты парообразо-

вания (r) агента, а следовательно, и удельной холодопроизводительности в системе можно ограничиться меньшим количеством холодильного агента. Чем меньше удельный объем пара v, тем меньший общий объем займет он. Таким образом, чем меньше отношение $\frac{r}{v}$, тем меньше размеры холодильной машины.

Если агент характеризуется высокой температурой замерзания, то нельзя получить достаточно низкие температуры, необходимые для осуществления технологических процессов или для охлаждения помещений. Критическая температура агента должна быть достаточно высокой по сравнению с температурой охлаждающей воды или воздуха, иначе агент не будет конденсироваться.

Степень термодинамического совершенства выражается отношением холодильного коэффициента действительной машины, работающей на даином холодильном агенте, к холодильному коэффициенту обратного цикла Карно. Чем выше это отношение, тем экономичнее и совершеннее машина, тем меньше она отличается от машины-эталона. Поэтому это требование следует считать одним из наиболее важных.

Холодильный агент низкой вязкости с меньшим сопротивлением проходит по трубопроводам системы, через щели клапанов и другие участки машины. Высокий коэффициент теплопроводности агента и его низкая вязкость обусловливают высокую эффективность работы теплопередающих аппаратов — охлаждающих батарей, испарителя, конденсатора.

Трущиеся части холодильной машины внутри системы смазываются маслом, поэтому агент непосредственно соприкасается с ним. Предпочтительно применять те холодильные агенты, которые плохо растворяются в масле, иначе нарушается режим работы холодильной машины (изменяется температура кипения агента, которая зависит от концентрации в рабочем веществе масла), в испарителе образуется пена, ухудшающая теплопередачу и т. д.

Холодильным агентам с повышеиной растворимостью в них воды отдается предпочтение, так как в противном случае попавшая в систему вода может замерзнуть в испарителе и тогда нарушается работа машины.

Основные требования к агентам показывают сложность выбора рабочего вещества для практического использования в холодильной технике, так как такое вещество должно удовлетворять комплексу показателей термодинамического, физико-химического, физиологического и экономического характера. Современная холодильная техника пока не знает холодильиого

агента, который удовлетворял бы всем перечисленным требованиям, и изыскание новых агентов, которые возможно в большей степени отвечали бы этим требованиям, является весьма актуальной задачей. Проф. И. С. Бадылькес (ВНИХИ) разработал обобщенный метод исследования свойств холодильных агентов, что должно способствовать успешному решению этой задачи. В настоящее время в качестве холодильных агентов широко применяются аммиак (NH_3) и фреон-12 (CF_2Cl_2), реже фреон-22 (CHF_2Cl) и фреон-142 ($C_2H_3F_2Cl$). Находят также применение, но весьма ограниченное, некоторые другие вещества, например углекислота (CO_2), хлористый метил (CH_3Cl), сернистый ангидрид (SO_2).

В табл. 1 приведены абсолютные давления насыщенных паров для холодильных агентов и некоторых других веществ при температурах, в пределах которых обычно работают холодильные машины.

Таблица 1

Абсолютное давление насыщенных паров холодильных агентов при различных температурах, *кг/см*²

Температура, °С	Холодильный агент								
	водяной пар (H_2O)	эфир	сернистый ангидрид (SO_2)	аммиак (NH_3)	углекислота (CO_2)	хлорметил (CH_3Cl)	фреон-12 (CF_2Cl_2)	фреон-22 (CHF_2Cl)	фреон-142 ($C_2H_3F_2Cl$)
—20	0,0013	0,09	0,65	1,94	20,06	1,20	1,54	2,51	0,65
—10	0,0029	0,15	1,03	2,97	26,99	1,78	2,24	3,65	1,00
0	0,0062	0,25	1,59	4,38	35,54	2,57	3,15	5,09	1,48
20	0,0238	0,59	3,37	8,74	58,46	4,99	5,79	9,35	2,95

Данные о водяном паре и эфире здесь приведены для сравнения с другими агентами и для того, чтобы показать, что эти два вещества совершенно не удовлетворяют первому требованию из приведенного перечня. Если бы применить водяной пар или эфир в качестве агента, то машина работала бы при вакууме не только в области испарителя, но и конденсатора. Из табл. 1 видно, что аммнак, фреон-12, фреон-22, хлористый метил вполне отвечают этому требованию. Сернистый ангидрид и фреон-142 следует признать (с точки зрения первого требования) ограниченно пригодными, так как при температуре испарения —20° в испарителе образуется вакуум. Однако, если машина будет работать при температуре —10°, то этот недостаток исчезнет.

Углекислотные машины работают с наибольшим давлением, в этом их недостаток. Табл. 2 приведена для характеристики

машии, работающих с различными холодильными агентами, соответственно второму требованию. Чем выше вычисленное отношение $\frac{r}{v}$, тем лучше агент удовлетворяет требованию компактности, так как размер машины определяется тем объемом холодильного агента, который должен пройти через компрессор в единицу времени для достижения заданной холодопроизводительности.

Таблица 2

Теплота парообразования на 1 $м^3$ пара, *ккал*

Температура, °С	Холодильный агент					
	водяной пар (H_2O)	сернистый ангидрид (SO_2)	аммиак (NH_3)	углекислота (CO_2)	хлорметил (CH_3Cl)	фреон-12 (CF_2Cl_2)
—20	0,6	187	503	3490	287	355
—10	1,3	284	738	4400	413	476
0	2,9	407	1040	5460	576	651

Наибольшее отношение $\frac{r}{v}$ имеет углекислота, что и обусловливает наименьшие размеры углекислотной машины по сравнению с другими. Наилучшим образом второму требованию удовлетворяет углекислота, затем аммиак, фреон-12 и хлорметил. Применение сернистого ангидрида приводит к относительно большим размерам машины; огромные размеры имела бы также машина, работающая на водяном паре.

В табл. 3 приведены данные о холодопроизводительности весовой и объемной и сравнительные размеры цилиндров холодильных компрессоров, при $t_0=-15$ и $t=30°$ без переохлаждения.

Весовая холодопроизводительность агента рассчитана по уравнению $q_0=r\left(1-\frac{x}{100}\right)$, т. е. при условии поступления в компрессор сухого насыщенного пара.

Все применяемые в технике холодильные агенты имеют достаточно высокие критические температуры, кроме углекислоты. Поэтому углекислотные машины нельзя применять в условиях жаркого климата, при высокой температуре воды в водоемах. На морских судах, несмотря на компактность углекислотной машины, их не следует использовать, если рейсы рефрижераторных судов проходят через тропические акватории. В этом случае холодильная машина перестанет производить холод, как

Таблица 3

Весовая и объемная холодопроизводительность всасываемых паров для разных агентов и сравнительные размеры цилиндров компрессоров

Холодильный агент	Теплота парообразования r, *ккал/кг*	Степень сухости после дросселирования, %	Холодопроизводительность на 1 *кг* q_0, *ккал/кг*	Удельный объем сухого насыщенного пара v_1 при $t_0 = -15°$, $м^3/кг$	Объемная холодопроизводительность qv, *ккал/м³*	Сравнительные размеры цилиндров компрессоров ($CO_2 = 1$)
CO_2	65,26	52,8	30,80	0,0166	1854,4	1,00
NH_3	313,9	16,0	263,60	0,509	518,0	3,58
CF_2Cl_2 (ф-12)	38,57	26,6	28,32	0,093	305,6	6,07
CH_3Cl	100,5	16,9	83,52	0,291	287,3	6,45
SO_2	93,6	15,5	79,14	0,405	195,1	9,50

только судио оказывается в тропиках, где температура забортной воды превышает критическую температуру углекислоты. Это объясняется именно низкой критической температурой углекислоты. Последняя при высокой температуре охлаждающей воды не сжижается, и паровая холодильная машина автоматически превращается в газовую, не способную дать нужного холодильного эффекта.

Таблица 4

Критическое давление и температура кипения

Холодильный агент	Критическое давление, *ата*	Температура, °С		
		критическая	кипения при атмосферном давлении	затвердевания
CO_2	75,2	31	—79	—57
NH_3	115,2	133	—33	—78
CF_2Cl_2 (ф-12)	42,0	112	—30	—155
CH_3Cl	68,1	143	—24	—97
SO_2	80,3	157	—10	—75
CHF_2Cl (ф-22)	50,3	96	—41	—160
$C_2H_3F_2Cl$ (ф-142)	42,3	137	—10	—131

Температура замерзания агентов (табл. 4) достаточно низкая, вполне обеспечивающая осуществление холодильных процессов пищевых производств.

В табл. 5 приведены значения степени термодинамического совершенства при $t_0 = -15°$ и $t = 30°$ без переохлаждения.

Таблица 5

Холодильный коэффициент и степень термодинамического совершенства

Холодильный агент	Холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4$, *ккал/кг*	Работа сжатия $A_2 = i_2 - i_1$, *ккал/кг*	Холодильный коэффициент		Степень термодинамического совершенства $\eta_t = \frac{\varepsilon_{теор}}{\varepsilon_к}$
			$\varepsilon_{теор}$	$\varepsilon_к$	
NH_3	263,6	55,5	4,75	5,73	0,83
CF_2Cl_2 (ф-12)	28,32	5,97	4,75	5,73	0,83
CH_3Cl	83,52	17,35	4,81	5,73	0,84
SO_2	79,14	16,4	4,81	5,73	0,84
CO_2	30,80	12,20	2,52	5,73	0,44

Углекислота является веществом с низкой степенью термодинамического совершенства, что связано с низкой критической температурой ее и объясняется значительными потерями в процессе дросселирования.

При выборе агента следует учитывать такие показатели, как вязкость и теплопроводность. Они используются в расчетах теплопередающих аппаратов и трубопроводов. В табл. 6 приведены значения динамических коэффициентов вязкости жидкости μ' и сухого насыщенного пара μ''.

Таблица 6

Динамические коэффициенты вязкости, *кг сек/м²* $\cdot 10^6$

Температура, °С	H_2O		NH_3		CO_2		CF_2Cl_2 (ф-12)	
	$\mu' 10^6$	$\mu'' 10^6$	$\mu' 10^6$	$\mu'' 10^6$	$\mu' 10^6$	$\mu'' 10^6$	$\mu' 10^6$	$\mu'' 10^6$
—20	—	—	25,75	1,11	—	—	—	1,12
—15	—	—	—	—	11,79	1,68	32,2	—
—10	—	—	25,10	1,15	11,34	1,70	31,3	1,15
0	183,3	0,922	24,36	1,20	10,27	1,77	28,3	1,18
5	—	—	—	—	—	—	27,0	—
10	—	—	23,42	1,26	8,86	1,87	25,8	1,21
20	102,4	0,994	22,6	1,32	7,15	2,07	23,7	1,24
30	—	—	—	—	—	—	21,9	1,27

В табл. 7 приведены коэффициенты теплопроводности некоторых холодильных агентов в жидком и парообразиом состоянии. Эти коэффициенты используют ие только при выборе агента, но и при расчетах теплопередающих аппаратов холодильиых машин.

Таблица 7

Коэффициеиты теплопроводности для разлнчиых холодильиых агентов, λ *ккал/м °С час*

Температура, °С	H_2O		NH_3		CO_2		CF_2Cl_2 (ф-12)	
	жидкость	пар	жидкость	пар	жидкость	пар	жидкость	пар
—30	—	0,0126	0,53	0,0167	0,14	0,0108	0,093	0,0063
—20	—	0,0132	0,51	0,0175	0,125	0,0112	0,090	0,0067
—10	—	0,0138	0,48	0,0184	0,115	0,0118	0,087	0,0070
0	0,475	0,0144	0,46	0,0192	0,10	0,0124	0,083	0,0073
10	0,490	0,0150	0,442	0,020	0,09	0,0130	0,080	0,0077
20	0,510	0,0156	0,42	0,0208	0,08	0,0136	0,077	0,0080
30	0,520	0,0162	0,40	0,0220	0,07	0,0142	0,073	0,0083
40	0,534	0,0168	0,38	0,0228	0,06	0,0148	0,070	0,0086
60	0,562	0,0180	—	0,0242	—	0,0160	—	0,0083
80	0,590	0,0192	—	—	—	0,0171	—	0,010
100	0,620	0,0204	—	—	—	0,0182	—	0,0106

Средиие значения теплоемкостей жидких холодильных агентов в интервале температур от 30 до —15° можно принимать равными: для углекислоты 0,76, аммиака 1,12, фреона-12 0,228 *ккал/кг°* С.

Аммиак горит в воздухе плохо (желтоватым пламенем), в кислороде хорошо (зеленоватым пламенем).

При содержании аммиака в воздухе от 13,1 до 26,8% об. образуется взрывоопасная смесь, взрыв возможеи при наличии открытого пламени. Аналогичным образом ведет себя хлористый метил. Взрывоопасная смесь образуется при содержании в воздухе хлорметила от 8,1 до 17,2% об. Небольшие отклонения в ту или другую сторону (на 1—2%) делают эти смеси негорючими.

Весьма огнеопасен эфир, однако он как холодильный агент не применяется.

Все другие агенты не горят и не дают взрывов. Углекислота не только невзрывоопасна, но применяется как средство для ликвидации огня.

Данные о степени вредности холодильных агентов для жизни и здоровья человека приведены в табл. 8.

Таблица 8

Вредиость холодильных агеитов

Холодильный агент	Класс вредности	Холодильный агент в воздухе, % об.	Продолжительность пребывания, мин.
SO_2	1	0,5—1,0	5
NH_3	2	0,5—1,0	30
CH_3Cl	3	2—2,5	120
CO_2	4	29—30	30
CHF_2Cl (ф-22)	4	10—15	30
$C_2H_3F_2Cl$ (ф-142)	5	20—25	60
CF_2Cl_2 (ф-12)	5	25—30	120

Самым опасиым холодильным агентом является сернистый ангидрид. Наименее вредными холодильными агентами надо считать углекислоту и фреоны.

Углекислота тяжелее воздуха, поэтому она оседает вниз и представляет опасность для человека в случае большого скопления в помещении.

В отношеиии черных металлов (чугун, железо, сталь) аммиак нейтрален, но в присутствии влаги действует разъедающе на медь и ее сплавы. Фреон-12 разъедает сплавы с содержанием магния; в отношении других металлов, применяемых в машиностроении, он при отсутствии воды нейтрален.

Сернистый ангидрид при наличии влаги образует серную кислоту, которая сильно разъедает детали из железа и стали.

При выборе холодильного агента необходимо в полной мере учесть конкретные условия, в которых будет работать проектируемая машина, и исходя из этого определить те требования, которые в этих условиях будут важнейшими.

В настоящее время в паровых компрессорных машинах самыми распространенными холодильными агентами являются аммиак и фреон-12.

Аммиак (NH_3) как холодильный агент предложен в 1870 г.; это бесцветный газ, обладает хорошими термодинамическими качествами; добывается путем соединения азота с водородом при высоких давлениях (до 1000 *ата*). Температура кипения аммиака при атмосферном давлении —33,4°, следовательно, при температуре, выше указанной, давление в испарителе выше атмосферного. Давление в конденсаторе обычно 8—13 *ата* и даже при очень теплой воде (30°) не превышает 15 *ата*. Температура затвердевания жидкого аммиака —77,8°. Он имеет достаточно высокую степень термодинамического совершенства.

В связи со значительной объемной холодопроизводительностью аммиака компрессоры, работающие на этом агенте, имеют сравнительно небольшие размеры. Аммиак почти не растворяется в масле. Для смазки трущихся частей компрессора применяют веретенное масло-2, со следующими показателями:

Вязкость по Энглеру при 50°	2—2,3
Температура застывания, °С	Не выше —25
Удельный вес, *кг/л*:	
при 20°	0,876
» 4°	0,896
Температура вспышки, °С	160
Содержание золы, %	Не более 0,02

В масле не должны присутствовать механические примеси и вода. При температуре застывания не выше —25° исключается возможность замерзания масла в холодильной машине (например, в испарителе или регулирующем вентиле).

Аммиак хорошо растворяется в воде, так что при температуре 15° на один объем воды приходится 700 объемов аммиака. Технический аммиак должен содержать не более 0,2% воды.

Наряду с положительными свойствами аммиак имеет недостатки: он взрывоопасен, отличается резким характерным запахом, оказывает вредное влияние на организм человека — вызывает сильное раздражение глаз и дыхательных путей. Если в воздухе содержится свыше 1% об. аммиака, то возможно отравление.

Фреон-12 (CF_2Cl_2) или дифтордихлорметан применяется начиная с 30-х годов; в настоящее время он находит все более широкое применение; обладает хорошими термодинамическими качествами. Фреоны — это хлорфторозамещенные углеводороды. Исходными углеводородами для получения фреонов являются метан (CH_4) и этан (C_2H_6).

Среди фреонов фреон-12 как холодильный агент находит наиболее широкое распространение. Температура кипения фреона-12 при атмосферном давлении — 29,8°. Давление в конденсаторе не превышает 10 *ата*. Температура замерзания жидкого фреона —155°. Наряду с аммиаком фреон-12 является агентом с достаточно высокой степенью термодинамического совершенства. Объемная холодопроизводительность фреона-12 для умеренно низких температур ниже, по сравнению с аммиаком, поэтому размеры фреонового компрессора при равной холодопроизводительности несколько больше аммиачного.

Фреон интенсивно растворяется в масле, в связи с чем вязкость масла заметно уменьшается. Для обеспечения надежной смазки во фреоновых машинах применяют специальные, более

вязкие масла, например минеральное масло — фреоновое холодильное масло со следующими показателями:

Температура вспышки, ° по Бренкену	Не ниже 170
Температура застывания, °С	Не выше —40
Вязкость при 50°, ° по Энглеру . . .	Не ниже —50
Содержание механических примесей, %	Не более 0,007
Содержание золы, % . . .	Не более 0,007

В масле не должны содержаться водорастворимые кислоты и щелочи, а также вода. Растворимость воды в жидком фреоне мала, при 0° не более 0,006% вес. Чтобы исключить возможность образования в системе ледяных пробок, а также коррозии машины, содержание воды в системе не должно превышать 0,004% вес.

Перед заполнением агентом фреоновая машина должна быть тщательно просушена. Основным положительным свойством фреона-12 является его относительная безвредность, так как только при большом содержании в воздухе (более 30% об.) появляются признаки отравления организма из-за недостатка кислорода. Фреон-12 не имеет запаха и его пары не оказывают действия на вкус и цвет пищевых продуктов (мяса, рыбы, молока, овощей).

Вместе с тем фреон-12 не свободен и от некоторых недостатков; он весьма текуч, проникает через малейшие неплотности в соединениях и даже через пористые металлы. В связи с этим холодильная фреоновая машина должна быть выполнена с особой тщательностью и отвечать строгим требованиям герметичности.

Кроме того, фреон имеет высокую стоимость.

Представляют интерес также холодильные агенты — фреон-22 и фреон-142.

Фреон-22 (CHF_2Cl), или дифтормонохлорметан, имеет температуру кипения при атмосферном давлении —40,8°, критическую температуру —96° и температуру затвердевания —160°.

Этот холодильный агент может применяться в поршневых машинах различной холодопроизводительности, в том числе и в крупных машинах, для температуры кипения до —35° в одноступенчатом и до —80° в двухступенчатом выполнении. Для крупных и средних машин максимальная температура конденсации не выше 40°, а для мелких до 45°.

Фреон-142 ($C_2H_3F_2Cl$), или дифтормонохлорэтан, имеет температуру кипения при атмосферном давлении —9,25°, критическую температуру 136,45° и температуру затвердевания —130,8°. Вследствие относительно высокой нормальной температуры кипения он допускает температуру конденсации до 85°,

Таблица 9

Насыщенные пары аммиака (газовая постоянная $R = 49{,}8$)

Температура, °C	Абсолютное давление, кг/см²	Удельный объем		Удельный вес		Энтальпия		Теплота парообразования, r ккал/кг	Энтропия	
		жидкости, v' л/кг	сухого пара, v'' м³/кг	жидкости, γ' кг/л	сухого пара, γ'' кг/м³	жидкости, i' ккал/кг	сухого пара, i'' ккал/кг		жидкости, s' ккал/кг	сухого пара, s'' ккал/кг
—50	0,4169	1,4245	2,6250	0,7020	0,3810	46,16	384,73	338,57	0,7830	2,3006
—48	0,4687	1,4293	2,3531	0,6996	0,4250	48,25	385,54	337,29	0,7923	2,2907
—46	0,5257	1,4342	2,1140	0,6973	0,4730	50,36	386,35	335,99	0,8016	2,2811
—44	0,5883	1,4392	1,9032	0,6948	0,5254	52,47	387,14	334,67	0,8109	2,2717
—42	0,6569	1,4442	1,7169	0,6924	0,5824	54,60	387,93	333,33	0,8201	2,2625
—40	0,7319	1,4493	1,5520	0,6900	0,6443	56,72	388,70	331,98	0,8293	2,2535
—38	0,8137	1,4545	1,4058	0,6875	0,7113	58,82	389,47	330,65	0,8382	2,2446
—36	0,9029	1,4597	1,2756	0,6851	0,7839	60,98	390,23	329,25	0,8473	2,2360
—35	0,9504	1,4623	1,2160	0,6839	0,8224	62,05	390,60	328,55	0,8518	2,2317
—34	0,9998	1,4649	1,1598	0,6826	0,8622	63,09	390,47	327,88	0,8562	2,2275
—33	1,0514	1,4676	1,1065	0,6814	0,9038	64,18	391,34	327,16	0,8607	2,2233
—32	1,1051	1,4703	1,0561	0,6801	0,9469	65,26	391,71	326,45	0,8652	2,2192
—31	1,1609	1,4730	1,0086	0,6789	0,9915	66,31	392,07	325,76	0,8695	2,2151
—30	1,2191	1,4757	0,9635	0,6776	1,038	67,40	392,43	325,03	0,8741	2,2111
—29	1,2795	1,4784	0,9209	0,6764	1,086	68,46	392,79	324,33	0,8783	2,2070
—28	1,3424	1,4811	0,8805	0,6752	1,136	69,54	393,14	323,60	0,8828	2,2031
—27	1,4077	1,4839	0,8422	0,6739	1,187	70,61	393,49	322,88	0,8871	2,1991
—26	1,4755	1,4867	0,8059	0,6726	1,241	71,68	393,84	322,16	0,8914	2,1952
—25	1,5460	1,4895	0,7715	0,6714	1,296	72,77	394,19	321,42	0,8959	2,1914
—24	1,6191	1,4923	0,7388	0,6701	1,354	73,84	394,53	320,69	0,9001	2,1875
—23	1,6949	1,4951	0,7078	0,6689	1,413	74,91	394,87	319,96	0,9044	2,1837
—22	1,7736	1,4980	0,6783	0,6676	1,474	75,99	395,20	319,21	0,9087	2,1800
—21	1,8552	1,5008	0,6503	0,6663	1,538	77,07	395,54	318,47	0,9129	2,1762
—20	1,9397	1,5037	0,6237	0,6650	1,603	78,15	395,87	317,72	0,9173	2,1726
—19	2,0273	1,5066	0,5984	0,6637	1,671	79,23	396,19	316,96	0,9215	2,1689
—18	2,1180	1,5096	0,5743	0,6624	1,741	80,31	396,51	316,20	0,9258	2,1653
—17	2,2119	1,5125	0,5514	0,6612	1,814	81,39	396,83	315,44	0,9300	2,1617
—16	2,3091	1,5155	0,5296	0,6598	1,888	82,48	397,15	314,67	0,9342	2,1581
—15	2,4097	1,5185	0,5088	0,6585	1,965	83,57	397,46	313,89	0,9384	2,1546
—14	2,5137	1,5215	0,4889	0,657	2,045	84,65	397,77	313,12	0,9426	2,1511
—13	2,2612	1,5245	0,4701	0,6560	2,127	85,74	398,08	312,34	0,9468	2,1476
—12	2,7324	1,5276	0,4520	0,6546	2,212	86,84	398,38	311,54	0,9509	2,1441
—11	2,8472	1,5307	0,4349	0,6533	2,299	87,92	398,68	310,76	0,9551	2,1407
—10	2,9658	1,5338	0,4185	0,6520	2,389	89,01	398,97	309,96	0,9592	2,1373
—9	3,0883	1,5369	0,4028	0,6507	2,483	90,11	399,26	309,15	0,9633	2,1339
—8	3,2147	1,5400	0,3878	0,6494	2,579	91,21	399,55	308,34	0,9675	2,1306
—7	3,3452	1,5432	0,3735	0,6480	2,677	92,29	399,83	307,54	0,9716	2,1273
—6	3,4798	1,5464	0,3599	0,6467	2,779	93,41	400,12	306,71	0,9757	2,1240
—5	3,6186	1,5496	0,3468	0,6453	2,884	94,50	400,39	305,89	0,9797	2,1207
—4	3,7617	1,5528	0,3343	0,6440	2,991	95,59	400,66	305,07	0,9838	2,1175
—3	3,9092	1,5561	0,3224	0,6426	3,102	96,69	400,93	304,24	0,9879	2,1143
—2	4,0612	1,5594	0,3109	0,6413	3,216	97,79	401,20	303,41	0,9919	2,1111

Продолжение

Температура, °С	Абсолютное давление, кг/см²	Удельный объем		Удельный вес		Энтальпия		Теплота парообразования, r ккал/кг	Энтропия	
		жидкости, v' м³/кг	сухого пара, v'' м³/кг	жидкости, γ' кг/м³	сухого пара, γ'' кг/м³	жидкости, i' ккал/кг	сухого пара, i'' ккал/кг		жидкости, s' ккал/кг	сухого пара, s'' ккал/кг
−1	4,2179	1,5627	0,3000	0,6399	3,333	98,90	401,46	302,56	0,9959	2,1079
0	4,3791	1,5660	0,2895	0,6386	3,454	100,00	401,72	301,72	1,0000	2,1048
1	4,5452	1,5694	0,2795	0,6372	3,578	101,10	401,97	300,87	1,0040	2,1017
2	4,7161	1,5727	0,2698	0,6358	3,706	102,21	402,22	300,01	1,0080	2,0986
3	4,8920	1,5761	0,2606	0,6345	3,837	103,31	402,46	299,15	1,0120	2,0955
4	5,0730	1,5796	0,2517	0,6331	3,973	104,44	402,71	298,27	1,0160	2,0924
5	5,2591	1,5831	0,2433	0,6317	4,110	105,54	402,95	297,41	1,0200	2,0894
6	5,4505	1,5866	0,2351	0,6303	4,254	106,65	403,18	296,53	1,0239	2,0864
7	5,6473	1,5901	0,2273	0,6289	4,399	107,77	403,41	295,64	1,0279	2,0834
8	5,8495	1,5936	0,2198	0,6275	4,550	108,89	403,64	294,75	1,0318	2,0804
9	6,0573	1,5972	0,2126	0,6261	4,704	110,00	403,85	293,85	1,0359	2,0775
10	6,2707	1,6008	0,2056	0,6247	4,864	111,12	404,08	292,96	1,0397	2,0745
11	6,4900	1,6045	0,1990	0,6232	5,025	112,23	404,29	292,06	1,0436	2,0716
12	6,7151	1,6081	0,1926	0,6219	5,192	113,35	404,49	291,14	1,0475	2,0687
13	6,9462	1,6118	0,1864	0,6204	5,365	114,47	404,70	290,23	1,0515	2,0659
14	7,1834	1,6156	0,1805	0,6190	5,540	115,61	404,90	298,29	1,0554	2,0630
15	7,4267	1,6193	0,1748	0,6176	5,721	116,73	405,10	208,37	1,0593	2,0602
16	7,6764	1,6231	0,1693	0,6161	5,907	117,86	405,30	287,44	1,0631	2,0574
17	7,9325	1,6270	0,1641	0,6146	6,094	119,03	405,50	286,47	1,0671	2,0548
18	8,1950	1,6308	0,1590	0,6132	6,289	120,12	405,67	285,55	1,0709	2,0518
19	8,4643	1,6347	0,1541	0,6117	6,489	121,25	405,85	284,60	1,0747	2,0490
20	8,7402	1,6386	0,1494	0,6103	6,693	122,40	406,03	283,63	1,0786	2,0463
21	9,0230	1,6426	0,1449	0,6088	6,901	123,54	406,20	282,66	1,0824	2,0435
22	9,3128	1,6466	0,1405	0,6073	7,117	124,70	406,37	281,67	1,0863	2,0408
23	9,6096	1,6506	0,1363	0,6058	7,337	125,82	406,53	280,71	1,0901	2,0381
24	9,9136	1,6547	0,1322	0,6043	7,564	126,97	406,70	279,73	1,0939	2,0354
25	10,225	1,6568	0,1283	0,6028	7,794	128,13	406,85	278,72	1,0977	2,0327
26	10,544	1,6630	0,1245	0,6013	8,032	129,27	406,99	277,72	1,1016	2,0801
27	10,870	1,6672	0,1208	0,5998	8,278	130,43	407,16	276,73	1,1053	2,0274
28	11,204	1,6714	0,1173	0,5983	8,525	131,59	407,30	275,71	1,1091	2,0248
29	11,545	1,6757	0,1139	0,5968	8,780	132,72	407,43	274,71	1,1129	2,0222
30	11,895	1,6300	0,1106	0,5952	9,042	133,88	407,56	273,68	1,1166	2,0196
31	12,252	1,6844	0,1075	0,5937	9,302	135,01	407,68	272,67	1,1203	2,0170
32	12,618	1,6888	0,1044	0,5921	9,579	136,20	407,81	271,61	1,1242	2,0144
33	12,992	1,6932	0,1014	0,5906	9,862	137,34	407,92	270,58	1,1279	2,0119
34	13,374	1,6977	0,0986	0,5890	10,14	138,52	408,04	269,52	1,1317	2,0093
35	13,765	1,7023	0,0958	0,5874	10,44	139,70	408,14	268,44	1,1354	2,0067
36	14,164	1,7069	0,0931	0,5859	10,74	140,87	408,25	267,38	1,1392	2,0042
38	14,989	1,7162	0,0880	0,5827	11,36	143,20	408,43	265,23	1,1467	1,9992
40	15,850	1,7257	0,0833	0,5795	12,00	145,57	408,57	263,00	1,1541	1,9941
42	16,747	1,7354	0,0788	0,5762	12,69	147,93	408,73	260,80	1,1614	1,9891
44	17,683	1,7454	0,0746	0,5729	13,40	150,30	408,82	258,52	1,1689	1,9842
46	18,657	1,7555	0,0707	0,5696	14,14	152,70	408,90	256,20	1,1763	1,9792
50	20,727	1,7766	0,0635	0,5629	15,75	157,53	408,95	251,42	1,1910	1,9692

Насыщенные пары фреона-12 (CF_2Cl_2)
(газовая постоянная $R = 6{,}54$)

Температура, °С	Абсолютная температура, T °К	Абсолютное давление, p кг/см²	Удельный объем		Удельный вес		Энтальпия		Теплота парообразования, r ккал/кг	Энтропия	
			жидкости, v' л/кг	сухого пара v'' м³/кг	жидкости, γ' кг/л	сухого пара, γ'' кг/м³	жидкости, i' ккал/кг	сухого пара, i'' ккал/кг		жидкости s' ккал/кг °К	сухого пара, s'' ккал/кг °К
—60	213,1	0,2315	0,6349	0,6394	1,575	1,564	87,68	130,00	42,32	0,94946	1,14806
—55	218,1	0,3065	0,6406	0.4930	1,561	2,208	88,63	130,59	41,96	0,95387	1,14627
—50	223,1	0,3999	0,6468	0,3854	1,546	2,595	89,59	131,18	41,59	0,95824	1,14468
—48	225,1	0,4432	0,6493	0,3504	1,540	2,854	89,97	131,42	41,45	0,95997	1,14410
—46	227,1	0,4900	0,6515	0,3193	1,535	3,132	90,36	131,65	41,29	0,96170	1,14352
—44	229,1	0,5409	0,6540	0,2914	1,529	3,432	90,76	131,89	41,13	0,96342	1,14297
—42	231,1	0,5958	0,6566	0,2665	1,523	3,752	91,15	132,13	40,98	0,96515	1,14247
—40	233,1	0,6551	0,6592	0,2441	1,517	4,097	91,55	132,36	40,81	0,96685	1,14193
—44	229,1	0,5409	0,6540	0,2914	1,529	3,432	90,76	131,89	41,13	0,96342	1,14297
—42	231,1	0,5958	0,6566	0,2665	1,523	3,752	91,15	132,13	40,98	0,96515	1,14247
—40	233,1	0,6551	0,6592	0,2441	1,517	4,097	91,55	132,36	40,81	0,96685	1,14193
—39	234,1	0,6865	0,6605	0,2337	1,514	4,279	91,75	132,48	40,73	0,96770	1,14170
—38	235,1	0,7189	0,6618	0,2239	1,511	4,466	91,95	132,48	40,65	0,96855	1,14146
—37	236,1	0,7523	0,6631	0,2146	1,508	4,660	92,15	132,72	40,57	0,96941	1,14124
—36	237,1	0,7875	0,6645	0,2057	1,505	4,862	92,35	132,83	40,48	0,97026	1,14101
—35	238,1	0,8238	0,6658	0,1973	1,502	5,069	92,55	132,95	40,40	0,97110	1,14078
—34	239,1	0,8610	0,6671	0,1894	1,499	5,280	92,76	133,07	40,31	0,97194	1,14055
—33	240,1	0,9000	0,6684	0,1818	1,496	5,501	92,96	133,19	40,23	0,97278	1,14034
—32	241,1	0,9400	0,6698	0,1747	1,493	5,721	93,16	133,30	40,14	0,97364	1,14014
—31	242,1	0,9818	0,6711	0,1678	1,490	5,960	93,37	133,43	40,06	0,97448	1,13993
—30	243,1	1,0245	0,6725	0,1613	1,487	6,200	93,57	133,54	39,97	0,97532	1,13975
—29	244,1	1,0688	0,6739	0,1551	1,484	6,447	93,78	133,66	39,88	0,97616	1,13954
—28	245,1	1,1149	0,6752	0,1492	1,481	6,702	93,98	133,77	39,79	0,97669	1,13934
—27	246,1	1,1622	0,6766	0,1436	1,478	6,964	94,19	133,90	39,71	0,97783	1,13917
—26	247,1	1,2109	0,6780	0,1382	1,475	6,236	94,40	134,01	39,61	0,97867	1,13899
—25	248,1	1,2616	0,6793	0,1331	1,472	7,513	94,61	134,13	39,52	0,97950	1,13879

Температура, °C	Абсолютная температура, T °K	Абсолютное давление, p кг/см²	Удельный объем		Удельный вес		Энтальпия		Теплота парообразования, r ккал/кг	Энтропия	
			жидкости, v' л/кг	сухого пара, v'' м³/кг	жидкости, γ' кг/л	сухого пара, γ'' кг/м³	жидкости, i' ккал/кг	сухого пара, i'' ккал/кг		жидкости, s' ккал/кг °K	сухого пара, s'' ккал/кг °K
—24	249,1	1,3140	0,6807	0,1282	1,469	7,800	94,81	134,24	39,43	0,98033	1,13862
—23	250,1	1,3678	0,6821	0,1235	1,466	8,097	95,02	134,36	39,34	0,98116	1,13845
—22	251,1	1,4227	0,6835	0,1190	1,463	8,403	95,23	134,47	39,24	0,98200	1,13829
—21	252,1	1,4905	0,6854	0,1147	1,459	8,718	95,44	134,59	39,15	0,98283	1,13814
—20	253,1	1,5396	0,6868	0,1107	1,456	9,034	95,65	134,71	39,06	0,98365	1,13798
—19	254,1	1,6005	0,6882	0,1067	1,453	9,372	95,87	134,83	38,96	0,98448	1,13783
—18	255,1	1,6627	0,6897	0,1030	1,450	9,709	96,08	134,95	38,87	0,98531	1,13768
—17	256,1	1,7275	0,6911	0,09938	1,447	10,06	96,29	135,06	38,77	0,98614	1,13753
—16	257,1	1,7940	0,6925	0,09597	1,444	10,42	96,50	135,17	38,67	0,98696	1,13738
—15	258,1	1,8622	0,6940	0,09268	1,441	10,79	96,72	136,29	38,57	0,98778	1,13723
—14	259,1	1,9321	0,6954	0,08952	1,438	11,17	96,93	135,40	38,47	0,98860	1,13709
—13	260,1	2,0050	0,6973	0,08650	1,434	11,56	97,15	135,52	38,37	0,98942	1,13695
—12	261,1	2,0793	0,6988	0,08361	1,431	11,96	97,36	135,63	38,27	0,99025	1,13682
—11	262,1	2,1555	0,7003	0,08082	1,428	12,37	97,58	135,75	38,17	0,99107	1,13668
—10	263,1	2,2342	0,7018	0,07813	1,425	12,80	97,80	135,87	38,07	0,99188	1,13657
— 9	264,1	2,3148	0,7032	0,07558	1,422	12,23	98,02	135,98	37,96	0,99270	1,13644
— 8	265,1	2,3984	0,7047	0,07313	1,419	13,68	98,23	136,09	37,86	0,99351	1,13633
— 7	266,1	2,4833	0,7062	0,07078	1,416	14,13	98,45	136,20	37,75	0,99432	1,13620
— 6	267,1	2,5712	0,7077	0,06852	1,413	14,60	98,67	136,32	37,65	0,99514	1,13609
— 5	268,1	2,6602	0,7092	0,06635	1,410	15,08	98,89	136,43	37,54	0,99595	1,13598
— 4	269,1	2,7531	0,7107	0,06427	1,407	15,57	99,11	136,54	37,43	0,99676	1,13586
— 3	270,1	2,8479	0,7127	0,06226	1,403	16,07	99,33	136,65	37,32	0,99757	1,13575
— 2	271,1	2,9439	0,7143	0,06028	1,400	16,59	99,56	136,77	37,21	0,99839	1,13566
— 1	272,1	3,0446	0,7158	0,05844	1,397	17,11	99,78	136,88	37,10	0,99919	1,13555
0	273,1	3,1465	0,7173	0,05657	1,394	17,65	100,00	136,99	36,99	1,00000	1,13546
1	274,1	3,2511	0,7189	0,05496	1,391	18,20	100,22	137,10	36,88	1,00081	1,13535
2	275,1	3,3583	0,7205	0,05330	1,388	18,76	100,45	137,21	36,76	1,00161	1,13524
3	276,1	3,4676	0,7220	0,05168	1,385	19,35	100,67	137,32	36,65	1,00242	1,13515
4	277,1	3,5804	0,7241	0,05012	1,381	19,95	100,90	137,43	36,53	1,00322	1,13506

Продолжение

Температура, °С	Абсолютная температура, T °К	Абсолютное давление, p кг/см²	Удельный объем		Удельный вес		Энтальпия		Теплота парообразования r ккал/кг	Энтропия	
			жидкости, v' л/кг	сухого пара, v'' м³/кг	жидкости, γ' кг/л	сухого пара, γ'' кг/м³	жидкости, i' ккал/кг	сухого пара, i'' ккал/кг		жидкости, s' ккал/кг °К	сухого пара, s'' ккал/кг °К
5	278,1	3,6959	0,7257	0,04863	1,378	20,56	101,12	137,54	36,42	1,00402	1,13497
6	279,1	3,8135	0,7273	0,04721	1,375	21,18	101,35	137,65	36,30	1,00483	1,13488
7	280,1	3,9348	0,7289	0,04583	1,372	21,82	101,58	137,76	36,18	1,00563	1,13480
8	281,1	4,0582	0,7310	0,04450	1,368	22,47	101,80	137,86	36,06	1,00643	1,13471
9	282,1	4,1853	0,7326	0,04323	1,365	23,13	102.03	137,97	36,94	1,00723	1,13462
10	283,1	4,3135	0,7342	0,04204	1,362	23,79	102,26	138,08	35,82	1,00803	1,13455
11	284,1	4,4466	0,7358	0,04086	1,359	24,48	102,49	138,18	35,69	1,00883	1,13446
12	285,1	4,5828	0,7380	0,03970	1,355	25,19	102,72	138,29	35,57	1,00963	1,13439
13	286,1	4,7209	0,7396	0,03858	1,352	25,92	102,95	138,39	35,44	1,01042	1,13430
14	287,1	4,8621	0,7413	0,03751	1,349	26,66	103,18	138,49	35,31	1,01122	1,13422
15	288,1	5,0076	0,7435	0,03648	1,345	27,41	103,42	138,61	35,19	1,01201	1,13414
16	289,1	5,1550	0,7452	0,03517	1,342	28,19	103,65	138,70	35,05	1,01281	1,13407
17	290,1	5,3067	0,7468	0,03449	1,339	29,99	103,88	138,81	34,93	1,01361	1,13400
18	291,1	5,4605	0,7591	0,03354	1,335	20,87	104,12	138,91	34,79	1,01440	1,13392
19	292,1	5,6172	0,7507	0,03263	1,332	30,65	104,35	139,01	34,66	1,01519	1,13385
20	293,1	5,7786	0,7524	0,03175	1,329	31,50	104,59	139,12	34,53	1,01598	1,13378
21	294,1	5,9432	0,7547	0,03089	1,325	32,38	104,82	139,21	34,39	1,01678	1,13372
22	295,1	6,1112	0,7570	0,03005	1,321	33,28	105,06	139,31	34,25	1,01757	1,13364
23	296,1	6,2825	0,7587	0,02925	1,318	34,19	105,29	139,40	34,11	1,01835	1,13356
24	297,1	6,4584	0,7605	0,02848	1,315	35,11	105,53	139,50	33,97	1,01914	1,13350
25	298,1	6,6363	0,7628	0,02773	1,311	36,07	105,77	139,61	33,84	1,01993	1,13344
26	299,1	6,8175	0,7645	0,02700	1,308	37,04	106,01	139,70	33,69	1,02072	1,13337
27	300,1	7,0020	0,7669	0,02629	1,304	38,04	106,25	139,79	33,54	1,02151	1,13329
28	301,1	7,1933	0,7692	0,02560	1,300	39,06	106,49	139,89	33,40	1,02229	1,13322
29	302,1	7,3863	0,7710	0,02494	1,297	40,10	106,73	139,98	33,25	1,02307	1,13315
30	303,1	7,5810	0,7734	0,02433	1,293	41,11	106,97	140,08	33,11	1,02387	1,13310
31	304,1	7,7826	0,7758	0,02371	1,289	42,18	107,21	140,16	32,95	1,02465	1,13301
32	305,1	7,9897	0,7782	0,02309	1,285	43,31	107,45	140,25	32,80	1,02543	1,13294
33	306,1	8,2003	0,7800	0,02250	1,282	44,45	107,69	140,34	32,65	1,02620	1,13286

Продолжение

Температура, °С	Абсолютная температура, T °К	Абсолютное давление, p кг/см²	Удельный объем		Удельный вес		Энтальпия		Теплота парообразования, r ккал/кг	Энтропия	
			жидкости, v' м³/кг	сухого пара, v'' м³/кг	жидкости, γ' кг/м³	сухого пара γ'' кг/м³	жидкости, i' ккал/кг	сухого пара, i'' ккал/кг		жидкости, s' ккал/кг °К	сухого пара, s'' ккал/кг °К
34	307,1	8,4087	0,7825	0,02192	1,278	45,62	107,94	140,43	32,49	1,02699	1,13280
35	308,1	8,6264	0,7849	0,02136	1,274	46,81	108,18	140,51	32,33	1,02778	1,13273
36	309,1	8,8475	0,7874	0,02083	1,270	48,01	108,43	140,61	32,18	1,02856	1,13266
38	311,1	9,2989	0,7918	0,01980	1,263	50,51	108,92	140,77	31,85	1,03011	1,13250
40	313,1	9,7707	0,7968	0,01882	1,255	53,13	109,41	140,94	31,53	1,03167	1,13236
42	315,1	10,257	0,8019	0,01789	1,247	55,90	110,91	141,10	31,19	1,03324	1,13222
44	317,1	10,763	0,8071	0,01700	1,239	58,83	110,41	141,25	30,84	1,03478	1,13204
46	319,1	11,283	0,8130	0,01614	1,230	61,95	110,91	141,40	30,49	1,03634	1,13188
48	321,1	11,828	0,8190	0,01533	1,221	65,24	111,41	141,54	30,13	1,03778	1,13170
50	323,1	12,386	0,8244	0,01459	1,213	68,56	111,91	141,66	29,75	1,03943	1,13151

и поэтому может применяться в установках, требующих охлаждения конденсатора воздухом с высокой температурой.

Этот холодильный агент может быть также использован в турбокомпрессориых агрегатах крупной производительности.

Агенты содержат и транспортируют в стальных цилиндрических баллонах, испытанных иа давление, соответствующее термодинамическим свойствам холодильного агента. Баллоны окрашивают в обусловленные правилами цвета: аммиачные — в желтый, фреоновые — в алюминиевый, углекислотные — в черный.

Термодинамические свойства насыщенных паров аммиака и фреона-12 в пределах для первого — от —50 до 50°, для второго — от —60 до 50° приведены в табл. 9 и 10.

Эти таблицы используют в тепловых расчетах холодильных циклов и при анализе отдельных термодинамических процессов.

С той же целью применяют тепловые диаграммы: энтропийную s, T и энтальпийную p, i.

ЭНТРОПИЙНАЯ И ЭНТАЛЬПИЙНАЯ ДИАГРАММЫ

Энтропия — функция состояния тела, увеличивающаяся при подводе к иему тепла. Энтропия означает «обращение внутрь» и характеризует степень обесценения тепловой энергии или рассеяния ее.

Энтальпия — количество энергии (тепла и механической работы), которое должно быть подведено к телу, чтобы привести его из начального в данное состояние.

В тепловых диаграммах термодинамические процессы, протекающие при неизменности одного какого-либо параметра, или изопроцессы, изображают изолиниями; при неизменности объема — изохорой (v); давления — изобарой (p); темпера-

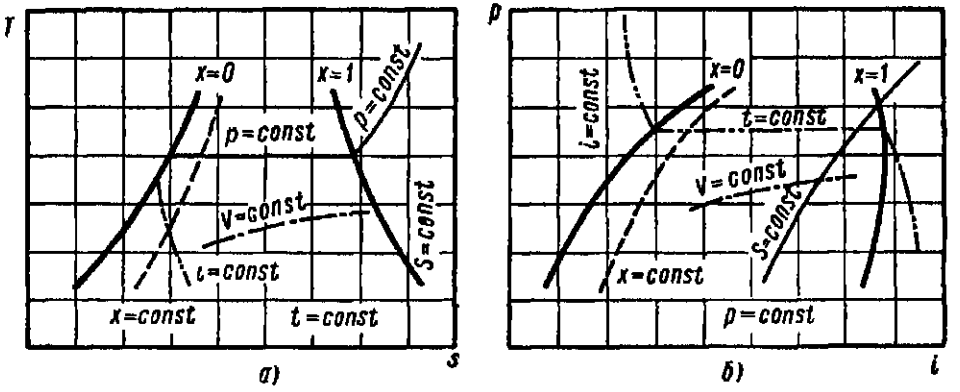


Рис. 13. Эитропийная s, T и энтальпийная i, p-днаграммы

туры — изотермой (T, t); энтропии — адиабатой или изоэитропой (s); теплосодержания — изоэнтальпой (i).

Основой энтропийной диаграммы (рис. 13, $а$) являются правая ($x=1$) и левая ($x=0$) пограничные кривые и линии постоянной энтропии s, значения которых наносят по оси абсцисс и постоянной температуры T.

Кроме того, на s, T-диаграмме наносят изобары p, изохоры v, изоэнтальпы i и лиинии постояиного паросодержания x.

Основой энтальпийной диаграммы (рис. 13, $б$) служат пограничные кривые и линии постоянного теплосодержания i, значения которых наносят по оси абсцисс, и постоянного давления p — по оси ординат. Для уменьшения размеров диаграммы по оси ординат вместо p откладывают величиину $\lg p$. Кроме того, на диаграмму наносят изолинии, рассмотренные на энтропийной диаграмме. В энтропийной диаграмме количество тепла определяется площадью, а в энтальпийной — отрезками прямой линии, поэтому при расчетах удобнее пользоваться последней диаграммой.

Эитропийная и энтальпийная диаграммы для аммиака и фреона-12 даны в приложениях 1, 2, 3 и 4.

В дальнейшем при рассмотрении особенностей действительного процесса паровой компрессионной холодильной машины мы будем пользоваться *s*, *T*-диаграммой, так как она позволяет показать их характер более наглядно.

РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ ЦИЛИНДР И РЕГУЛИРУЮЩИЙ ВЕНТИЛЬ

Назначение расширительного цилиндра в схеме холодильной машины состоит в том, чтобы осуществить в нем адиабатный процесс расширения рабочего вещества, который сопровождается понижением температуры. За счет производства некоторой работы холодильный агент охлаждается и тем самым приводится в состояние, при котором приобретает способность к восприятию тепла от холодной среды или тела с низкой температурой.

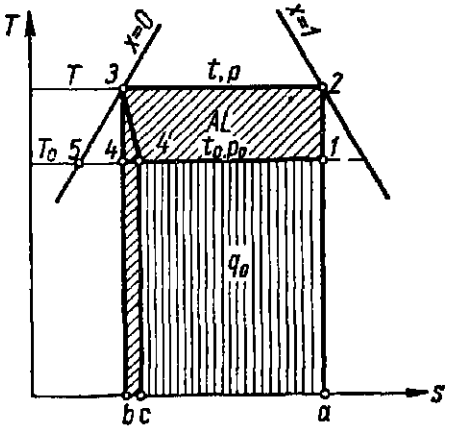


Рис. 14. Потери от замены расширительного цилиндра регулирующим вентилем

Теоретический процесс работы машины с расширительным цилиндром изображается в *s*, *T*-диаграмме площадью *1—2—3—4* (рис. 14), холодопроизводительность 1 *кг* холодильного агента q_0 соответствует площади *a—1—4—b—a* и количество тепла, отданное им в конденсаторе q — площади *a—2—3—b—a*.

Работа цикла *AL*, соответствующая площади *1—2—3—4—1*, равна разности работ компрессора и расширительного цилиндра.

Холодильный коэффициент цикла составит

$$\varepsilon_к = \frac{\text{пл. } a-1-4-b-a}{\text{пл } 1-2-3-4-1} = \frac{T_0}{T-T_0}.$$

В компрессионных холодильных машинах, работающих легкосжижаемыми газами, расширительный цилиндр заменяется регулирующим вентилем.

Такая замена диктуется практическими соображениями, несмотря на то, что теоретически процесс с расширительным цилиндром является более выгодным, чем с дросселированием. Это объясняется тем, что поступающий в расширительный цилиндр

жидкий холодильный агент имеет очень небольшой удельный объем и поэтому расширительный цилиндр получается очень малых размеров, конструктивно трудно выполнимый. Кроме того, при малых размерах цилиндра работа расширения агента ничтожна.

Та же задача подготовки агента к восприятию тепла от холодного тела может быть решена посредством дросселирования рабочего вещества в регулирующем вентиле, которым в практических условиях пользоваться очень удобно. Так как адиабатный процесс расширения в детандере заменяется необратимым процессом дросселирования в регулирующем вентиле, то последний будет протекать по изоэнтальпе. На рис. 14 дросселирование изображено линией *3—4*, проведенной в *s, T*-диаграмме согласно уравнению $i=\text{const}$, так как дросселирование протекает без совершения работы и теплообмена с внешней средой.

Процесс работы машины с регулирующим вентилем изображается в энтропийной диаграмме площадью *1—2—3—4′—1*. Холодопроизводительность 1 *кг* агента q_0 выражается площадью *a—1—4′—c—a*, т. е. в этом случае она уменьшается по сравнению с процессом с расширительным цилиндром соответственно площади *c—4′—4—b*. Затрата работы увеличивается соответственно той же площади *c—4′—4—b* или практически равновеликой ей площади *4—3—5—4*, так как работа, которую мог бы произвести агент в детандере, потеряна. Количество внешней работы, затрачиваемой на осуществление процесса, в данном случае определяется полной работой компрессора, т. е. без вычета из нее работы детандера.

Холодильный коэффициент цикла составит

$$\varepsilon = \frac{\text{пл. } a-1-4'-c-a}{\text{пл. } 1-2-3-5-1}.$$

Отсюда ясно, что $\dfrac{\text{пл. } a-1-4-b-a}{\text{пл. } 1-2-3-4-1} > \dfrac{\text{пл. } a-1-4'-c-a}{\text{пл. } 1-2-3-5-1}$.

Таким образом, замена детандера регулирующим вентилем уменьшает холодопронзводительность и увеличивает затрачиваемую внешнюю работу. Поэтому $\varepsilon < \varepsilon_к$.

Тепловая энергия рабочего вещества, которая могла бы быть использована в детандере, в данном случае переносится за регулирующий вентиль и за счет этой энергии происходит частичное испарение холодильного агента. Содержание тепла в сухом насыщенном паре равно сумме i'_0+r_0,

где i'_0 — энтальпия жидкости при температуре испарения t^o;

r_0 — скрытая теплота парообразования.

Перед регулирующим вентилем холодильный агеит находится в жидком состоянии и характеризуется t_1 (температура конденсации), энтальпией i'_1, так как $t_1 > t_0$, то $i'_1 > i'_0$.

Разность $i'_1 - i'_0$ и определяет то количество теплоты агента, которое затрачивается на частичное парообразование его, вызываемое дросселированием в регулирующем вентиле. Холодильное действие или холодопроизводительность 1 *кг* агента составит

$$q_0 = r_0 - (i'_1 - i'_0) \text{ ккал/кг}.$$

Очевидно, чем больше величина $(i'_1 - i'_0)$ по отношению к величине r_0, тем больше отрицательное влияние регулирующего вентиля на холодопроизводительность машины. В машинах с разными холодильными агентами степень влияния регулирующего вентиля различна (табл. 11).

Таблица 11

Влияние регулирующего вентиля

Холодильный агент	t_0	i'_0	r_0	t_1	i'_1	$i'_1 - i'_0$	$r_0 - (i'_1 - i'_0)$	$\frac{i'_1 - i'_0}{r_0}$
SO_2	—10	—3,14	93,6	20	6,62	9,76	83,84	0,104
NH_3	—10	—10,97	309,64	20	22,38	33,35	276,29	0,107
CO_2	—10	—5,1	62,4	20	13,1	18,2	44,2	0,292
CH_3Cl	—10	—3,71	99,31	20	7,56	11,27	88,04	0,114
CF_2Cl_2 (ф-12) .	—10	—2,2	38,07	20	4,59	6,79	31,28	0,178

Отрицательное влияние регулирующего вентиля в наибольшей степени сказывается в машинах, работающих с углекислотой. Одиако и в отношении всех других машин следует изыскивать способы уменьшения этого отрицательного влияния регулирующего вентиля, несмотря на его практическое удобство.

ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ ЖИДКОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

Понижение температуры жидкого агента перед регулирующим вентилем называется переохлаждением. От сжиженного в конденсаторе холодильного агента при неизменном давлении, соответствующем температуре конденсации, отводится теплота с таким расчетом, чтобы к регулирующему вентилю агент подошел с возможно более низкой температурой. Практически, пользуясь холодной водой, удается понизить температуру агента на несколько градусов по сравнению с температурой конденсации.

Сущность процесса переохлаждения состоит в том, что содержание тепла в жидком холодильном агенте, вступающем в регулирующий вентиль, уменьшается, благодаря чему снижается парообразование агента в процессе дросселирования.

На энтропийной диаграмме (рис. 15) переохлаждение изображено линией *3'—3*, являющейся изобарой, но практически совпадающей с левой пограничной кривой. Из диаграммы видно, что вследствие переохлаждения холодильное действие 1 *кг* агента возрастает соответственно площади *c—4'—4—b—c*.

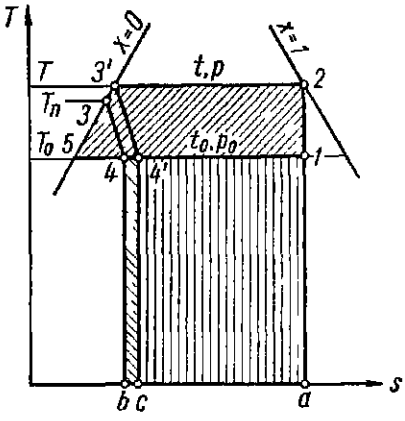


Рис. 15. Процесс переохлаждения

Покажем на конкретном примере эффективность процесса переохлаждения холодильиого агента. Определим холодопроизводительность 1 *кг* агента аммиачной машины, работающей при температуре кипеиия $t_0 = -10°$ и конденсации $t_1 = 20°$. Расчет произведен для случаев работы машины без переохлаждения и с переохлаждением агента на 5°.

При работе машииы без переохлаждения

$$q_0 = r_0 - (i_1' - i_0') = 309{,}64 - (22{,}38 - 10{,}97) = 276{,}29 \text{ ккал/кг},$$

с переохлаждением

$$q_0 = 309{,}64 - (16{,}72 + 10{,}97) = 281{,}95 \text{ ккал/кг},$$

т. е. на 2% больше.

Процесс переохлаждения дает достаточно ощутимый положительный результат и его можно рассматривать как средство ослабленпя отрицательного влияния регулирующего вентиля.

Влияние процесса переохлаждения для различных холодильных агентов при одном и том же режиме работы машииы (температура испарения —10°, конденсации 20°, переохлаждения 15°) показаио в табл. 12.

Лучшие результаты от переохлаждения получаются в углекислотных машинах, но и для всех других агентов оно весьма полезно.

Известны два способа осуществления процесса переохлаждения: 1) применение противоточного кондеисатора, т. е. такой трубчатой системы, в которой холодильный агент и охлаждающая вода движутся во встречном направлении — противотоком.

Таблица 12

Процесс переохлаждения холодильных агентов

Холодильный агент	Энтальпия переохлажденной жидкости, *ккал/кг*	Наибольшее холодильное действие, *ккал/кг*		Увеличение холодильного действия	
		без переохлаждения	с переохлаждением	*ккал*	%
SO_2	4,92	83,84	84,54	1,70	2
NH_3	16,72	276,29	281,95	5,66	2
CO_2	9,2	44,2	48,1	3,9	8,8
CH_3Cl	5,66	88,04	89,94	1,9	2,2
CF_2Cl (ф-12) . . .	3,42	93,6	95,6	2,2	2,12

В этом случае сконденсированный агент по выходе из конденсатора (на конечном его участке) будет встречаться с поступающей для конденсации наиболее холодной водой. Теплообмен на этом участке приводит к понижению температуры жидкого агента против температуры конденсации; 2) включение в схему холодильной установки специального теплообменного аппарата — переохладителя. В конструктивном отношении переохладитель обычно мало отличается от конденсатора, но в последнем холодильный агент изменяет свое агрегатное состояние, в то время как в первом лишь понижается его температура.

Переохладитель включается в схему установки между конденсатором и регулирующим вентилем.

ВЛАЖНЫЙ И СУХОЙ ПРОЦЕССЫ В КОМПРЕССОРЕ

У машины, работающей по обратному циклу Карио, весь процесс в плоскости s, T-диаграммы вписывается в область влажного пара. В условиях этого, теоретически наиболее выгодного процесса, кипение жидкого агента не доводится до конца и должно заканчиваться в такой точке изотермы, через которую проходит адиабата сжатия. Сжатие заканчивается при превращении влажного пара в сухой насыщенный.

Такой процесс, при котором в цилиндр компрессора поступает влажный пар, а в конце сжатия образуется сухой насыщенный пар, называется влажным процессом.

Однако практически вполне возможно не ограничивать кипение агента и довести его до конца, т. е. до конечной правой точки изотермы кипения, лежащей на правой пограничной кривой. В этом случае холодный сухой насыщенный пар, поступающий в компрессор, будет сжиматься по адиабате, лежащей вне области влажного пара. Сжатый перегретый пар из компрессора

выталкивается в конденсатор, в котором холодильный агент сперва охлаждается до температуры конденсации, после чего уже конденсируется.

Такой процесс, при котором в цилиндр компрессора поступает сухой насыщенный пар, а в конце сжатия образуется перегретый пар, называется сухим.

Рассмотрим те явления, которые возникают в цилиидре компрессора при осуществлении этих процессов. Работа компрессора показана на V, p-диаграмме (рис. 16).

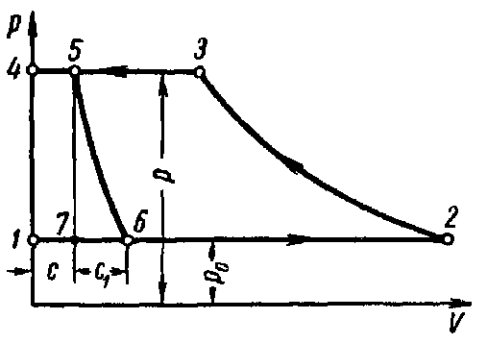


Рис. 16. Индикаторная диаграмма компрессора при наличии мертвого пространства

В теоретической индикаторной диаграмме *1—2* всасывание агента в цилиндр компрессора, *2—3* адиабатическое сжатие, *3—4* выталкивание сжатого агента.

В действительной индикаторной диаграмме, благодаря наличию мертвого пространства компрессора C (объем между поршнем и крышкой компрессора и объем клапанных гнезд), линия выталкивания сжатого агента представляет отрезок *3—5*. В точке *5* поршень меняет направление движения на обратное.

Рабочее вещество, находясь в мертвом пространстве, под давлением нагнетания p при ходе поршня слева направо расширится до давления p_0. Расширение агента в цилиндре компрессора протекает по линии *5—6*.

Всасывание рабочего вещества возобновится лишь в точке *6*, когда поршень пройдет некоторый путь слева направо, и дальше будет протекать уже по линии *6—2*.

Таким образом, в связи с расширением сжатого агента, оставшегося в мертвом пространстве, уменьшается объемное количество засасываемого в компрессор агента, или объемная производительность компрессора.

Объемную потерю, связаниую с расширением агента в цилиндре компрессора, можно характернзовать отрезком C_1 индикаторной диаграммы. Очевидно, для уменьшения этой потери нужно стремиться к наименьшему мертвому пространству, а также уменьшению отношения давлений $\frac{p}{p_0}$, между которыми работает компрессор.

Холодильный компрессор работает так, что при всасывающем ходе поршня холодный пар заполняющий цилиндр, охлаждает

компрессор, при сжимающем ходе поршня агент сильно нагревается, в свою очередь, нагревая компрессор.

Таким образом, компрессор работает в условиях переменного температурного режима, и цилиндр его попеременно охлаждается и нагревается.

В случае влажного процесса при всасывании в цилиндр компрессора агент поступает в виде смеси пара с капельками жидкости. Эта смесь сепарируется, и капельки жидкого агента, как более тяжелые, оседают на достаточно нагретых стенках цилиндра. Так как коэффициент теплоотдачи между жидкостью и стенками цилиндра достаточно высок, то внутри цилиидра происходит испарение агента с образованием большого объема пара, препятствующего всасыванию новых частей холодильного агента из испарителя.

Капельки жидкого агента, не успевшие испариться, при быстром процессе сжатия скапливаются в мертвом пространстве. А так как жидкость практически несжимаема, то наличие ее в мертвом пространстве может привести к гидравлическому удару в цилиндре компрессора и даже к его разрушению.

Другие условия создаются при сухом процессе. Теплообмен между стенками компрессора и холодильным агентом, хотя и происходит, но менее интенсивно по сравнению с влажным процессом, так как перегретый пар имеет меньший коэффициент теплоотдачи, чем влажный. Кроме того, теплопроводность перегретого пара меньше, чем влажного.

При сухом процессе уменьшается влияние мертвого пространства компрессора. В мертвом пространстве и при сухом процессе остается некоторое количество агента в сжатом состоянии, но расширение его при всасывающем ходе поршня пойдет по менее пологой кривой по сравнению с влажным процессом. Следовательно, объем холодильного агента, засасываемый в цилиндр компрессора, при сухом процессе будет больше, чем при влажном, и холодильное действие агента практически будет более высоким.

На рис. 17 работа машины сухим процессом изображена в s, T-диаграмме. Холодопроизводительность на 1 *кг* агента соответствует площади $a—1—4—b—a$, т. е. больше на Δq_0 аналогичной площади $a—1—1'—d—a$. Однако при этом и работа, затрачиваемая на процесс, возрастает на ΔAL соответственно площади $1—2—2'—1'—1$. Сравнение этих площадей показывает, что при переходе к сухому процессу приращение холодопроизводительности происходит медленнее, чем затрачиваемой работы. Это обстоятельство отрицательно сказывается на значении холодильного коэффициента. Хотя переход к сухому процессу в теоретическом икле с термодинамической точки зрения

мало целесообразен, тем не менее в практических условиях он является предпочтительным, по причинам, уже рассмотренным. В действительности сухой процесс оказывается экономичнее влажного.

Практически сухой процесс может быть осуществлен путем включения в схему холодильной машины специального аппарата, называемого отделителем жидкости (рис. 18). Пары холодиль-

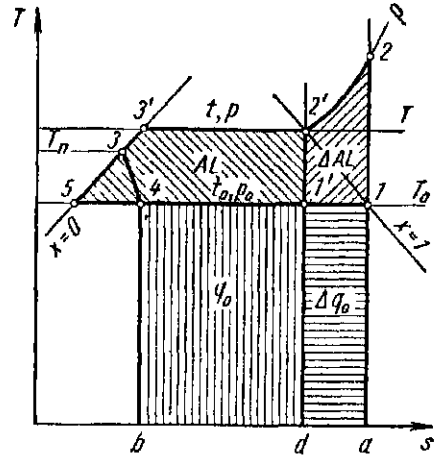


Рис. 17. Работа в области перегрева

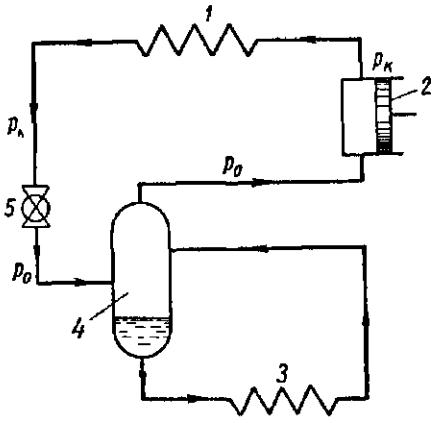


Рис. 18. Схема включения отделителя жидкости:
1 — конденсатор, *2* — компрессор, *3* — испаритель, *4* — отделитель жидкости, *5* — регулирующий вентиль

ного агента из испарителя засасываются в компрессор через отделитель жидкости, в котором происходит сепарация. Частички жидкости, как более тяжелые, собираются в нижней части сосуда и отсюда снова возвращаются в испаритель. Сухой пар из верхней части сосуда засасывается в компрессор.

РАСЧЕТ ЦИКЛА ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ МАШИНЫ

Расчет цикла холодильной машины, т. е. определение параметров холодильного агента, тепловой расчет основных процессов цикла, общего теплового баланса, количества холодильного агента и объема агента, проходящего через компрессор, определение мощности двигателя холодильной машины обычно производится графическим методом с помощью термодинамических диаграмм, особенно s, T- и i, p-диаграмм.

В расчетах широко используют также таблицы холодильных агентов, составленные на основании экспериментальных данных.

Последовательными стадиями расчета графическим методом являются: установление исходных условий и величин, необходимых для расчета; нанесение проектируемого холодильного цикла на рабочую тепловую *s*, *T*- или *i*, *p*-диаграмму, согласно принятым исходиым условиям; определение параметров агента в характерных точках цикла и собственно тепловой расчет цикла.

Исходными позициями расчета должны быть: Q_0, *ккал/час*, t_0, t, $t_п$, холодильный агент и процесс работы проектируемой машины.

Величина Q_0 *ккал/час* — количество холода, которое холодильная машина должна вырабатывать, чтобы компенсировать все теплопритоки охлаждаемого помещения, т. е. часовая холодопроизводительность машины. Эта величина определяется калорическим расчетом (см. главу VII);

t_0 — температура испарения холодильного агента в испарителе;

t — температура конденсации агента в конденсаторе;

$t_п$ — температура переохлаждения агента.

В совокупности t, t_0 и $t_п$ представляют собой температурный режим работы холодильной машины, который устанавливают для любого случая в зависимости от назначения холодильной машины и температуры внешней среды (температура воды в водоемах, температура воздуха).

Эта зависимость обычно следующая:

t_0 принимают на 9—10° ниже проектируемой температуры холодильной камеры. В свою очередь, температура камеры или какого-либо другого холодильного помещения устанавливается, исходя из технологических требований. Например, в камере для замораживания рыбного филе —30, —35°, в камере для хранения мороженой рыбы — 20, — 25°;

t принимают на 3—4° выше температуры уходящей из конденсатора воды, которая нагревается там на 5—8°. Таким образом, t определяется температурой воды источника. Например, при использовании холодной воды из артезианской скважины с температурой 10°, t будет около 20°, а воды хорошо прогреваемого мелководного озера с температурой 18°, t=28—30°. В судовых холодильиых установках t обычно принимают на 6° выше температуры забортной воды;

$t_п$ принимают иа 1—2° выше температуры поступающей воды, т. е. той воды, которой питаются конденсатор и переохладитель.

Чаще всего пользуются аммиаком или фреоном-12. Вопрос о выборе холодильного агента нами ранее рассмотрен достаточно подробно. Холодильная машина может работать влажным или сухим процессом. В расчетах следует исходить из сухого процесса, как более экономичного в практических условиях.

После установления исходных условий и величин, в рабочей тепловой диаграмме для выбранного холодильного агента наносится холодильный цикл в полном соответствии с исходными позициями (см. рис. 12).

s, T-диаграмма. В области насыщенного пара находится изотерма (она же изобара), соответствующая избранной t_0. При пересечении этой изотермы с правой пограничной кривой отмечают точку *1*. Она характеризует собой состояние сухого насыщенного пара, засасываемого в холодильный компрессор.

В той же области диаграммы, но выше изотермы испарения находится изотерма (она же изобара) конденсации, соответствующая избранной t. При пересечении изотермы конденсации с правой пограничной кривой отмечается точка *2'*, а с левой пограничной кривой — точка *3*. На левой пограничной кривой, ниже точки *3*, находим и отмечаем точку *3'*, соответствующую избранной $t_п$.

Эта точка *3'* характеризует состояние переохлажденного агента перед регулирующим вентилем. На диаграмме в области перегретого пара находим точку *2* как точку пересечения адиабаты, проходящей через точку *1*, и изобары, проходящей через точку *2'*.

Точка *2* характеризует состояние агента в конце сжатия или в момент поступления его в конденсатор. Из точки *3'* проведем изоэнтальпу до пересечения с изотермой испарения. Найдем точку *4*, которая характеризует состояние агента, поступающего в испаритель. Теперь все точки запроектированного холодильного процесса найдены и нанесены на энтропийную диаграмму. Соединим их прямыми или кривыми линиями в *s*, *T*-диаграмме (см. рис. 12, *б*) и получим холодильный цикл. Здесь *1—2* адиабатическое сжатие агента в компрессоре; *2—2'—3* процесс в конденсаторе, причем *2—2'* изобара охлаждения агента, а *2'—3* изотерма *(она же изобара) конденсации*; *3—3' изобара переохлаждения* агента; *3'—4* процесс дросселирования, протекающий по изоэнтальпе и *4—1* изотерма (она же изобара) кипения агента в испарителе.

i, p-диаграмма. Особенности построения цикла в *i*, *p*-диаграмме вытекают из ее структуры. В этой диаграмме изобары во всех областях ее представлены горизонтальными прямыми, а изоэнтальпы — вертикальными прямыми. В области насыщенного пара находится изобара (она же изотерма), соответствующая избранной t_0; при пересечении ее с правой пограничной кривой отмечают точку *1*.

В той же области диаграммы, но выше найденной изобары испарения, находят изобару (она же изотерма) конденсации, соответствующую избранной t.

Пересечение изобары конденсации с правой пограничной кривой дает точку *2'*, а с левой — точку *3*.

На диаграмме, в области перегретого пара найдем точку *2* как точку пересечения адиабаты сжатия, проходящей через точку *1* и изобары конденсации; на изобаре конденсации левее точки *3* точку *3'* в месте пересечения изобары с изотермой $t_п$, соответствующей установленной температуре переохлаждения жидкого агента. Дросселирование изобразится на диаграмме вертикальной прямой — изоэнтальпой, проходящей через точку *3'* и пересекающей изобару испарения в точке *4*. Соединив найденные точки (см. рис. 12, *в*), получим в *i, p*-диаграмме холодильный цикл, где *1—2* адиабатическое сжатие агента в компрессоре; *2—2'—3* процесс в конденсаторе, причем *2—2'* изобарическое охлаждение агента, а *2'—3* собственно конденсация агента; *3—3'* изобара переохлаждения агента; *3'—4* процесс дросселирования в регулирующем вентиле и *4—1* кипения агента в испарителе.

Пользуясь тепловой диаграммой с нанесенным на нее заданным холодильным циклом, определим параметры холодильного агента в характерных точках цикла.

Этими параметрами, необходимыми для общего расчета, являются:

в точке *1* — энтальпия i_1 *ккал/кг*, удельный объем v_1 *м³/кг*, давление p_1 *кг/см²*;

в точке *2* — энтальпия i_2 *ккал/кг*, давление p_2 *кг/см²*;

в точке *3* — энтальпия i_3 *ккал/кг*;

в точке *3'* — энтальпия i_3', *ккал/кг*;

в точке *4* — энтальпия i_4, *ккал/кг*.

Численные значения энтальпин, удельного объема, давления, точно так же как и других параметров, необходимых в более детальных расчетах отдельных процессов цикла, определяют из тепловых диаграмм, по значению соответствующих линий, проходящих через характерные точки цикла.

Произведем теперь общий расчет цикла.

Холодопроизводительность 1 *кг* холодильного агента определяют по разности энтальпий в конечных точках изотермы (или адиабаты) испарения

$$q_0 = i_1 - i_4 \text{ ккал/кг}.$$

Заметим, что если машина работает без переохлаждения, то $q_0 = i_1 - i_4'$, *ккал/кг*, т. е. меньше на величину отрезка *4'—4* по сравнению с машиной, работающей с переохлаждением.

Тепловой эквивалент работы сжатия в компрессоре определяют по разности энтальпий в конечных точках адиабаты сжатия *1—2*

$$AL = i_2 - i_1 \text{ ккал/кг}.$$

Колнчество теплоты, отданное 1 *кг* агента в конденсаторе при охлаждении, конденсации и переохлажденни его

$$q=i_2-i_3' \quad ккал/кг.$$

Из этого колнчества теплоты отводится от холодильного агента: прн охлаждении $q'=i_2-i_{2'}$ *ккал/кг*, конденсацни $q''=i_{2'}-i_3$ *ккал/кг* и переохлаждении $q'''=i_3'-i$ *ккал/кг*.

При наличии в машине обособленного переохладнтеля тепловая нагрузка конденсатора на 1 *кг* агента будет $q'+q''$, а переохладителя q'''.

Тепловой баланс — согласно закону сохранения энергнн количество теплоты, подведениой к холодильному агенту, в цикличном процессе должно равняться колнчеству теплоты, отведенной от агеита, т. е

$$q_0+AL=q=i_2-i_{3'}.$$

Холодильный коэффицнент цикла

$$\varepsilon_т=\frac{q_0}{AL}.$$

Вес агента, циркулнрующего в машине, или количество агента, всасываемое компрессором за час,

$$G=\frac{Q_0}{q_0} \quad кг/час.$$

Часовой объем компрессора илн объем паров холодильного агента, всасываемых компрессором в течение одного часа,

$$V_h=Gv_1 \quad м^3/час,$$

где v_1 — удельный объем агента, значение которого находят в тепловой диаграмме или берут нз таблиц насыщенных паров.

Велнчину V_h можно вычислить и иначе

$$V_h=Gv_1=\frac{Q_0}{\frac{q_0}{v_1}}=\frac{Q_0}{q_v} \quad м^3/час,$$

где $q_v=\frac{q_0}{v_1}$ — объемная холодопроизводительность холодильного агента нли холодопронзводительность, отнесенная к 1 $м^3$ всасываемых паров.

По рассчитанному теоретическому объему V_h определяют главные размеры холоднльного компрессора.

Общее количество отведенной от агента теплоты или общая часовая тепловая нагрузка конденсатора

$$Q = Gq \text{ ккал/час.}$$

По этому количеству теплоты определяют поверхность теплопередачи конденсатора.

Теоретическая мощность двигателя, приводящего в действие холодильный компрессор,

$$N_т = \frac{GAL}{632} \text{ л. с., или } N_т = \frac{GAL}{860} \text{ квт,}$$

где 632 и 860 — тепловые эквиваленты, соответственно 1 *л. с. ч.* и 1 *квт. ч.*

Работа GAL может быть вычислена

$$GAL = \frac{Q_0}{\varepsilon_т},$$

тогда, теоретическую мощность двигателя определяют также следующим образом:

$$N_т = \frac{Q_0}{860\varepsilon_т} = \frac{Q_0}{K_т},$$

где $K_т$ — теоретическая удельная холодопроизводительность машины.

Отношение давлений в конденсаторе и испарителе $\frac{p}{p_0}$.

Это отношение вычисляют для определения действительных коэффициентов, характеризующих работу компрессора при его расчете.

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОВЫХ КОМПРЕССИОННЫХ МАШИН

Высокое качество мороженых пищевых продуктов может быть достигнуто лишь при быстром замораживании и хранении при низких температурах. Это особенно важно для рыбы и рыбных продуктов, как наиболее быстро портящихся. Для них необходимо поддерживать температуру в замораживающих аппаратах не выше $-30 \div -35°$, а в камерах хранения не выше $-20 \div -25°$ и даже более низкую температуру в отношении жирной рыбы, тресковой печени и др. Такой температурный режим в холодильных аппаратах и камерах может быть обеспечен, если холодильная машина работает при температурах испарения холодильных агентов, соответственно $-40 \div -45°$ и $-30 \div -35°$.

В этих условиях даже при наиболее высокой температуре испарения ($t_0 = -30°$) и обычной температуре конденсации ($t = 30°$) холодильная машина работает с очень большим перепадом давлений $\frac{p}{p_0}$, т. е. неэкономично. При очень больших значениях величины $\frac{p}{p_0}$ всасывание холодильного агента в одноступенчатом компрессоре вообще не происходит. Уже при $t_0 = -25°$ аммиачная машина работает малоэкономично; в этом случае $\frac{p}{p_0} = 8$. Поэтому считается невыгодным применять обычную одноступенчатую паровую компрессионную машину, если отношение давлений $\frac{p}{p_0}$ превышает 8.

Это объясняется тем, что при высоком значении $\frac{p}{p_0}$ увеличиваются потери в компрессоре и его производительность понижается, а также увеличиваются потери в регулирующем вентиле.

Таким образом, современная холодильная техника, особенно на рыбопромышленных береговых предприятиях и судах-рефрижераторах, нуждается в достаточно эффективных низкотемпературных циклах.

К ним относятся: циклы холодильной машины с двуступенчатым сжатием агента, применением струйного прибора, каскадный.

Циклы холодильной машины с двуступенчатым сжатием

Характерной особенностью этой машины является двуступенчатое сжатие агента, при котором каждый из двух цилиндров работает уже при относительно небольшом отношении давлений нагнетания и всасывания агента. Цикл позволяет устранить недостатки, связанные с большими потерями холодопроизводительности компрессора, если бы последний работал при $\frac{p}{p_0} > 8$.

Кроме того, в цикле с двуступенчатым сжатием появляется возможность такого регулирования, которое позволяет поддерживать более гибкий температурный режим в камерах или трюмах, рассчитанный на несколько потребителей холода.

На рис. 19, *а* приведена принципиальная схема машины двуступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением, а на рис. 19, *б* цикл этой машины изображен на *s, T*-диаграмме.

Через цилиндр высокого давления (ц. в. д.) проходит G *кг* агента в единицу времени. Агент поступает в конденсатор в со-

стоянии, характеризующемся точкой *4'* энтропийной диаграммы. В конденсаторе агент сжижается и затем переохлаждается до состояния, показанного в точке *5*. В регулирующем вентиле

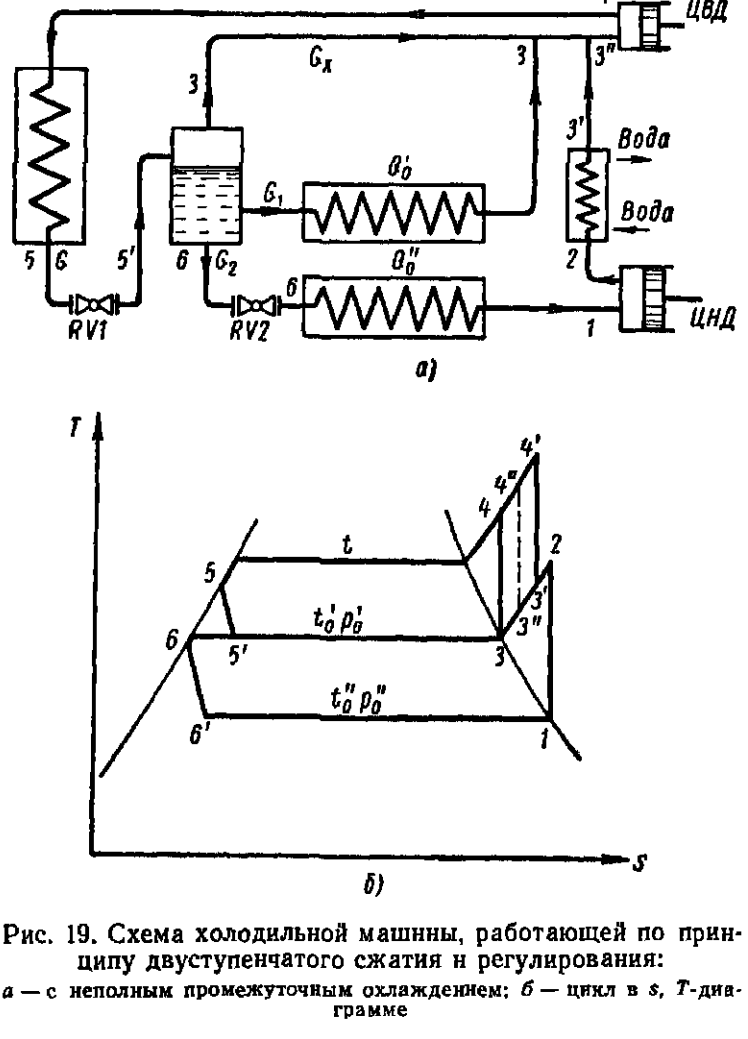


Рис. 19. Схема холодильной машины, работающей по принципу двуступенчатого сжатия и регулирования:
а — с неполным промежуточным охлаждением; *б* — цикл в *s, T*-диаграмме

(RV1) агент дросселируется до состояния, указанного в диаграмме точкой *5'*, и поступает в отделитель жидкости. Здесь влажный пар сепарируется по уравнению

$$G = G_x + G(1-x) \text{ кг},$$

т. е. из поступившего за единицу времени агента весом G *кг* в отделителе образуется G_x *кг* сухого насыщенного пара и $G(1-x)$ *кг* жидкости.

G_x *кг* сухого насыщенного пара поступает из отделителя в ц. в. д., в то время как жидкий холодильный агент частью питает испаритель высокого давления (G_1 *кг* агента), а в остальной части (G_2 *кг* агента) проходит через второй регулирующий вентиль (*RV2*) и поступает в испаритель низкого давления. Следовательно, $G(1-x)=G_1+G_2$ *кг*.

В испарителе высокого давления G_1 *кг* агента кипит при температуре, равной t_0' по изотерме *6—3*, и воспринимает от охлаждаемой среды Q'_0 *ккал* теплоты. Процесс в RV2 протекает по изоэнтальпе *6—6'*, а кипение жидкого агента, поступившего в испаритель низкого давления, по изотерме *6'—1*, соответствующей температуре t_0''. В испарителе низкого давления холодильный агент воспринимает от охлаждаемой среды Q_0'' *ккал* теплоты.

Сухой насыщенный пар состояния, показанного точкой *1*, засасывается цилиндром низкого давления (ц. н. д.) и сжимается по адиабате *1—2*.

Сжатый агент ц. н. д. нагнетается в промежуточный холодильник, в котором водой отводится от агента теплота согласно отрезку *2—3'* диаграммы. Далее агент поступает в ц. в. д., в котором теоретически должен сжижаться по адиабате *3'—4'*. Одновременно в ц. в. д поступает G_x *кг* пара из отделителя жидкости и G_1 *кг* пара из испарителя высокого давления. Этот пар, т. е. (G_x+G_1, *кг*), теоретически должен сжиматься в ц. в. д. по адиабате *3—4*.

Однако в ц. в. д. не может осуществляться раздельное сжатие агента по двум адиабатам *3'—4'* и *3—4*, как это получается исходя из теоретических условий. В действительности, сжатие всего поступившего в ц. в. д. пара пойдет по адиабате *3''—4''* так как пар с состоянием, характеризуемым точкой *3*, смешивается с паром, характеризуемым точкой *3'*, еще до поступления в цилиндр компрессора.

Основы теплового расчета этого цикла сводятся к следующему.

Величинами, исходными для расчета, являются холодопроизводительность Q_0', Q_0'', температуры кипения t_0' и t_0'' и температуры охлаждающей воды, конденсации и переохлаждения холодильного агента, тип конденсатора.

По условиям цикла через ц. в. д. в единицу времени проходит G *кг* агента, в отделителе из этого количества выделяется G_x *кг* сухого пара и $G\ (1-x)$ *кг* жидкого агента, так что $G=G_x+G\ (1-x)$ *кг*.

Из $G\ (1-x)$ жидкого агента в испаритель высокого давления поступает G_1 *кг* и в испаритель низкого давления G_2 *кг*, т. е. $G\ (1-x)$ *кг* $=G_1+G_2$.

Следовательно, $G=G_x+G_1+G_2$.

Целью расчета является вычисление величин G, G_1 и G_2, а также определение затрачиваемой работы машиины, т. е. ц. в. д. и ц. н. д.

Находнм колнчество G_1 *кг* агента, проходящего через нспаритель высокого давления, н количество G_2 *кг* агента, проходящего через испаритель ннзкого давления,

$$G_1=\frac{Q_0'}{i_3-i_6}\ кг;\quad G_2=\frac{Q_0''}{i_1-i_8}\ кг.$$

Количество G *кг* агента, проходящего через ц. в. д., кондеисатор н *RV1* иаходят из выражения материального баланса

$$G(1-x)=G_1+G_2,$$

откуда

$$G=\frac{G_1+G_2}{(1-x)}\ кг.$$

Поскольку величины G, G_1 и G_2 теперь нзвестны, колнчество G_x вычисляют из выраженя материального баланса цикла $G=G_x+G_1+G_2$, т. е.

$$G_x=G-G_1-G_2\ кг.$$

Работу AL_1, затраченную в ц. в. д., и AL_2, нзрасходованную в ц. н. д., определяют из уравнений

$$AL_1=G(i_4''-i_3'')=G_2(i_4'-i_3')+(G_x+G_1)(i_4-i_3),$$

$$AL_2=G_2(i_2-i_1).$$

Схема машины с двуступенчатым сжатием и полным промежуточным охлаждением приведена на рис. 20, *а* ее цикл показан в *i*, *p*-диаграмме (рис. 20,*б*). Через ц. в. д. проходит G *кг* агента в еднннцу времени. Агент поступает в конденсатор в состоянни, характеризуемом точкой *4;* здесь же он сжижается и переохлаждается до состояния, показанного в точке *5* диаграммы.

В *RV1* агент дросселируется до состояния, указанного в диаграмме точкой *5′*, поступая со степенью сухости x в промежуточный сосуд-отделнтель жндкости.

В отделнтеле образуется G_x *кг* сухого пара и $G(1-x)$ *кг* жидкого агента. Первая часть его поступает в ц. в. д., вторая расходуется по трем направлениям. G_1 *кг* жндкости поступает в испаритель высокого давленя, G_2 *кг* через *RV2* направляется в нспаритель ннзкого давленя и G' *кг* расходуется в промежуточном сосуде иа полиое промежуточное охлаждение

агента, поступающего нз ц. н. д. Следовательно, $G\ (1-x) = G_1 + G_2 + G'$ *кг*.

Холодильный агент в испарителе высокого давления выкипает в процессе *6—3*, направляясь затем к всасывающему трубо-

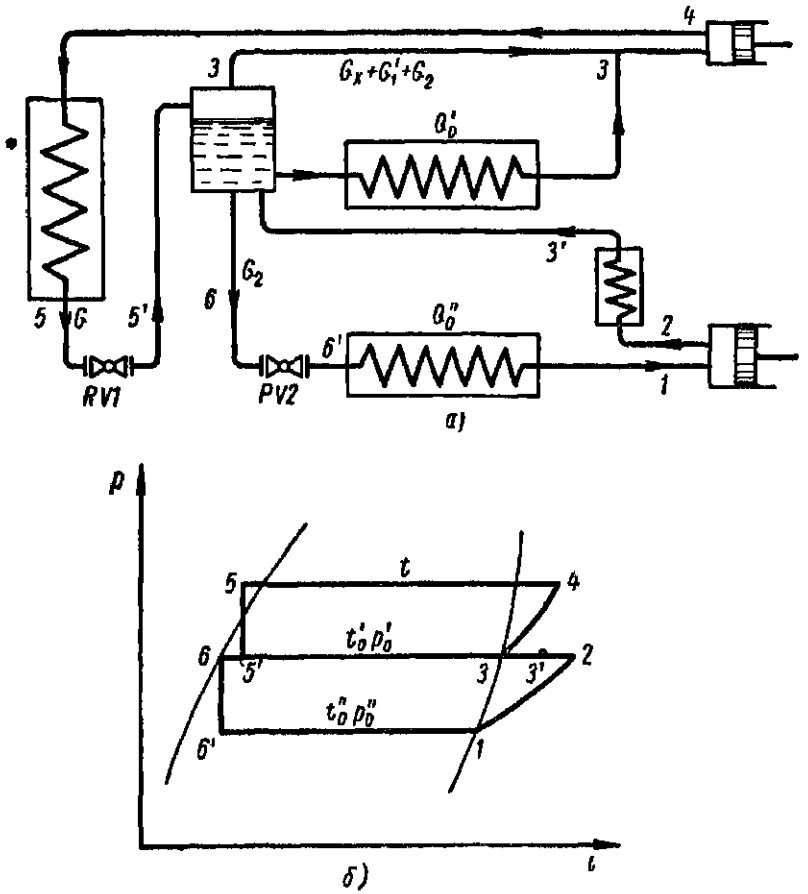


Рис. 20. Схема холодильной машины, работающей по принципу двуступенчатого сжатия и регулирования:
а — с полным промежуточным охлаждением; *б* — цикл в *i, p*-диаграмме

проводу ц. в. д. G_2 *кг* агента, пройдя *RV2*, поступает в испаритель низкого давления, кипит, засасывается ц. н. д. и здесь адиабатическн сжимается по линии *1—2* энтальпийной диаграммы. Сжатый и нагретый в ц. н. д. агент направляется в промежуточный водяной холодильник.

В процессе изобарического измеиения состояния агента по линии *2—3'* от него отводится некоторое количество теплоты. Далее, для того чтобы дополнительно отнять остальную теплоту

перегрева, пар из водяного холодильника направляют в промежуточный сосуд. Здесь за счет кипения G_1 *кг* жидкого агента в процессе *3′—3* от G_2 *кг* перегретого пара отводится G_2 $(i_{3'}-i_3)$ *ккал* теплоты.

Если условия теплообмена между жидкостью и перегретым паром совершенны, то справедливо уравнение

$$G_2(i_{3'}-i_3)=G'(i_3-i_6).$$

Теперь весь пар в количестве $G=G_x+G_1+G_2+G'$ в одном и том же состоянии, которое характеризует точка 3, т. е. в состоянии сухого насыщенного пара, засасывается ц. в. д., сжимается по линии *3—4* и выталкивается в конденсатор.

В схеме может быть исключено промежуточное водяное охлаждение. В этом случае процесс полного промежуточного охлаждения может быть осуществлен целиком за счет теплоты парообразования в промежуточном сосуде. Это не вносит в расчет цикла существенных изменений. Следует лишь параметры точки *3′* заменить параметрами точки *2*. Кроме того, пропускают перегретые пары агента через промежуточный сосуд или то же количество G' *кг* агента расходуют путем впрыскивания в нагнетательном трубопроводе.

Величинами, исходными для расчета, являются Q'_0, Q_0'', t'_0 и t''_0, тип конденсатора, температура охлаждающей воды, конденсации и переохлаждения холодильного агента.

По условиям цикла через ц. в. д. в единицу времени проходит G *кг* агента. В промежуточном сосуде-отделителе образуется из G *кг* агента G_x *кг* сухого пара и $G(1-x)$ *кг* жидкости, т. е. $G=G_x+G(1-x)$ *кг*.

$G(1-x)$ *кг* жидкости расходуют: G_1 *кг* в испарителе высокого давления, G_2 *кг*—в испарителе низкого давления и G' *кг*—на совершение полного промежуточного охлаждения в промежуточном сосуде, т. е. $G(1-x)=G_1+G_2+G'$.

Используя исходные величины и условия цикла, можно вычислить:

количество G_1 *кг* агента, проходящего через испаритель высокого давления, и G_2 *кг* агента, проходящего через испаритель низкого давления,

$$G_1=\frac{Q'_0}{i_3-i_6};\quad G_2=\frac{Q''_0}{i_1-i_6};$$

количество G' *кг* агента, идущего на полное промежуточное охлаждение. Его определяют по уравнению теплообмена в промежуточном сосуде

$$G_2(i_{3'}-i_3)=G'(i_3-i_6),$$

откуда

$$G' = G_2 \frac{i_{3'} - i_3}{i_3 - i_6};$$

общее весовое колнчество агента G_1, которое вычисляют нз равенства $G(1-x) = G_1 + G_2 + G'$,

$$G = \frac{1}{1-x}(G_1 + G_2 + G');$$

работу AL_1, затраченную в ц. в. д. и AL_2, израсходованную в ц. н. д., находят по уравнениям

$$AL_1 = G(i_4 - i_3); \quad AL_2 = G_2(i_2 - i_1).$$

Процессы двуступенчатого сжатия и регулирования могут быть осуществлены н при одной ннзкой температуре испарения, в этом случае из схемы исключают испаритель высокого давления н, следовательно, $Q_0' = 0$ и $G_1 = 0$.

Этот вариант схем двуступенчатого сжатия имеет наибольшее распространенне на предпрнятнях и рефрижераторных судах рыбной промышленности.

Цикл с применением струйного прибора

На многих предприятнях пищевой промышленности и особенно по обработке рыбы, куда сырье поступает в периоды массового лова, высокое качество продукции при холоднльной обработке достигается при достаточно низком температурном режиме, прн котором невозможно экономнчески удовлетворнтельно нспользовать одноступенчатые паровые компрессионные машины.

Ввнду сезонного характера производства ннзкотемпературные установки (например, рыбоморознлки, фризеры и закалочные мороженого и т. д.) работают, как правило, периодическн, соответственно поступлениям илн выработке продуктов.

При этом особое значение приобретает упрощение эксплуатацни и приспособленность холодильной установки к переменному режиму работы — маневренность мащин. В таком случае возможно примеиенне в схеме обычной холодильной машиины так называемого поджнмающего компрессора, который по существу приводит к двуступенчатому сжатию. Поджимающий, илн бустер-компрессор, включается в схему на стороне низкого давления и как бы заменяет ц. и. д.

Прн низкой температуре кипення, при которой холоднльная машина неизбежно должна работать в периоды подключения к ней низкотемпературных потребителей холода, бустер-компрессор поджимает пары холоднльного агента, проходящне через

него из испарителя. Поскольку в цилиндр основного компрессора агент поступает при более высоком давлении всасывания, в нем создаются нормальные условия работы при допустимом отношении давлений нагнетания и всасывания.

Однако поршневые бустер-компрессоры в эксплуатации сложны и не всегда надежны.

В связи с этим возникла идея о трансформации низкотемпературного тепла с помощью безмашинных бустер-компрессоров, в качестве которых, по предложению И. С. Бадылькеса, могут служить пароструйные приборы. Принципиальная схема машины показана на рис. 21.

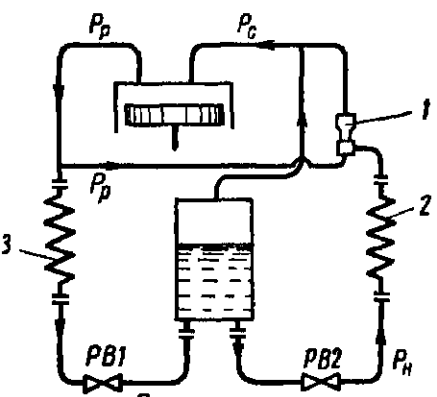


Рис. 21. Схема холодильной машины с пароструйным прибором: *1* — струйный прибор, *2* — испаритель, *3* — конденсатор

Пароструйный прибор (см. рис. 22) включается во всасывающий трубопровод перед компрессором. Система работает следующим образом: отработавший пар из испарителя с давлением $p_н$ направляется в пароструйный прибор. Одновременно в прибор поступает некоторое количество ра-

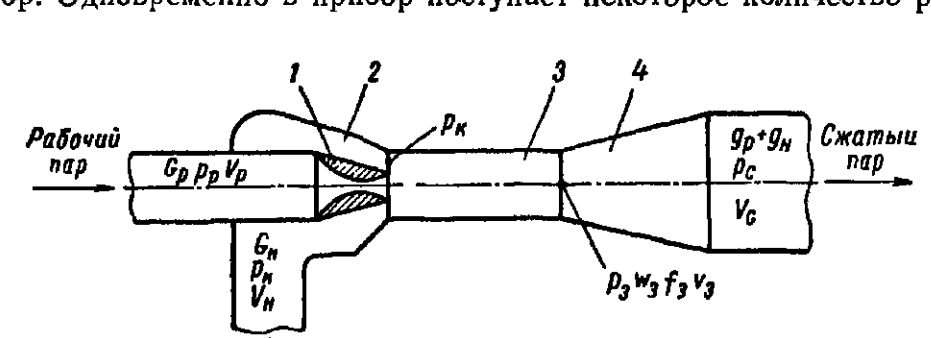


Рис. 22. Пароструйный прибор:
1 — сопло, *2* — приемная камера, *3* — камера смешения, *4* — диффузор

бочего пара высокого давления $p_р$, который отбирается из системы перед конденсатором. Рабочий пар подводится к соплу, в котором происходит его расширение, в результате чего в камере смешения с отработавшим паром его давление падает до $p_к$. По пути между соплом и камерой смешения рабочий пар, подсасывая отработав-

ший, направляется в диффузор, повышающий давленне пара до p_c, с которым он направляется в компрессор. Таким образом, благодаря действию струйного прибора повышается давление всасывания перед компрессором на величину $p_c - p_н$.

Пароструйный прибор имеет преимущества перед бустер-компрессором, так как он прост, надежен, по конструктивному выполнению долговечен и герметичен. Герметичность прибора обеспечивает работу даже при очень глубоком вакууме.

Каскадный цикл

Каскадные холодильные машины применяют, когда требуются очень низкие температуры. Работая при низких температурах кипения с одним холодильным агентом, приходится значительно расширять диапазон давлений в машине. Однако ряд агентов требуют при низких температурах кипения глубокого вакуума, что связано с подсасыванием в систему воздуха. Чтобы избежать этого и сузить диапазон давлений, прибегают к каскадным циклам. Каскадным циклом объединяются две холодильные машины (а иногда и более), работающие различными холодильными агентами, по своим термодинамическим свойствам наиболее подходящими для заданных температурных условий.

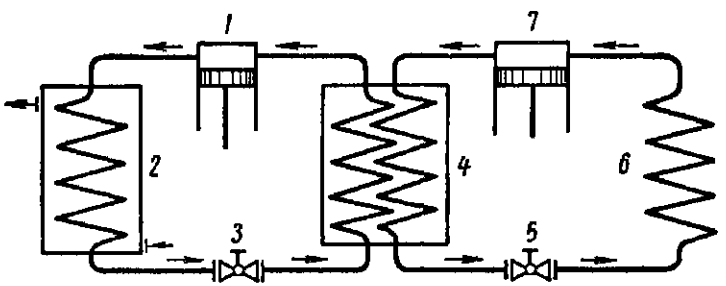


Рис. 23. Схема каскадной холодильной машины.
1 — компрессор верхней части каскада, *2* — конденсатор, *3* — регулирующий вентиль, *4* — испаритель конденсатор, *5* — регулирующий вентиль, *6* — испаритель, *7* — компрессор нижней части каскада

Схема каскадной холодильной машины показана на рис. 23.

Каскадная холодильная машина является сдвоенной холодильной машиной, т. е. в ней соединены две паровые компрессионные машины, работающие различными агентами, но с одним общим для них теплообменным аппаратом — испарителем-конденсатором.

На рис. 23 слева показана машина верхнего и справа — нижнего каскада. Они соединены теплообменным аппаратом (испарителем-конденсатором). Машина верхнего каскада вырабатывает холод, эффект которого проявляется в теплообменном аппарате, но этот холод используется для конденсации паров холодильного агента машины нижнего каскада. В этом случае машина нижнего каскада работает при низкой температуре конденсации и переохлаждения холодильного агента. Однако для достижения еще более низких температур кипения в испарителе машины нижнего каскада необходимо применять агенты, давление которых даже при очень низких температурах было бы достаточно велико. Только при этом условии машина работает без вакуума.

Следовательно, для каскадных машин необходимо выбирать рабочие вещества, подходящие для заданных пределов температур кипения и конденсации. Обычно приемлемыми для машины нижнего каскада агентами являются фреон-13 и фреон-23, имеющие низкие критические температуры. Недостатком каскадных холодильных машин является повышенный расход энергии по сравнению с машинами многоступенчатого сжатия.

Глава II

КОМПРЕССОРЫ

ПРОЦЕСС РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Компрессор является основной и наиболее сложной частью холодильной машины. Он имеет движущиеся детали, приводится в действие двигателем и должен наиболее тщательно обслуживаться в процессе эксплуатации.

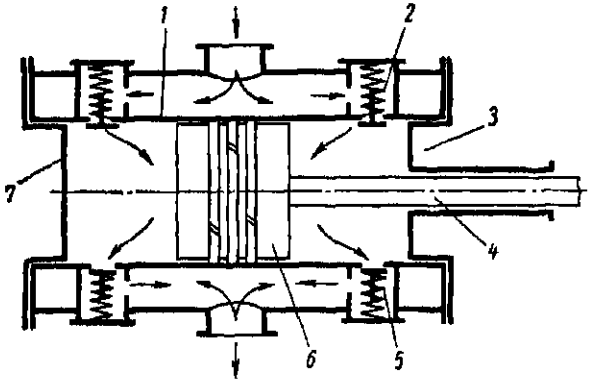


Рис. 24. Горизонтальный компрессор двойного действия

Компрессор предназначен для отсасывания паров холодильного агента из испарителя, сжатия их и нагнетания в конденсатор. При этом он работает как тепловой насос, поднимая теплоту с низкого температурного уровня на высокий. Эта роль в термодинамическом процессе отличает холодильный компрессор от компрессора другого назначения. В паровых компрессионных машинах применяются преимущественно поршневые компрессоры.

Рассмотрим процесс работы поршневого компрессора, который схематически изображен на рис. 24. Поршневой компрессор состоит из цилиндра *1*, передней крышки с сальником *3*, задней крышки *7*, поршня *6* с поршневым штоком *4*, всасывающих *2* и нагнетательных *5* клапанов и других деталей, не показанных на схеме.

Как указывалось в главе I, действительный компрессор имеет мертвое пространство, которое не позволяет полностью исполь-

зовать объем цилиндра компрессора. Сжатые пары холодильного агента, оставшиеся в мертвом пространстве, при обратном ходе поршня расширяются. На это затрачивается часть хода поршня, что также ведет к недоиспользованию цилиндра компрессора. Эти потери показаны на V, p-диаграмме (рис. 25) отрезком C_1. Работа компрессора в действительных условиях сопровождается и другими потерями, которые понижают его производительность и увеличивают затрачиваемую внешнюю работу.

Таким образом, индикаторная диаграмма работающего компрессора значительно отличается от теоретической. В теоретической диаграмме допускалось равенство давлений: в испарителе и компрессоре при всасывании, а также в компрессоре при нагнетании и конденсаторе.

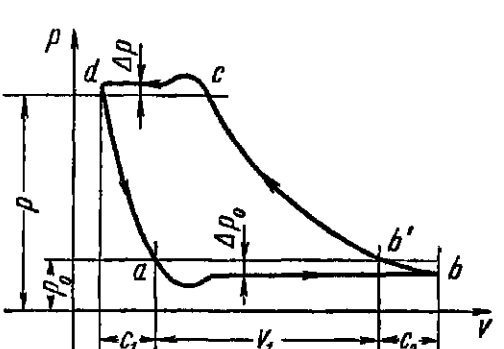


Рис. 25. Действительная индикаторная диаграмма

На действительной индикаторной диаграмме линия всасывания ab лежит ниже линии постоянного давления в испарителе на величину Δp_0, линия нагнетания cd выше линии постоянного давления в конденсаторе на величину Δp.

Это объясняется наличием сопротивлений в трубопроводах, каналах цилиндра и клапанах, а также необходимостью сообщить агенту соответствующее ускорение при протекании его из испарителя в компрессор и из компрессора в конденсатор.

Разница в давлениях около точек a и c на индикаторной диаграмме больше соответственно Δp_0 и Δp, что необходимо для преодоления инерции клапанов.

Падение давления или депрессия при всасывании вызывает дополнительную потерю, выражающуюся в уменьшении производительности компрессора, так как в этом случае в цилиндр компрессора засасывается холодильный агент с более высоким значением удельного объема. Следовательно, с депрессией связано уменьшение весового количества агента, проходящего через компрессор, а значит и производительности холодильной машины.

На диаграмме потеря, связанная с депрессией при всасывании, показана отрезком C_2. При сжатии агента по bc часть хода поршня затрачивается на приведение поступивших в цилиндр паров агента к начальному давлению p_0, которого он достигает в точке b'. Величина потери C_2 будет тем больше, чем ниже тем-

пература испарения агента и депрессия Δp_0. Обычно для аммиачных компрессоров $\Delta p_0 = 0{,}05 \sim 0{,}1$ *атм*.

Таким образом, в результате наличия мертвого пространства компрессора, расширения агента, оставшегося в нем, депрессии и теплообмена между холодильным агентом и компрессором, объемное колнчество агента, поступающего в цилиндр компрессора, в действительном процессе будет меньше, чем в теоретическом.

Кроме того, в цилиндре компрессора — клапанах, поршневых кольцах, сальниках — всегда имеются неплотности, через которые проникает агент, перетекая из одной полости в другую или совсем удаляясь из системы. Попадая из одной полости компрессора в другую, сжатый агент смешивается в ней с более холодным агентом и повышает его температуру. Вследствие этого смешения температура агента в конце сжатия повышается.

Эти обстоятельства не только уменьшают холодопроизводительность компрессора, но вызывают излишнюю затрату работы на бесцельное сжатие той части агента, которая утрачена или проникает через неплотности.

Кроме того, причиной потери холодопроизводительности компрессора и излишней затраты внешней работы на компрессор является трение. Часть энергии расходуется на преодоление трения — вредных сопротивлений в механизме.

Трение в цилиндре компрессора также способствует вредному теплообмену между частями компрессора и холодильным агентом, увеличивая объем последнего внутри цилиндра.

Анализ многообразных явлений, протекающих в действующем компрессоре, показывает, что его работа неизбежно сопровождается потерями двоякого рода: одни из них вызывают потери объемного характера (уменьшают холодопронзводительность компрессора); другие — энергетического (увеличивают внешнюю работу, затрачиваемую на компрессор).

Эти потери следует принимать во внимание при эксплуатации и учитывать при расчетах и проектировании холодильной машины.

КОЭФФИЦИЕНТЫ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ В КОМПРЕССОРЕ

Потери в компрессоре от мертвого пространства вследствие депрессии при всасывании, от теплообмена между агентом и стенками цилиндра и от неплотностей относятся к потерям объемного характера и учитываются соответственно коэффициентами; объемным λ_c, дросселирования $\lambda_{др}$, подогрева λ_w, плотности $\lambda_{пл}$.

Объемный коэффициент λ_c определяется отношеннем той части хода поршня, при которой происходит всасывание паров холодильного агента, ко всему ходу поршня (см. рнс. 25)

$$\lambda_c = \frac{V_1 + C_2}{V_{h_1}},$$

где $V_1 + C_2$ — объем всасывания;

V_{h_1} — объем, описываемый поршнем.

Для уменьшення потери, связанной с расшнрением агента, оставшегося в мертвом пространстве, нужно стремиться к наименьшему мертвому пространству и уменьшенню отношения давлений $\frac{p}{p_0}$.

Таким образом, λ_c будет тем меньше, чем больше отношение давленнй $\frac{p}{p_0}$, между которыми работает компрессор.

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ выражается отношением части хода поршня V_1, к той его частн, при которой происходит всасыванне паров холоднльного агента

$$\lambda_{др} = \frac{V_1}{V_1 + C_2},$$

где V_1 — объем всасывания, измеряемый по линнн постоянного давления p_0;

$V_1 + C_2$ — объем всасывания.

Потери от дросселирования возрастают с понижением давлення всасывання агента.

Объемные потерн, учитываемые λ_c, т. е. от мертвого пространства, и $\lambda_{др}$ — от дросселирования в клапанах, выявляет ндикаторная днаграмма, поэтому обычно их учитывают одним коэффнциентом, который называется объемным к. п. д. индикаторной диаграммы λ_v.

Очевндно $\lambda_v = \lambda_c \cdot \lambda_{др}$ и из индикаторной днаграммы — $\lambda_v = \frac{V_1}{V_{h_1}}$,

где V_1 — объем всасывання, нзмеряемый по линии постоянного давления p_0;

V_{h_1} — объем, описываемый поршнем компрессора.

Коэффициент подогрева λ_w определяется отношеннем удельных объемов парообразного холодильного агента перед началом и в конце всасывання в компрессоре.

Эта потеря не выявляется индикаторной диаграммой, она относнтся к чнслу невиднмых потерь, поэтому значение коэффицнента подогрева λ_w может быть определено лишь посредством

специальных испытанй машины. Прн работе компрессора с большим отношением $\frac{p}{p_0}$ диапазон температур в цилиндре больше и теплообмен между агентом н стенками цилнндра возрастает.

При увеличении чнсла оборотов компрессора теплообмен уменьшается, так как в этом случае сокращается время, на протяженин которого происходит теплообмен за одни оборот поршня. В компрессорах с большим объемом цнлиндра на еднннцу объема агента приходнтся меньшая теплопередающая поверхность стенок цилнндра н поэтому значенне λ_w относительно более высокое.

Коэффициент плотности $\lambda_{пл}$ учитывает объемные потери от утечек через неплотности. Эта потеря, как н предыдущая, не выявляется инднкаторной днаграммой, н значение $\lambda_{пл}$ определяют прн испытанин машин. Коэффнциент плотности в снльной степени зависит от конструкцин, тщательностн исполнення компрессора и степени его износа.

В современных конструкциях компрессоров, при безупречной технической эксплуатации машины, коэффициент плотности может быть доведен до величины, весьма близкой к единице.

Понимание характера объемных потерь и причин, которые нх вызывают, очень важно для достижения наиболее экономичной работы машин, а также для их расчета. В расчетах удобнее учнтывать потери суммарно, а не посредством многочисленных коэффнциентов. Эти суммарные объемные потери в действнтельном компрессоре учитывают одним общим коэффициентом, называемым коэффицнентом подачн λ,

$$\lambda=\lambda_c\lambda_{др}\lambda_w\lambda_{пл}$$

илн приближенно

$$\lambda=\lambda_v\lambda_w.$$

Коэффицнент подачн λ выражает степень использовання рабочего объема цилиндра компрессора. Его определяют отношеннем объема пара V *м³/час,* действнтельно всасываемого компрессором в соответствующем (перед ним) состоянни к часовому объему V_h *м³/час,* описываемому поршнем компрессора, т. е.

$$\lambda=\frac{V}{V_h}.$$

Коэффицнент подачн определяют также отношением весового количества агента, действительно поданного в час компрессором G *кг* к колнчеству G_h, которое он может засосать при

удельном объеме пара v_0, соответствующем состоянию пара перед всасывающим патрубком компрессора и при полном использовании часового рабочего объема компрессора V_h *м³/час.*

$$\lambda = \frac{V}{V_h} = \frac{\frac{V}{v_0}}{\frac{V_h}{v_0}} = \frac{G}{G_h}.$$

Величина коэффициента подачи зависит от конструкции цилиндра компрессора, числа оборотов, скорости поршня, скорости агента при проходе через клапаны, размера мертвого пространства, условий охлаждения цилиндра, отношений давлений $\frac{p}{p_0}$ и температур $\frac{T}{T_0}$, характеристики агента перед компрессором, качества изготовления компрессора, степени его износа.

Наиболее существенное значение имеет отношение давлений $\frac{p}{p_0}$, поэтому приближенно для определения λ пользуются зависимостью

$$\lambda = f\frac{p}{p_0}.$$

λ всегда меньше единицы и для определенных типов компрессоров, работающих различными холодильными агентами, значение его устанавливают по графикам в координатах $\lambda - \frac{p}{p_0}$.

ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Холодопроизводительность, т. е. количество тепла, отнимаемое от охлаждаемой среды в течение часа, является основной характеристикой холодильной машины.

Холодопроизводительность Q_0 машины, которая имеет компрессор с часовым объемом V_h и работает в условиях определенного цикла с объемной холодопроизводительностью q_v, определяют из соотношения $Q_0 = q_v V_h \lambda$.

Из этого соотношения видно, что холодопроизводительность компрессора, имеющего постоянный объем, описываемый поршнем V_h, является величиной переменной, поскольку холодильная машина может работать с различным режимом (температура кипения агента), от которого зависит значение q_v. Следовательно, при различных температурах кипения один и тот же компрессор характеризуется различной производительностью.

Это обстоятельство вносит неопределенность в основную характеристику холодильных компрессоров и весьма затрудняет их сравнение между собой. Для устранения этого в холодильной технике введены понятия рабочей, нормальной и стандартной холодопронзводительности компрессоров холодильных машин.

Рабочей называется производнтельность компрессора, которая достигается им при том рабочем температурном режиме, при котором фактически машина работает. Чем ниже температура кипения и чем выше температура конденсации, тем меньше холодопроизводительность компрессора.

Нормальная и стандартная холодопроизводнтельность — поиятия условные, введенные для сравнения холодильных компрессоров и характеристики их по этому основному показателю. Нормальным принято считать следующий режим: температура конденсации $t=25°$, переохлаждения $t'=15°$, кипения $t_0=-10°$. Соответственно $t=30°$, $t'=25°$, $t_0=-15°$ составляют стандартный режим.

Для любого случая действительной работы машины

$$Q_{0р}=q_{vр}V_h\lambda_р.$$

Аналогично, для нормального и стандартного режимов

$$Q_{0н}=q_{vн}V_h\lambda_н,$$

$$Q_{0с}=q_{vс}V_h\lambda_с.$$

Пользуясь этнми соотношениями, можно написать

$$\frac{Q_{0р}}{q_{vр}\lambda_р}=\frac{Q_{0н}}{q_{vн}\lambda_н}=\frac{Q_{0с}}{q_{vс}\lambda_с},$$

откуда

$$Q_{0р}=Q_{0н}\frac{q_{vр}\lambda_р}{q_{vи}\lambda_н}=Q_{0с}\frac{q_{vр}\lambda_р}{q_{vс}\lambda_с},$$

или

$$Q_{0н}=Q_{0р}\cdot\frac{q_{vн}\lambda_н}{q_{vр}\lambda_р};\quad Q_{0с}=Q_{0р}\cdot\frac{q_{vс}\lambda_с}{q_{vр}\lambda_р}$$

Этими формулами пользуются при расчетах холодопроизводительности холодильных компрессоров, беря значения q_v из таблиц и λ по соответствующим графикам.

КОЭФФИЦИЕНТЫ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ПОТЕРИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ХАРАКТЕРА

Потери в компрессоре, связанные с увеличением затрачиваемой работы (напрнмер, вследствие теплообмена в цилиндре компрессора, на преодоление сопротивлений при всасывании и выталкивании паров, сжатие холодильного агента, проникающего через неплотностн, преодоление трения), являются потерями энергетического характера. Они учитываются индикаторным коэффициентом полезного действия компрессора η_i и механическим коэффициентом полезного действия компрессора $\eta_{мех}$.

Индикаторный к. п. д. η_i определяют отношением мощности теоретического компрессора $N_т$ к индикаторной мощности действительного компрессора N_i.

Здесь под теоретическим компрессором имеют в виду компрессор, в котором отсутствует мертвое пространство и не проявляется теплообмен, депрессия и трение

$$\eta_i = \frac{N_т}{N_i}.$$

Увеличение затрачиваемой работы на компрессор происходит главным образом в результате сопротивлений при прохожденин холодильного агента через компрессор, а также вследствие теплообмеиа между стенкамн цилиндра и агентом. Эти явления и определяют значение η_i. Чем иитенсивнее теплообмен в цилиндре компрессора и больше депрессия при всасывании Δp_0, а также Δp, тем ниже η_i.

Механический к. п. д. $\eta_{мех}$ находят по отношению иидикаторной мощности компрессора N_i к эффективной N_e

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{N_e}.$$

$\eta_{мех}$ учитывает потери, вызванные трением, на которое затрачивается мощность $N_{тр} = N_e - N_i$. Следовательно, вследствие механических потерь в механизме движения компрессора, эффективная мощность на валу компрессора значительно больше его индикаторной мощности.

Механический к. п. д. зависнт главным образом от нагрузки компрессора N_i. С увеличением нагрузки значение $\eta_{мех}$ возрастает, изменяясь для современных вертикальных аммиачиых компрессоров от 0,7 до 0,9.

Выявление характера энергетических потерь и причин, их вызывающих, очень важно для достижения наиболее экономичной работы машин, а также для технических расчетов. Так, например, применяя на практике специальные охлаждающие

устройства для компрессоров (охлаждающие водяные рубашки, охлаждающие ребра и т. п.), можно повысить значение η_i. В технических расчетах целесообразно учитывать энергетические потери, суммарно пользуясь эффективным к. п. д. η_e

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мех}.$$

Эффективный к. п. д. учитывает все энергетические потери в действительном компрессоре по сравнению с теоретическим; он определяется отношением мощности теоретического компрессора $N_т$ к мощности на валу действительного компрессора N_e

$$\eta_e = \frac{N_т}{N_e}.$$

Значения энергетических коэффициентов полезного действия устанавливают экспериментальными исследованиями машин и обычно фиксируют в виде графика для данного типа компрессоров в зависимости от отношения давлений $\frac{p}{p_0}$. Энергетические коэффициенты всегда меньше единицы, так как мощность в действительном компрессоре изменяется в такой последовательности

$$N_т < N_i < N_e.$$

При установлении η_i находят индикаторную мощность N_i, а значение $\eta_{мех}$ дает возможность перейти от мощности индикаторной к эффективной N_e.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Поршневые холодильные компрессоры классифицируют по роду работающего в машине холодильного агента, холодопроизводительности, характеру прохождения агента через цилиндр, ступеням сжатия, числу цилиндров, числу оборотов и по некоторым другим признакам.

По роду работающего холодильного агента в настоящее время преимущественно распространены компрессоры аммиачные и фреоновые.

По холодопроизводительности различают компрессоры: малые (до 8 тыс. *ккал/час*), средние (от 8 до 50 тыс. *ккал/час*) и крупные (свыше 50 тыс. *ккал/час*). Малые и средние компрессоры распространены в торговой сети, общественном питании и для охлаждения провизионных камер судов; компрессоры от 50 до 300 тыс. *ккал/час* — в промышленных предприятиях различных отраслей хозяйства и на рефрижераторных судах; холодопроизводительностью свыше 300 тыс. *ккал/час* — в крупных промышленных холодильных установках.

По характеру прохождения агента через компрессор известны компрессоры прямоточные и с переменным движением пара. Во-первых, холодильный агент, от начала всасывания до конца нагнетания, движется в цилиндре в одном направлении, во-вторых, следуя за движением поршня, он меняет свое направление виутри цилиндра компрессора. По ступеням сжатия различают компрессоры одноступенчатые и многоступенчатые (двуступенчатые, трехступенчатые).

По числу цилиндров — одноцилиидровые и многоцилиндровые.

По числу оборотов вала — тихоходиые и быстроходные; к последним относят все машины, работающие с числом оборотов свыше 500 в минуту.

По расположенню осей цилиндров: горизонтальные, вертикальные и с угловым расположением. Среди них известны V, W-образные и звездообразные.

По числу рабочих полостей компрессоры выполняют одинарного нли простого действия (рабочей является лншь одна сторона поршня) и двойного действия (обе стороиы). На рис. 24 схематически изображен компрессор двойного действия.

По роду привода применяют приводные, паровые и мотокомпрессоры. По устройству кривошипно-шатунного механизма различают крейцкопфные и безкрейцкопфные компрессоры.

По типу клапанов — компрессоры со шпиндельными, пластинчатыми, шариковыми клапанами; известны также компрессоры безклапанные.

По месту расположения компрессоры делят на стационарные и транспортные (судовые, вагонные и автомобильные).

Все эти призиаки составляют техническую характеристику холодильного компрессора.

Классификация показывает большое разнообразие конструктивных форм компрессоров, из которых следует выбирать наиболее подходящий для данного случая.

Тип компрессора для проектируемого или действующего предприятия выбирается в зависимости от назиачения холодильной машины, ее холодопроизводительности, условий эксплуатации, требований надежности, компактности и экономичности.

Рассмотрим конструкции холодильных компрессоров, которые в настоящее время наиболее распространены: горизонтальные двойного действня, прямоточные — миогоцилиндровые, с вертикальным илн угловым расположением цнлиндров.

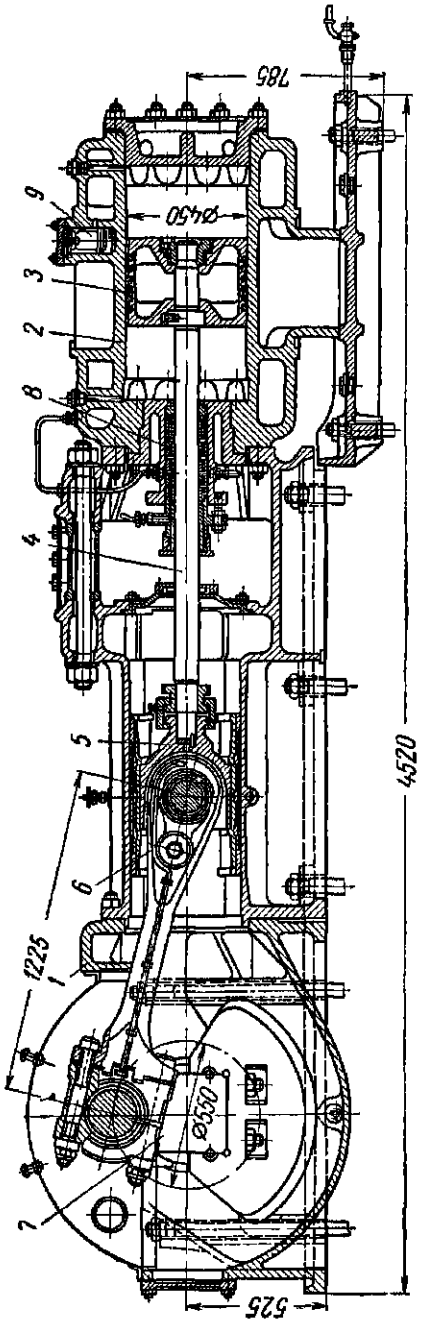


Рис. 26. Аммиачный горизонтальный компрессор:
1 — рама, *2* — цилиндр, *3* — поршень, *4* — шток, *5* — ползун, *6* — шатун, *7* — коленчатый вал, *8* — сальник, *9* — предохранительный клапан.

Компрессоры горизоитальиые двойного действия

Эти компрессоры работают с относительно небольшим числом оборотов и рассчитаны обычно на холодопроизводительность от 450 тыс. *ккал/час* и выше. В отличие от ранних конструкций, в которых клапаны были встроены в крышки цилиндра, в современных компрессорах они находятся в теле цилиндра. Цилиндр горизонтального компрессора двойного действия схематически показан на рис. 24. Аммиачный горизонтальный компрессор в разрезе изображен иа рис. 26.

В поршневых компрессорах поршень совершает возвратно-поступательное движение. При движении поршня от крайнего левого положения направо в левой полости цилиндра давление агента, оставшегося в левом мертвом пространстве, падает. Как только оно упадет до величины несколько меньшей давления в испарителе, откроется всасывающий клапан левой полости и через его щели холодильный агент поступит в цилиндр компрессора, следуя за движущимся вправо поршнем. Всасывание агента в левую полость цилиндра происходит пока

поршень не остановится в правом крайнем положении. При обратном движении поршня справа налево всасывающий клапан левой полости немедленно закрывается и агент, находящийся в замкнутом цилиндре, сжимается.

На сжатие затрачивается часть пути поршня, пока давление агента в цилиндре компрессора несколько превысит давление в конденсаторе. В этот момент откроется нагнетательный клапан левой полости и через его щели агент будет выталкиваться в конденсатор до возвращения поршня в крайнее левое поло-

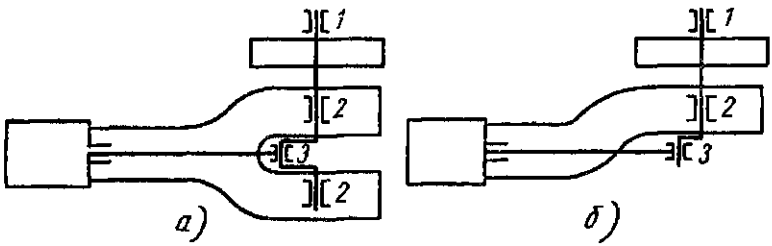


Рис. 27. Рама компрессора

а — вильчатая, *б* — штыковая *1* — выносные подшипники, *2* — коренные подшипники, *3* — мотылевые (шатунные) подшипники

жение. Часть сжатого агента останется в мертвом пространстве компрессора.

Таким образом, в левой полости цилиндра, при движении поршня слева направо, сначала будет происходить расширение агента, находившегося в мертвом пространстве, а затем всасывание его из испарителя.

При движении поршня справа налево сначала будет сжатие, а затем выталкивание агента в конденсатор. То же самое произойдет в правой полости цилиндра, но при движении поршня слева направо, в правой полости совершаются сжатие и выталкивание паров агента, а при движении справа налево — расширение агента, оставшегося в мертвом пространстве правой полости, и далее всасывание агента из испарителя.

Основными частями горизонтального компрессора двойного действия являются рама, цилиндр, поршень, сальник, клапаны, предохранительное устройство, кривошипно-шатунный механизм и смазочное устройство.

Рама. Рама или станина представляет собой часть компрессора, посредством которой связываются между собой отдельные элементы механизма. Рама воспринимает возникающие в них усилия. Ее отливают из чугуна, как одно целое с направляющими для ползуна и подшипниками коренного вала. У вильчатых рам (рис. 27) имеется два коренных подшипника,

а у байонетных или штыковых — один коренной подшипник. Раму устанавливают на фундамент, к которому она крепится фундаментными болтами.

Цилиндр. В цилиндре осуществляется рабочий процесс, поэтому это наиболее ответственная часть компрессора. У компрессоров двойного действия две крышки: передняя, через которую проходит поршневой шток, и задняя. В старых конструкциях компрессоров клапаны встраивались в крышки, которые выполнялись сферической формы. Эти компрессоры неудобны в эксплуатации, поэтому в современных конструкциях клапаны встраивают в самом корпусе цилиндра, а крышки выполняют плоскими.

Такие крышки легко и быстро отнимаются от цилиндра при необходимости осмотра его внутренней части или устранения какого-либо дефекта в процессе эксплуатации. Цилиндры аммиачных компрессоров изготовляют из мелкозернистого чугуна, в виде отливок, к которым предъявляют требования прочности и плотности. Цилиндры углекислотных компрессоров выполняют из стали.

Поршень. Поршни могут быть цельными и разъемными, но те и другие, как правило, пустотелые. На цилиндрической поверхности поршней вытачивают канавки для уплотняющих поршневых колец. Поршень насаживают на шток, на котором тщательно закрепляют специальной гайкой, которая предохраняется от самоотвертывания стопорной шпилькой. Форма торцовых сторон поршня определяется формой крышек. При плоских крышках торцовая сторона поршня плоская. Поршни и поршневые кольца делают из чугуна, поршневые штоки из стали.

Сальник. Это уплотняющее устройство, находящееся в месте прохода поршневого штока через переднюю крышку и препятствующее выходу холодильного агента из цилиндра или засасыванию воздуха в цилиндр (последнее при работе компрессора с разряжением).

Различают сальники с хлопчатобумажной и металлической набивкой. Последняя является более совершенной и распространенной. Она состоит из ряда уплотняющих металлических колец из белого металла или мягкого чугуна, разрезанных на несколько частей и прижимаемых в радиальном направлении к штоку спиральными пружинками, охватывающими каждое кольцо по его периметру.

Кольца попарно (одно разрезанное на три, другое — на шесть частей) располагают в гнездах, образуемых чугунными обоймами. Полой втулкой, называемой фонарем, сальник делится на две части. Одна часть, примыкающая к крышке, на-

ходится под воздействием агента высокого давления, проникающего из цилиндра, другая — под давлением всасывания, так как фонарь трубочкой соединен со всасывающей линией компрессора. По этой трубочке холодильный агент, просочившийся через первую часть, отсасывается обратно в компрессор, и этим предотвращается его утечка из системы.

Клапаны. Клапаны служат для периодического сообщения цилиндра компрессора с испарителем и конденсатором. Соответственно компрессоры снабжают клапанами всасывающими и нагнетательными. Через первые полости цилиндр заполняют холодильным агентом при всасывании, а через вторые сжатый агент нагнетается в кондесатор.

В холодильных компрессорах применяются самодействующие клапаны, т. е. клапаны без принудительного открытия и закрытия при определенном положении поршня. Самодействующие клапаны открываются и закрываются под действием разности давлений по обе их стороны. Всасывающий клапан открывается внутрь цилиндра, нагнетательный — наружу.

К клапанам предъявляют следующие требования: они должны плотно и быстро закрываться, работать бесшумно, иметь малый вес и простую конструкцию. Наиболее распространенными конструкциями являются шпиндельные и пластинчатые клапаны (рис. 28, 29). Характерной частью шпиндельных клапанов служит стальная тарелочка с тщательно обработанными по всей окружности конусными краями.

У всасывающего клапана конусный срез делается по верхнему краю тарелочки, у нагнетательного — по нижнему. Тарелочка конусной частью опирается на седло клапана, края которого имеют срез, строго соответствующий срезу тарелочки. Пружина надежно прижимает тарелочку к седлу по срезам. К тарелочке примыкает шпиндель, составляющий с ней одно целое. Шпиндель вместе с тарелочкой перемещается в корпусе клапана в специальных направляющих. Шпиндельные клапаны громоздки и из-за массивности грибка не пригодны для быстроходных машин. Поэтому они сохранились лишь в некоторых компрессорах и в настоящее время почти во всех конструкциях заменены пластинчатыми клапанами.

Характерной чертой пластинчатых клапанов служит набор кольцеобразных стальных пластинок, прижимаемых к опорным поверхностям легкими пружинами. Пластинчатые клапаны собирают из следующих четырех деталей: седло клапана, нажимная розетка с каналами для пружин, клапанные пластины, прижимные пружины.

Седло и розетку изготовляют из чугуна, пластину — из листовой легированной стали.

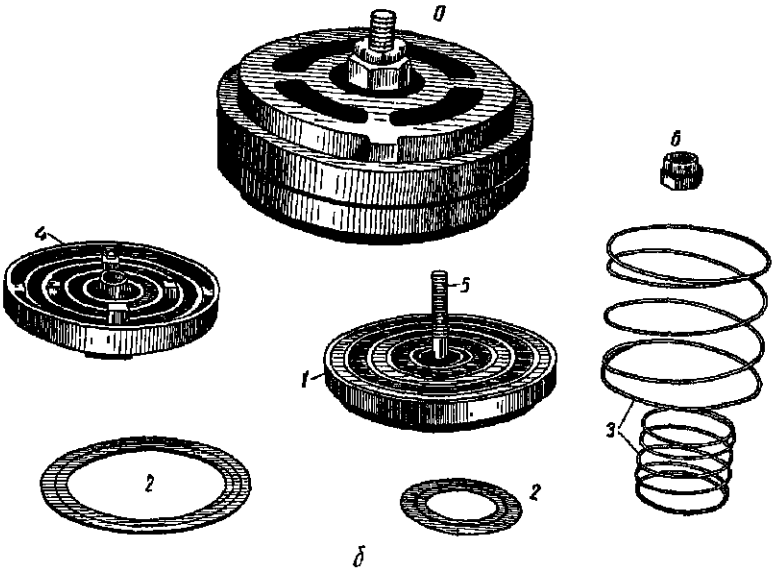


Рис. 28. Пластинчатый нагнетательный клапан:
а — общий вид, *б* — детали, *1* — седло, *2* — пластинки, *3* — пружины, *4* — розетка, *5* — шпилька, *6* — корончатая гайка

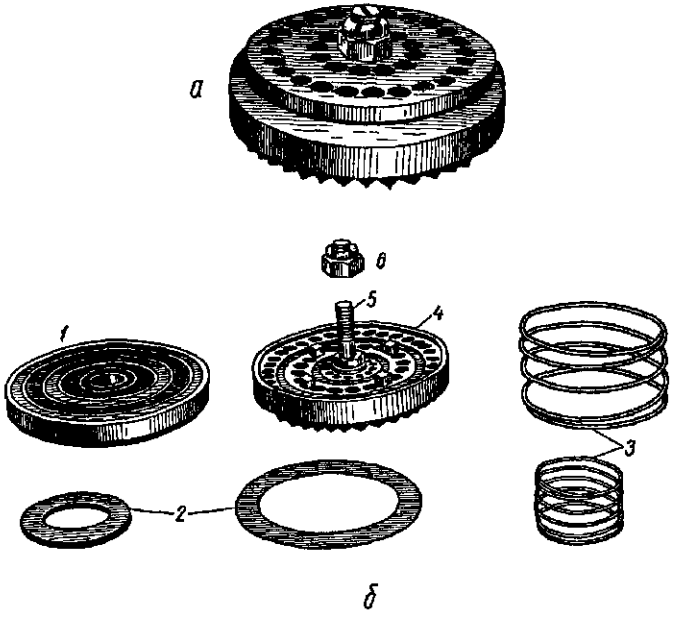


Рис. 29. Пластинчатый всасывающий клапан:
а — общий вид; *б* — детали; *1* — седло, *2* — пластинки, *3* — пружины, *4* — розетка, *5* — шпилька, *6* — корончатая гайка

Предохранительное устройство. Его устанавливают на нагнетательной стороне компрессора, оно служит для предотвращения аварий компрессоров от чрезмерного повышения давления в цилиндре. Такое давление может образоваться, например, при пуске компрессора с закрытым запорным вентилем на нагнетательной стороне. Если в этом случае нагнетательную сторону компрессора с помощью предохранительного устройства соединить со всасывающей, то авария предотвращается.

Предохранительное устройство должно быть автоматически действующим, соединяя стороны нагнетания и всасывания, как только наступают опасные условия в компрессоре, которые заключаются в повышении давления на 5 *атм* больше нормального. Конструктивно предохранительные устройства выполняют в виде специально рассчитанного пружинного предохранительного клапана или клапана с точно калиброванной чугунной пластинкой, которая при чрезмерном повышении давления ломается, и холодильный агент перепускается из нагнетательной полости во всасывающую. Чтобы восстановить нормальную работу компрессоров с пластинчатым предохранительным устройством, необходимо поставить новую пластинку.

Кривошипно-шатунный механизм. Кривошипно-шатунный механизм состоит из ползуна, шатуна, коренного вала и маховика. Он служит для преобразования вращательного движения коренного вала в возвратно-поступательное движение поршня. Ползун является частью, посредством которой соединяются поршневой шток и шатун; поршневой шток присоединяется к ползуну посредством клина или резьбы, а шатун соединяется с ползуном пальцем, вставляемым во вкладыш ползуна. С коренным валом соединяется посредством разъемной головки.

Коренной вал опорными частями или цапфами укладывается в подшипники. Маховик, выравнивая за счет своей инерции крутящий момент на валу компрессора, обеспечивает достаточную равномерность вращения электродвигателя и компрессора. При вращении маховика в одной фазе накапливается энергия, которая в другой отдается механизму, чем и достигается равномерность действия всего механизма.

Маховое колесо часто выполняет одновременно роль шкива. Материалом для изготовления частей кривошипно-шатунного механизма служат чугун и сталь.

Смазочное устройство. Назначение смазки в холодильных машинах — увеличить срок службы трущихся деталей и понизить расход энергии на преодоление трения.

Горизонтальные машины имеют две независимые системы смазки: одна предназначена для цилиндра и сальника поршневого штока, другая — для кривошипно-шатунного механизма.

Первая система состоит из специальных аппаратов — лубрикаторов, которые приводятся в действие в большинстве случаев от торцовых частей коренного вала. Насосные элемеиты лубрикаторов засасывают смазочное масло из резервуара и нагиетают его к трущимся деталям цилиндра и сальника.

Вторая система выполняется различно у разных типов горизонтальных машин. Она может быть циркуляционной, под давлением с помощью шестеренчатого насоса, который подает масло из масляного бачка к трущимся деталям, или центральной, т. е. подача масла к трущимся деталям происходит самотеком из центральиого бачка, устаиавливаемого обычно над ползуном. В бачки масло подается насосом.

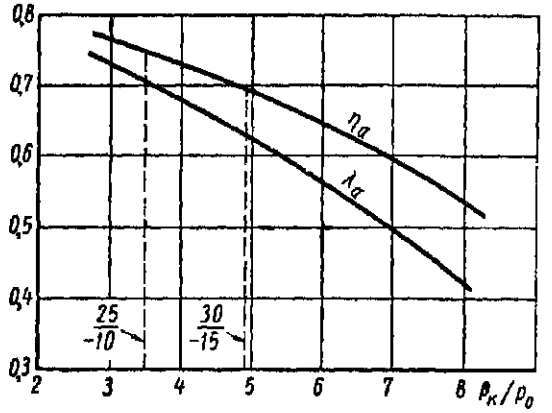


Рис. 30. Значения коэффициентов подачи и индикаторных для аммиачиых горизоитальных компрессоров большой производительиости

Трущимися деталями кривошипно-шатунного механизма являются подшипники коренного вала, головка шатуна, направляющие и палец ползуна.

Для смазки цилиндров и сальников аммиачных компрессоров применяют масло фригус или веретенное-2, а в углекислотных компрессорах, когда уплотнение осуществляется с помощью кожаных манжет,— глицерин.

Таблица 13

Аммиачные одноступеичатые горизоитальные компрессоры двойиого действия

Марка	Число цилиндров	Ход поршня, *мм*	Диаметр цилиндра, *мм*	Диаметр штока, *мм*	Число оборотов компрессора, об/мин	Объем, описываемый поршнем, *м³/час*	Холодопроизводительность, *ккал/час*	Вес компрессора, *кг*	Мощность электродвигателя, *квт*	Габариты компрессора, *мм*	
										длина	ширина
1АГ	1	450	300	75	187	692	343	5245	120	4450	2900
2АГ	1	450	350	75	187	949	470	5830	160	4450	2900
3АГ	1	550	450	100	167	1710	850	10500	280	5570	3540
4АГ	2	550	450	100	167	3420	1700	19250	625	5570	6000

Детали кривошипно-шатунного механизма смазывают машинными маслами с более высокой вязкостью и температурой замерзания, чем масло фригус.

В табл. 13 дана характеристика горизонтальных одноступенчатых компрессоров двойного действия завода «Компрессор».

Компрессоры марок 3АГ и 4АГ выпускаются в настоящее время заводами холодильного машиностроения, остальные сняты с производства, но данные о них помещены в табл. 13, так как они находятся в эксплуатации на многих предприятиях рыбной промышленности.

Все компрессоры снабжены вильчатой рамой с двумя коренными подшипниками.

Значения коэффициентов подачи и индикаторных для горизонтальных компрессоров двойного действия даются кривыми на рис. 30.

Компрессоры вертикальные и с угловым расположением цилиндров

Компрессоры вертикальные и с угловым расположением цилиндров имеют значительное распространение в различных областях хозяйства и особенно в пищевой промышленности как в стационарных, так и в передвижных холодильных установках. Это быстроходные компрессоры и по сравнению с горизонтальными машинами они гораздо экономичнее в отношении занимаемой площади.

Конструктивная особенность большинства компрессоров этой группы — прямоточность. Пары холодильного агента в прямоточном компрессоре при всасывании, сжатии и выталкивании проходят в цилиндре в одном направлении, снизу вверх. Достигается это применением проходного поршня, в верхней части которого встраиваются всасывающие клапаны.

Схема работы вертикального прямоточного компрессора показана на рис. 31. Нагнетательные клапаны находятся в верхней части цилиндра, в теле, так называемой ложной крышки.

Внутреннее пространство полого, фигурной формы поршня посредством щелей и не перекрываемого входного патрубка постоянно соединено с испарителем. Пары холодильного агента сначала поступают в нижнюю — всасывающую полость цилиндра, откуда при движении поршня сверху вниз, через щели всасывающего клапана попадают в пространство над поршнем, в рабочую полость цилиндра.

Следовательно, при движении поршня сверху вниз до открытия всасывающего клапана будет происходить расширение

сжатого агента, оставшегося в мертвом пространстве, а после открытия всасывающего клапана — всасывание его. При движении поршня снизу вверх до открытия нагнетательного клапана пары сжимаются, а после открытия нагнетательного клапана совершается нагнетание агента через пространство между крышками в конденсатор.

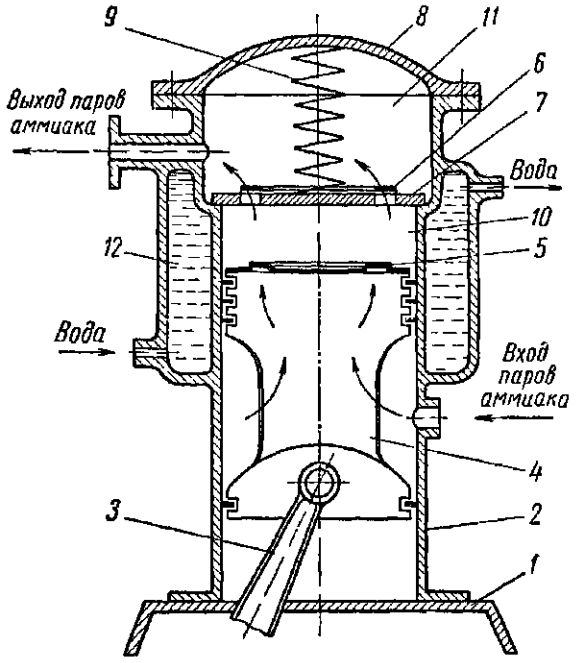


Рис. 31. Схема работы вертикального прямоточного компрессора:
1 — картер, *2* — цилиндр, *3* — шатун, *4* — поршень, *5* — всасывающий клапан, *6* — нагнетательный клапан, *7* — ложная крышка, *8* — верхняя крышка, *9* — буферная пружина, *10* — рабочая полость цилиндра, *11* — нагнетательная камера, *12* — охлаждающая водяная рубашка

В цилиндре прямоточного компрессора как бы разграничиваются по высоте две зоны: в нижней находится полость всасывания, где стенки цилиндра соприкасаются с холодными парами агента, в верхней — полость нагнетания, в которой стенки цилиндра соприкасаются с сильно нагретыми сжатием парами агента. При таких условиях довольно легко решается вопрос об охлаждении верхней зоны компрессора посредством водяной рубашки или охлаждающих ребер.

Прямоточность определяет тип машины, как компрессора простого действия. Поршень его выполняет, кроме своей основной роли, роль ползуна, поэтому поршневой шток в машине отсутствует. На рис. 32 и 33 показаны прямоточные компрессоры: вертикальный и с угловым V-образным расположением цилиндров.

Основными частями прямоточного вертикального и с угловым расположением цилиндров компрессора являются: картер, цилиндры, поршни, сальник, клапаны, предохранительные устройства, кривошипно-шатунный механизм и смазочные устройства.

Картер. Картер является базисной частью компрессора. Он выполняет роль рамы компрессора, воспринимая усилия, возникающие в элементах механизма, а также и дополнительные

функции масляного резервуара и уловителя холодильного агента. Это закрытого типа герметичная коробка, во внутренней центральной части которой монтируют кривошипно-шатунный механизм, а в нижней части образована масляная ванна.

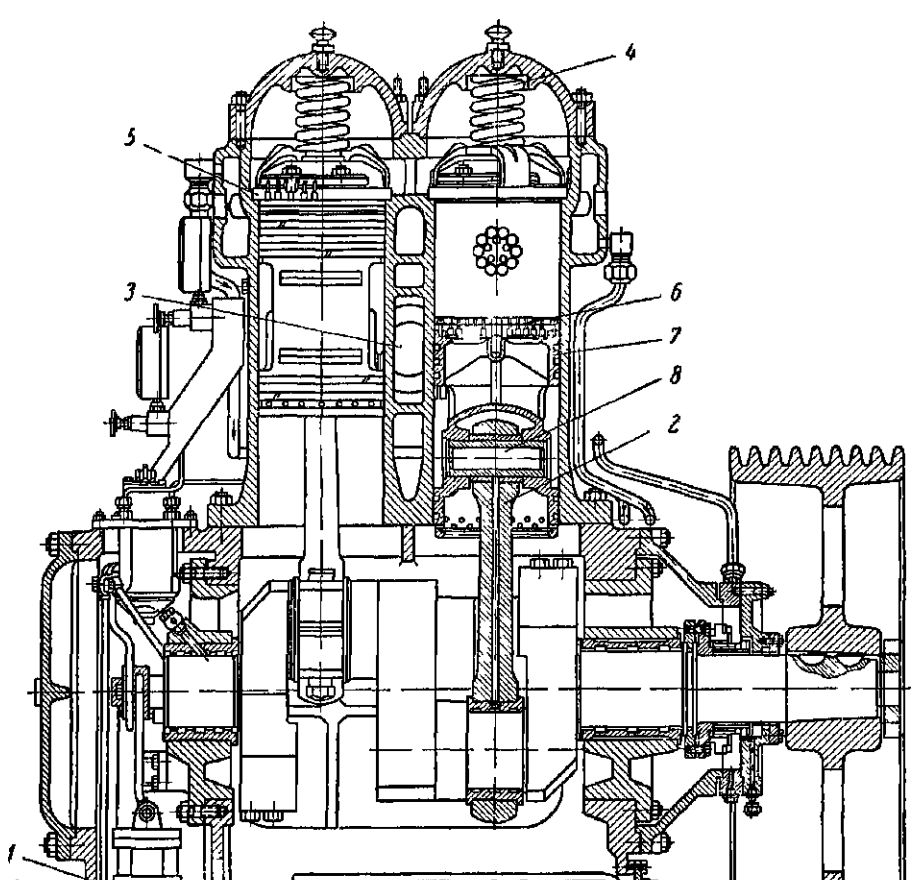


Рис. 32. Вертикальный прямоточный компрессор:

1 — картер, *2* — шатун, *3* — всасывающее окно, *4* — буферная пружина, *5* — ложная крышка с нагнетательными клапанами, *6* — всасывающий клапан, *7* — поршень, *8* — поршневой палец

Для монтажа кривошипно-шатунного механизма и осмотра его в картере имеются съемные крышки: задняя — со стороны маховика и передняя — с противоположной стороны. Уровень масла в картере контролируется через специальное смотровое стекло. Аналогично раме, картер в нижней части имеет отверстия для фундаментных болтов. Картер отливается из чугуна.

Цилиидры. Цилиндры изготовляют из чугуна в виде блока как отъемные или как одно целое с картером.

Отъемные цилиндры внизу заканчиваются фланцами для соединения с картером. Блоки цилиндров имеют общие всасы-

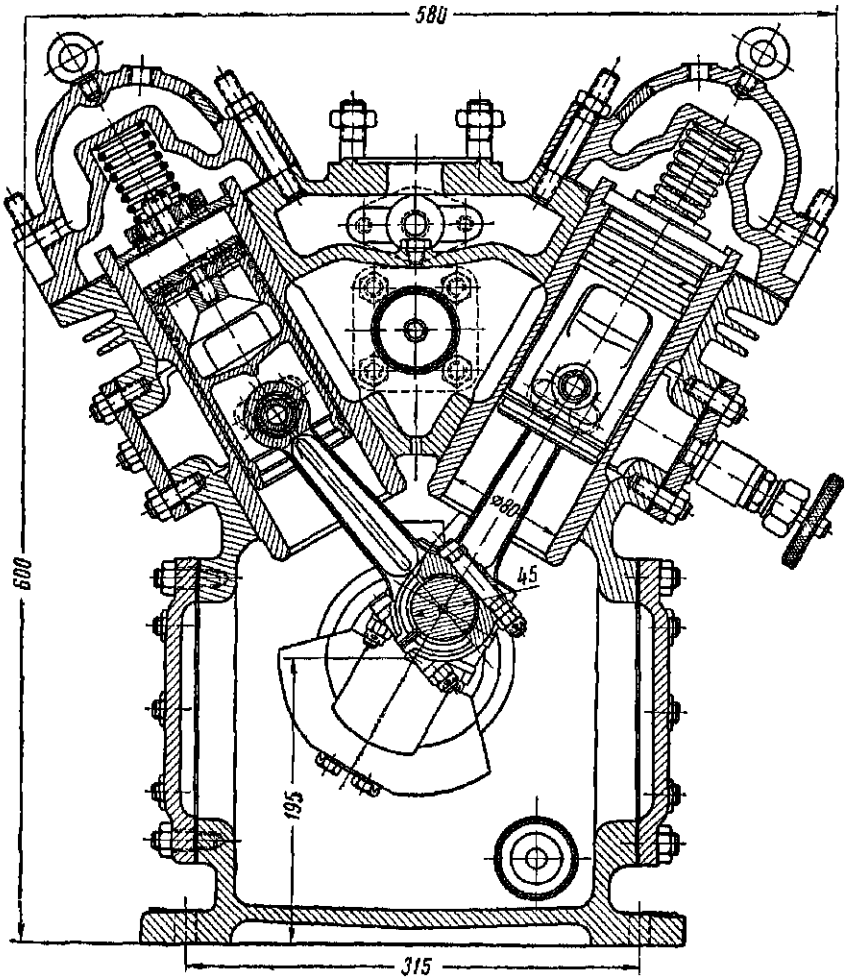


Рис. 33. Блоккартерный четырехцилиидровый аммиачный прямоточиый компрессор 4АУ-8.

вающий патрубок в средней части блока и иагнетательный в верхней его части.

Вверху цилиндры закрывают крышками, но внутри каждый из них в большинстве случаев имеет еще так наэываемую ложиую крышку, которую устанавливают над рабочей полостью

цилиндра без крепления и прижимают к опорной кольцеобразной поверхности цилиндра сильными буферными пружинами. В теле ложной крышки размещают нагнетательные клапаны. Ложную крышку было бы правильнее называть крышкой безопасности, так как она предотвращает аварии компрессора в случае попадания в цилиндр жидкого агента (гидравлический удар) или твердого тела (например, части поломавшегося клапана). В этих случаях преодолевается сопротивление буферной пружины, она сжимается и ложная крышка приподнимается. В верхней внешней части цилиндров, работающих по принципу простого (одинарного) действия, для понижения нагрева верхней рабочей полости предусматривают водяные рубашки или ребра воздушного охлаждения.

Всасывающие и нагнетательные патрубки цилиндров объединяются коллекторами с запорной арматурой.

Поршни. Поршни прямоточных компрессоров имеют удлиненную форму, так как они одновременно выполняют роль ползуна. В большинстве случаев их изготовляют из чугуна в виде отдельной неразъемной полой детали, суженной в средней части. Диаметр поршня в верхней и нижней частях лишь на тысячную долю меньше диаметра цилиндра. Поршень снабжают поршневыми кольцами. В верхней части ставят уплотняющие кольца, которые разобщают рабочую и всасывающую полость цилиндра. В нижней части — маслослизывающее кольцо, которое разъединяет всасывающую полость цилиндра с картером и снимает со стенок цилиндра лишнее масло. Внутренняя часть поршня по высоте делится перегородкой на две части. Над перегородкой расположены окна или специальные каналы для холодильного агента, свободно проходящего по ним от всасывающего патрубка в верхнюю полую часть поршня к всасывающему клапану. Ниже перегородки в поршне имеется отверстие для поршневого пальца, посредством которого он соединяется с шатуном.

Поршневые кольца изготовляют из чугуна, поршневые пальцы — из стали.

Сальник. Требования, предъявляемые к сальникам вертикальных и с угловым расположением цилиндров компрессора, менее жесткие по сравнению с горизонтальными машинами, так как они работают в относительно облегченных условиях, уплотняя конец вращающегося вала компрессора, выходящего из картера. Сальник препятствует выходу холодильного агента из картера и подсоса воздуха в картер при давлении в последнем ниже атмосферного.

В машинах более раннего выпуска применяли сальники, состоящие из свинцовых колец, соприкасающихся с валом,

насаженных на них хлопчатобумажных колец и дополнительных уплотнений.

В современных машинах наиболее распространенными типами являются сальники с упругим элементом (сильфонные и мембранные) и пружинные с уплотнительными кольцами трения.

Клапаны. Клапаны прямоточных машин отличаются от горизонтальных как по месту расположения в машине, так и по принципу действия. В прямоточных машинах всасывающие клапаны устанавливают в верхней части проходного поршня, а нагнетательные — в теле ложной крышки. Клапаны самодействующие, но на их работу, кроме разности давлений $\frac{p}{p_0}$, оказывают также влияние силы инерции в мертвых точках движения поршня. Когда поршень, подойдя к верхней мертвой точке, меняет направление движения на обратное, пластинка всасывающего клапана по инерции стремится сохранить свое движение вверх, и клапан открывается. Когда поршень, подойдя к нижней мертвой точке и закончив процесс всасывания агента, меняет направление движения на обратное, приподнятая от седла пластинка всасывающего клапана по инерции стремится сохранить свое движение вниз, и клапан закрывается. Поэтому всасывающие клапаны этих компрессоров выполняют обычно беспружинными. Действие пружин здесь заменяется влиянием силы инерции. Седла и направляющие клапанов отливают из чугуна, а рабочие пластинки — из листовой прокатной легированной стали.

Предохранительные устройства. Предохранительные устройства представлены ложной крышкой, пружинным предохранительным клапаном или калиброванной чугунной пластинкой. Устройства для предотвращения аварий (калиброванная пластинка) устанавливают внутри нагнетательной камеры компрессора или снаружи, на нагнетательной стороне компрессора.

Кривошипно-шатунный механизм. Кривошипно-шатунный механизм состоит из поршня, шатуна и коленчатого вала. Поршень соединяется с шатуном посредством поршневого пальца, который крепится в поршне или совсем не закрепляется и может проворачиваться в поршне и головке шатуна. Незакрепляемые пальцы называются плавающими, они не должны подвергаться осевому перемещению.

Шатун соединяется с коленчатым валом при помощи разъемной головки. В некоторых машинах нижняя головка отъемная от стержня шатуна; тогда, изменяя толщину прокладок между фланцем стержня и головкой, можно регулировать величину линейного мертвого пространства компрессора. Ко ви-

ной вал, в зависимости от числа цилиндров машины, выполняют одноколенчатым и многоколенчатым; двухцилиндровому компрессору соответствует вал с двумя коленами, четырехцилиндровому — с четырьмя и т. д. Коленчатый вал опирается на подшипники; на его выступающий конец насаживают маховик.

Коленчатые валы и шатуны изготовляют из мартеновской углеродистой стали.

Смазочные устройства. Трущиеся части прямоточных компрессоров в большинстве случаев смазывают из резервуара, которым служит нижняя часть картера, одним и тем же маслом. Плунжерный или шестеренчатый насос подает масло из резервуара к трущимся частям кривошипно-шатунного механизма, пройдя предварительно через специальный фильтр. Цилиндры компрессора смазываются маслом посредством его разбрызгивания нижними головками шатунов, имеющих для этого специальные сверления. Смазка выносного подшипника обычно кольцевая. Масляные насосы приводятся в действие от коренного вала, непосредственно от торца его или посредством насаженного на него эксцентрика.

В табл. 14 дана характеристика аммиачных вертикальных и V-образных компрессоров одноступенчатого сжатия.

Значение коэффициента подачи λ для аммиачных компрессоров типа ВП и УП основных марок дано кривыми на рис. 34.

Достижением холодильного машиностроения являются компрессоры блоккартерной конструкции. У этих компрессоров цилиндры и картер выполнены в виде одной отливки. В верхнюю часть блоккартерной системы запрессовывают съемные цилиндровые, из легированного чугуна, гильзы, которые в случае износа легко заменяются новыми.

Блоккартерные компрессоры выгодно отличаются от компрессоров других конструкций, так как механическая обработка их проще, а сборка точнее; они компактны, имеют минимальное число соединений и фланцев, что уменьшает пропуски холодильного агента через неплотности. Многоцилиндровые блоккартерные компрессоры хорошо уравновешены и могут работать с высоким числом оборотов.

Отечественные заводы выпускают блоккартерные компрессоры одноступенчатые — фреоновые и аммиачные. Последние рассчитаны на диапазон температур кипения от 0 до —30° и конденсацию до 40° при отношении давлений конденсации и кипения p/p_0 не более 8 *кг/см* и разности давлений на поршень $p - p_0$ не более 12 *кг/см*.

Блоккартерный аммиачный компрессор (см. рис. 33) приводится в действие электродвигателем, соединенным с ним непосредственно на одной оси, число обо отов его доходит до

Таблица 14

Аммиачные вертикальные и V-образные компрессоры одноступенчатого сжатия

Марка	Холодопроизводительность, *ккал/час*	Число цилиндров	Число оборотов, об/мин	Диаметр цилиндра, *мм*	Ход поршня, *мм*	Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	Часовой объем, *м³/час*	Мертвый объем, %	Съем холода с 1 *кг* веса, *ккал/час*	Удельная холодопроизводительность, *ккал/квт·ч*	Вес компрессора с маховиком, *кг*	Мощность электродвигателя, *квт*	Габариты компрессора, *мм*		
													длина	ширина	высота
АВ-15	15000	2	720	80	80	1	34,73	6,27	57,5	2470	156	7	600	585	690
(2АВ-8)*	20000		960				46,30		77,5	2560	156	10			
АҚАУ-30	30000	4	720	80	80	1	69,46	5,45	83,5	2670	228	10	650	615	685
(4АУ-8)*	42500		960				92,60		116	2760	229	14			
АВ-75	75000	2	480	150	140	0,93	142,43	—	45,5	3010	1050	20	1150	910	1160
(2АВ-15)*	100000		720				213,65		68	3030	1050	28			
АУ-150	150000	4	480	150	140	0,93	284,86	5,35	74	3010	1450	40	1300	1120	1400
(4АУ-15)*	200000		720				427,30		111	3030	1450	70			
АВ-300	300000	2	360	270	250	0,93	618,05	3,21	66	3750	4500	95	1980	1210	1935
(2АВ-27)*	40000		480				824,06		86	3680	4500	130			

* В скобках указана марка по старой номенклатуре.

960 в минуту. Особенностью V-образного компрессора является то, что при четырех цилиндрах он имеет двухколенчатый вал.

Двухцилиндровые компрессоры имеют одноколенчатый вал. Это компрессоры облегченного веса, с уменьшенным мертвым пространством (до 5,35%), роликовыми и шариковыми подшипниками. Верхние крышки компрессора охлаждаются водой, а цилиндры воздухом.

В холодильном машиностроении и при эксплуатации холодильных машин важное значение имеет унификация компрессоров. В этих целях определяют базовые компрессоры, на основе которых строятся ряды компрессоров с унифицированными основными узлами и деталями — узлами цилиндров, поршнями, клапанами, кривошипно-шатунными механизмами, картерами и т. д.

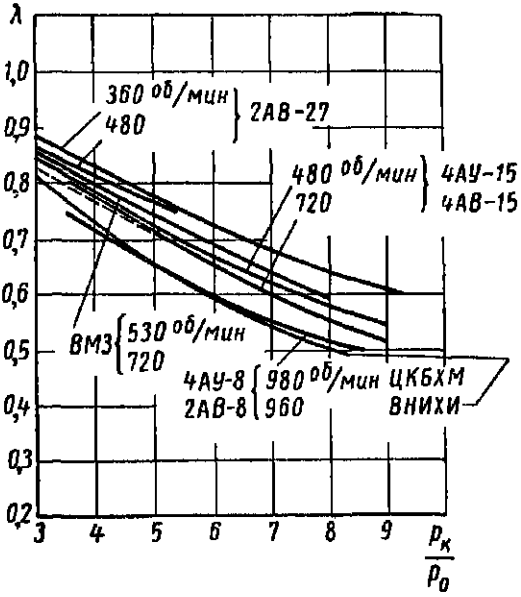


Рис. 34. Значение коэффициента подачи λ для аммиачных компрессоров типа ВП и УП осиовных марок

В табл. 15 приведена новая градация унифицированных холодильных компрессоров, разработанная Центральным конструкторским бюро холодильного машиностроения. Эта градация принята в нашем компрессоростроении и по мере освоения вошедших в нее машин они заменяют ранее выпускавшиеся компрессоры.

Многие из компрессоров, вошедших в унифицированные ряды, освоены и успешно выпускаются машиностроительными заводами. К их числу относятся компрессоры: АВ-100, АУ-200, ФВ-20, ФУ-40, ФУУ-80 и др.

Современные типы компрессоров отличаются компактностью, число оборотов их доходит до 1500 в минуту, они снабжаются сальниками улучшенной конструкции и подшипниками качения. Эти компрессоры экономны по расходу металла (менее металлоемки) и эффективны по съему холода с 1 *кг* веса. Так, например, съем холода в одноступенчатых вертикальных компрессорах при $t_0 = -15$ и $t = 30°$ доходит до 116 *ккал/час* с 1 *кг* веса компрессора; удельная холодопроизводительность — до 3750 *ккал/квт · ч*.

Таблица 15

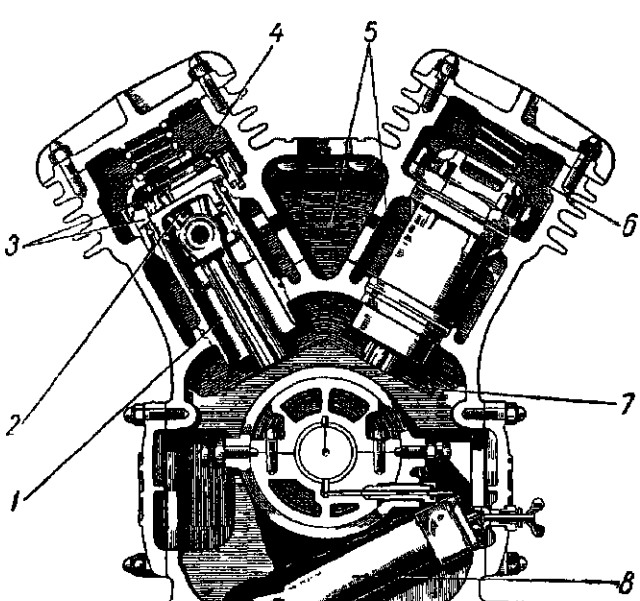
Градация холодильных компрессоров

Конструктивные параметры баз					Параметры компрессоров, работающих на фреоне-12 и фреоне-142 при $p_к - p_0 \leq 8$ кг/см²						Параметры компрессоров, работающих на аммиаке, фреоне-22 и фреоне-142 при $p_к - p_0 \leq 12$ кг/см²					
№ баз	ход поршня, мм	тип	количество цилиндров	число оборотов в минуту	марка	диаметр цилиндра, мм	холодопроизводительность, ст. ккал/час	потребляемая мощность, квт	вес, кг	удельный вес, кг на 1000 ккал/час	марка	диаметр цилиндра, мм	холодопроизводительность, ст. ккал/час	потребляемая мощность, квт	вес, кг	удельный вес, кг на 1000 ккал/час
I	40	В	2	960	ФВ-3	50	2000	1,07	33	16,5	—	—	—	—	—	—
				1400			2700	1,52		12,2	—	—	—	—	—	—
		В	2	960	ФВ-6		4500	1,77	45	10,0	—	—	—	—	—	—
				1440			6100	2,45		7,4	—	—	—	—	—	—
II	50	У	4	960	ФУ-12	67,5	9000	3,4	90	10,0	—	—	—	—	—	—
				1440			12200	4,7		7,4	—	—	—	—	—	—
		УУ	8	960	ФУУ-25		18000	6,55	150	8,3	—	—	—	—	—	—
				1440			24400	9,0		6,2	—	—	—	—	—	—
III	70	В	2	960	ФВ-20	100	13000	6,5	180	14,5	АВ-20	80	14500	5,25	160	11,0
				1440			19500	9,2		9,8			22000	7,9		7,3
		У	4	960	ФУ-40		26000	11,8	250	9,6	АУ-45		29000	10,0	215	7,4
				1440			39000	18,0		6,4			44000	14,9		5,0
		УУ	8	960	ФУУ-80		52000	22,7	390	7,5	АУУ-85		58000	19,2	350	6,0
				1440			78000	34,5		5,0			88000	29,0		4,0
IV	130	В	2	720	ФВ-85	190	65000	28,0	850	13,0	АВ-100	150	75000	25,0	800	10,7
				960			87000	37,5		9,8			100000	33,0		8,0
		У	4	720	ФУ-175		130000	54,0	1200	9,2	АУ-200		150000	48,0	1150	7,7
				960			175000	72,0		7,0			200000	64,0		5,8
		УУ	8	720	ФУУ-350		260000	105,0	1800	7,0	АУУ-400		300000	93,0	1750	5,8
				960			350000	140,0		5,2			400000	125,0		4,4

Блоккартерные компрессоры изготавливают многие зарубежные фирмы. Некоторые из них имеют интересные конструктивные особенности. На рис. 35 изображен разрез аммиачного блоккартерного компрессора итальянской фирмы «Самифи». Этот компрессор не прямоточный, но имеет камеру автоматического охлаждения цилиндров.

Цилиндры выполнены в виде съемных втулок, закрепленных на опорах отливки и прижимаемых к ним сильной буферной пружиной. Между цилиндром и телом отливки имеются полости, через которые и проходнт к всасывающим клапанам холодильный агент.

Таким образом, цилиндр полностью размещен в потоке всасываемого аммиака. Верхняя часть компрессора — камера сжатого холодильного агента — снабжена ребрами воздушного охлаждения.



35. Аммиачный блоккартерный компрессор фирмы «Самифи»:

1 — цилиндр, *2* — поршень, *3* — всасывающие и нагнетательные клапаны, устанавленные на предохранительной крышке, *4*, *5* — зарубашечное пространство, *6* — камера сжатия, *7* — картер, *8* — фильтр

Преимущества такой конструкции (автоматическое охлаждение цилиндров холодильным агентом, возможность быстро заменять изношенные цилиндры) вполне очевидны и компенсируют нарушение принципа прямоточности.

Некоторые особенности фреоновых компрессоров

По принципу действия и общему устройству фреоновые и аммиачные компрессоры типа ВП и УП сходны, но фреоновые компрессоры отличаются некоторыми особенностями, обусловливаемыми рассмотреннымн термодинамическнми свойствами этого холодильного агента. На рис. 36 изображен фреоновый компрессор 4ФУ-10, который выполняется на общей базе

с аммиачным компрессором 4АУ-8 (см. рис. 33), имеющим с фреоновым приблизительно одинаковую производительность. Фреон значительно отличается от аммиака по объемной холодо-

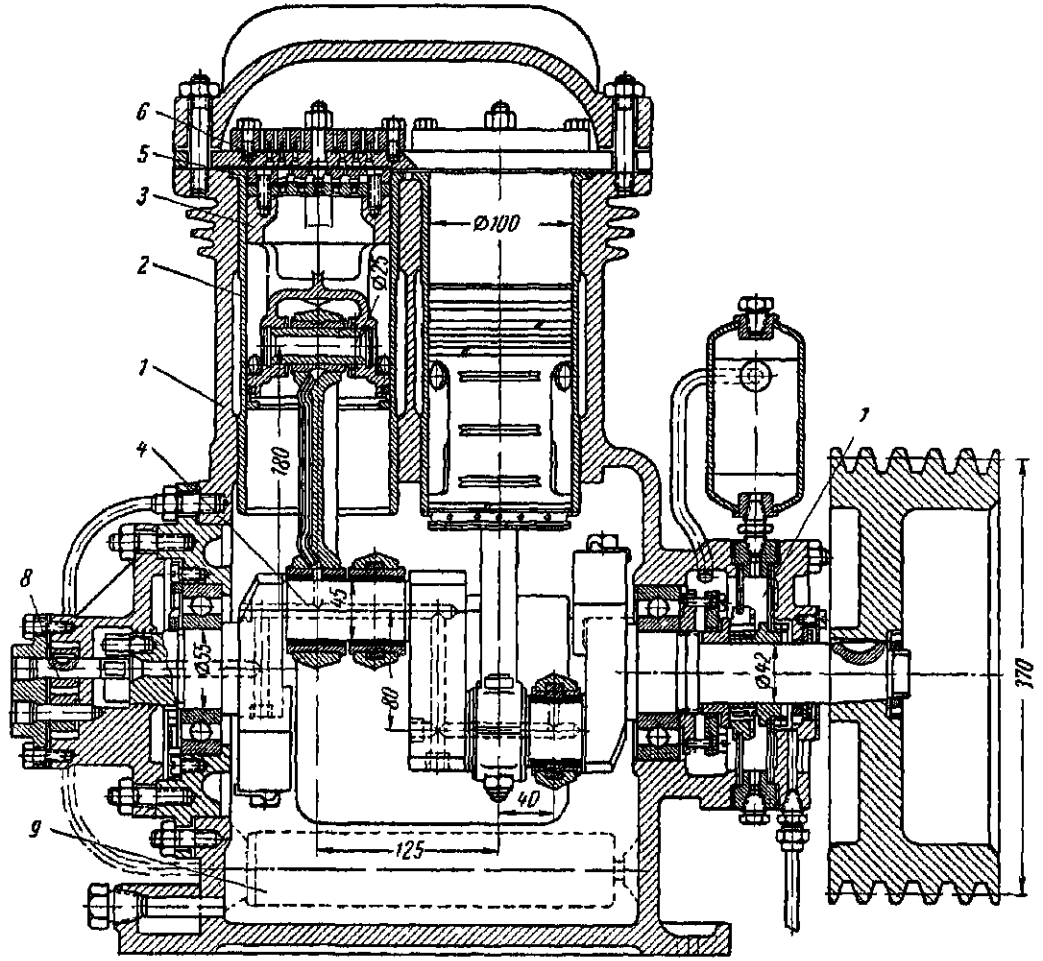


Рис. 36. Блоккартерный четырехцилиндровый фреоновый прямоточный компрессор 4ФУ-10:

1 — блоккартер, *2* — цилиндровые гильзы, *3* — поршень, *4* — коленчатый вал, *5* — всасывающие клапаны, *6* — нагнетательные клапаны, *7* — мембранный сальник, *8* — масляный насос, *9* — масляный фильтр

производительности, удельному весу, вязкости, температуре в конце сжатия; он обладает очень высокой текучестью. Эти свойства определяют ряд конструктивных решений в компрессорах.

Объемная холодопроизводительность фреона (q_v *ккал/м*^{3}) примерно в 1,6 раза меньше аммиака, поэтому при прочих равных

условиях цилиндр фреонового компрессора соответственно больше аммиачного. В связи с тем, что фреон-12 текуч, требование плотности во всех узлах фреоновой машины является особенно важным. Поэтому наиболее желательной конструкцией фреонового компрессора следует считать блоккартерную. По той же причине в этих компрессорах должны применяться наиболее совершенные сальники (мембранные с масляным затвором).

Фреон отличается большим удельным весом и высокой вязкостью, что создает значительное сопротивление в трубопроводах и клапанах. Чтобы избежать этого, систему рассчитывают на уменьшенную, против аммиачной машины, скорость движения фреона в трубопроводах и проходных сечениях каналов и клапанов. Так как в системе должен проходить агент по объему пара в 1,6 раза больше и со скоростью в 2,5 раза меньше, то диаметры трубопроводов фреоновой машины должны быть примерно в 2 раза больше по сравнению с аммиачной. Это положение следует учитывать и в отношении проходных сечений клапанов.

Температура фреона в конце сжатия в компрессоре невысока, так, например, при $t_0 = -15°$, температуре всасывания $-10°$ и $t = 30°$ она равна 45°. При таком температурном режиме можно ограничиться воздушным охлаждением компрессора, не предусматривая охлаждающей рубашки цилиндра. Ложные крышки во фреоновых компрессорах заменяют специальными плитами, в которых размещают нагнетательные клапаны. Плита вместе с наружной крышкой жестко скрепляется с цилиндром.

Так как во фреоновых машинах применяются самопружинящие мембранные или ленточные клапаны с большим проходным сечением, опасность гидравлического удара в цилиндре компрессора практически отсутствует.

Стремление создать компактную машину, устранив возможность утечки холодильного агента, и свести к минимуму износ коленчатого вала привело к созданию бессальникового компрессора.

Картер такого компрессора герметично соединен с корпусом электродвигателя и, таким образом, последний как бы оказывается непосредственно в картере. Ротор электродвигателя насажен на продолженне коренного вала компрессора. В таком компрессоре отпала необходимость в сальнике для уплотнения коренного вала, кроме того, он работает бесшумно.

Пока бессальниковые фреоновые компрессоры изготавливаются промышленностью только небольшой производительностн — до 15 тыс. ст. *ккал/час*.

Компрессоры двухступенчатого сжатия

Для двухступенчатого сжатия применяют компрессоры с дифференциальным (ступенчатым) поршнем; используют в цикле двухступенчатого сжатия два компрессора, из которых один является ступенью низкого давления (ц. н. д.), другой — высокого давления (ц. в. д.); применяют многоцилиндровые компрессоры, часть цилиндров которых является ступенью низкого давления и остальные ступенью высокого давления.

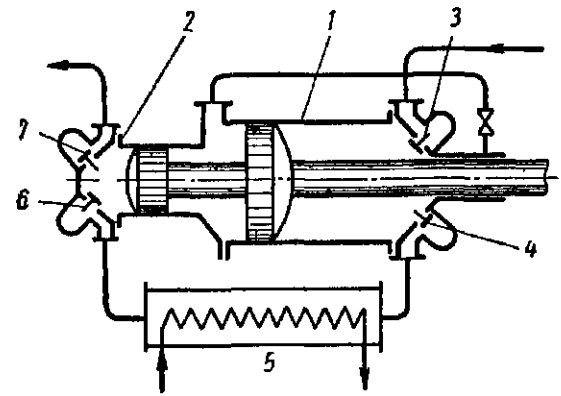


Рис. 37. Схемы устройства двухступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем

Устройство и принцип действия компрессора с дифференциальным поршнем показаны на рис. 37.

Двухступенчатое сжатие в таких компрессорах осуществляется в одном цилиндре специальной конструкции, как бы разделенном на две зоны. Этот компрессор снабжен одним поршневым штоком, на который насажены два поршня разных диаметров. Правая часть компрессора с большим диаметром цилиндра и поршня — ступень низкого давления; левая, с меньшим,— ступень высокого давления.

Холодильный агент при ходе поршня влево засасывается из испарителя через клапан *3* в ступень низкого давления *1*. При обратном ходе поршня этот газ сжимается и выталкивается через клапан *4*. Далее агент проходит промежуточный охладитель *5* и через клапан *6* засасывается в ступень высокого давления *2*, когда поршень идет слева направо. При следующем ходе поршня справа налево в ступень *1* всасывается новая порция агента из испарителя, а в ступени высокого давления происходит сжатие и выталкивание сжатого газа через клапан *7* в конденсатор.

Следовательно, в компрессоре с дифференциальным поршнем за один ход в ступени низкого давления происходит всасывание, а в ступени высокого давления — сжатие и нагнетание газа; при обратном ходе, наоборот, в ступени низкого давления происходит сжатие и нагнетание, а в ступени высокого давления — всасывание.

Приведенная схема устройства компрессора с днфферепциальным поршнем не является единственной. Другие варианты распределения ступеней горизонтального и вертикальиого компрессоров такого тнпа показаны на рис. 38. Горизонтальный компрессор 14АГ выполнен так, что ступень низкого давления находится в середине цилиндра, а ступень высокого давления

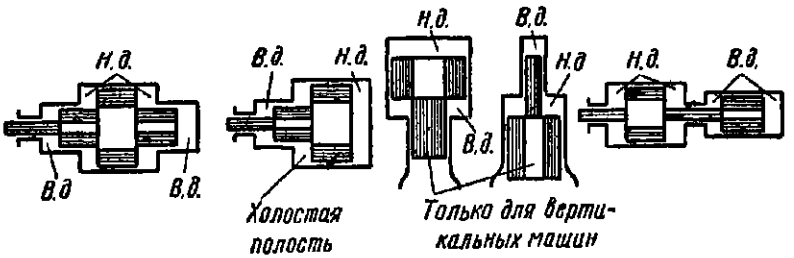


Рис. 38. Схема распределеиия ступеней компрессоров двухступенчатого сжатия с дифферепциальиыми поршиями

Таблица 16

Техническая характеристика компрессоров двухступеичатого сжатия

Показатели	Компрессоры		
	14АГ	АГК-47	АГК-56
Холодопроизводительиость, тыс. *ккал/час*	75	275	150
	(t_0 = —30° $t_к$=30°)	(t_0 = —33° $t_к$=35°)	(t_0 = —50° $t_к$=35°)
Число цилиидров	1	2	2
Диаметр цилиидра, *мм*			
иизкого давления	350	470	560
высокого давлеиия	180	300	300
Диаметр штока, *мм*	50	75	75
Число оборотов в миуту	170	187	187
Объем, описываемый поршием			
в час, *м³/час* ц. и. д.	362	1730	2470
ц. в. д.	126	690	696
Ход поршня, *мм*	250	450	450
Вес компрессора, *кг*	3990	11500	13500
Мощиость электродвигателя, *квт*	44	240	240
Габариты компрессора, *мм*			
длииа	—	5060	5100
ширина	—	5590	5600
высота	—	2800	2800

Таблица 17

Техническая характеристика агрегатов двухступенчатого сжатия [1]

Показатели	Агрегаты			
	АДС-10	АДС-30	АДС-45	АДС-150
Компрессор				
низкая ступень	4АУ-15	4БАУ-19	4БАУ-19	4БАУ-19
высокая ступень	2АВ-25	2АБ-15	2АБ-15	2АБ-15
Число цилиндров				
ц. и. д.	4	4	4	4
ц. в. д.	2	2	2	2
Диаметр цилиндра, *мм*:				
ц. и. д.	150	190	190	190
ц. в. д.	150	150	150	150
Ход поршня				
ц. и. д.	140	140	140	140
ц. в. д.	140	140	140	140
Число оборотов в минуту				
ц. н. д.	720	480	720	720
ц. в. д.	350	480	720	720
Теоретический объем, описываемый поршнем, $м^3/час$:				
ц. н. д.	429	456	684	684
ц. в. д.	104	143	214,5	214,5
Холодопроизводительность установки, тыс. *ккал/час*	10 ($t_0=-65°$ $t_к=30°$)	30 ($t_0=-50°$ $t_к=35°$)	45 ($t_0=-50°$ $t_к=35°$)	150 ($t_0=-30°$ $t_к=30°$)
Съем холода с 1 *кг* компрессора, *ккал/час*	5,2	11	17	58
Удельная холодопроизводительность компрессора, *ккал/квт·ч*	718	993	1010	1970
Мощность электродвигателя, *квт*				
ц. н. д.	14	20	48	55
ц. в. д.	20	28	40	40
Вес агрегата, *кг*	3000	2900	2900	3200
Габариты компрессоров, *мм*				
4БАУ-19				
длина	—	1280	1280	—
ширина	—	1150	1150	—
высота	—	1535	1535	—
2АВ-15				
длина	—	1150	1150	—
ширина	—	910	910	—
высота	—	1160	1160	—
Габариты агрегата, *мм*:				
длина	—	—	—	3925
ширина	—	—	—	1525
высота	—	—	—	1750

[1] В схемах двухступенчатого сжатия применяют и другие компрессоры агрегаты

составлена из двух полостей, расположенных с обеих сторон первой.

Способ осуществления двухступенчатого сжатия путем использования в цикле двух компрессоров одноступенчатого сжатия получил широкое распространение. Согласно расчету из одноступенчатых компрессоров выбирают наиболее подходящие по производительности и удовлетворяющие запроектированному производственному процессу. Эти машины, включенные в цикл двухступенчатого сжатия, могут выполняться с приводом от общего вала (например, горизонтальные компрессоры АГК-47 и АГК-56) или агрегатнроваться из горизонтальных или вертикальных компрессоров с обособленными приводами (например, ннзкотемпературные аммначные агрегаты АДС-10, АДС-30, АДС-45, АДС-150).

Агрегат АДС-10 составлен из компрессоров: в качестве ступени низкого давления — V-образный компрессор 4АУ-15 и ступени высокого давления — вертикальный компрессор 2АВ-15. Для других агрегатов использованы V-образные компрессоры 4БАУ-19 и вертнкальные 2АВ-15, которые в разных схемах работают при различных температурных режимах н числе оборотов.

Таблица 18

Техническая характеристика комирессоров марки ДАУ-80 и ДАУ-50

Показатели	Компрессоры	
	ДАУ-80	ДАУ-50
Холодопроизводительность компрессора (при $t_0=-40°$ и $t=35°$), тыс. *ккал/час*	80/54	50/38
Число оборотов в минуту	720/480	960/720
Потребляемая мощиость на валу компрессора, *квт*	55/37	36/27
Число цилиндров:		
низкой ступени	3	3
высокой ступени	1	1
Диаметр цилиндров, *мм*:		
иизкой ступеии	200	150
высокой ступеии	200	150
Ход поршня, *мм*	150	130
Расход смазки, *г/час*	200	200
Габарнтные размеры, *мм*:		
длина	1335	1150
ширина	1420	1350
высота	1480	1260
Вес, *кг*	1800	1350

Техническая характеристика компрессоров и агрегатов двухступенчатого сжатия приводится в табл. 16 и 17.

На наших холодильниках и промысловых рефрижераторных судах наибольшее распространение получили многоцилиндровые компрессоры.

Отечественная промышленность выпускает двухступенчатые, блоккартерные, прямоточные, V-образные компрессоры для

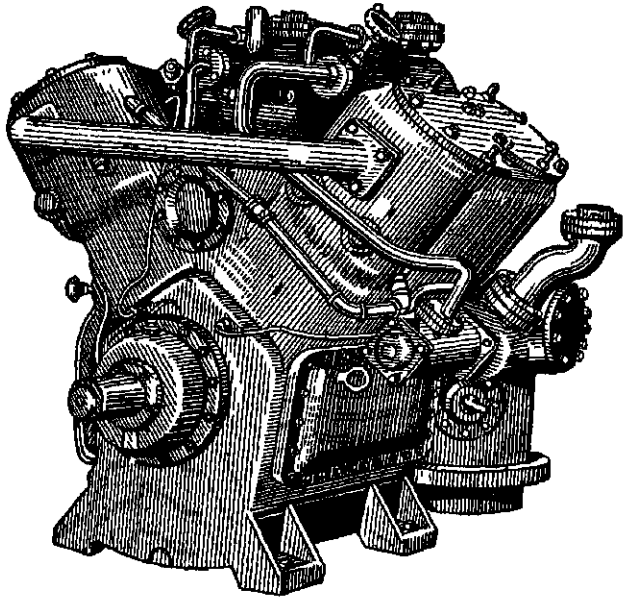


Рис. 39. Двухступенчатый блоккартерный аммиачный компрессор ДАУ-80

аммиачных холодильных установок марки ДАУ-80 (рис. 39) и ДАУ-50 (табл. 18).

Компрессоры ДАУ-80 и ДАУ-50 предназначены в основном для установки на рефрижераторных судах. Работа их масляной системы рассчитана на крен до 40°. Оба компрессора имеют коленчатые валы двухопорные, двухколенные — с коленами под углом 180°; коренные подшипники — роликовые; клапаны всасывающие и нагнетательные — самодействующие, пластинчатые, ленточные беспружинные; сальник пружинный, двухопорный с парой трения графит-сталь.

Привод компрессоров от электродвигателя осуществляется через эластичную муфту-маховик. Муфта имеет упругий элемент в виде резиновой армированной вставки, допускающей осевое смещение до 2 *мм*, радиальное до 1 *мм* и перекос до 1°.

Компрессор ДАУ-50 является двухступенчатой модификацией компрессора АУ-200 из унифицированного ряда одноступенчатых компрессоров.

Расчет основных размеров компрессоров и мощности двигателя

Главными характеристиками холодильного компрессора являются холодопроизводительность и расход мощности на работу. Они связаны с другими величинами, которые заранее принимают или определяют расчетом: диаметр цилиндра компрессора D, ход поршня S, число оборотов вала компрессора n.

Отношение $\frac{S}{D}$ в значительной мере определяет габариты, вес, работу трения компрессора. От правильного выбора числового его значения зависит создание компрессора малогабаритного и малометаллоемкого, износоустойчивого и экономичного.

Исходными величинами для расчета основных размеров холодильного компрессора являются холодопроизводительность машины Q_0 *ккал/час* и температуриый режим t_0, $t_{\text{пер}}$, $t_{\text{к}}$°С.

Необходимо выбрать тип компрессора наиболее целесообразный для данного случая. Расчет основных размеров компрессора базируется на тепловом расчете процесса, который производится с помощью энтропийной или энтальпийной диаграммы (см. главу I).

Тепловой расчет определяет: холодопроизводительность 1 *кг* холодильного агента $q_0 = i_1 - i_4$ *ккал/час*, вес агента, циркулирующего в машине за 1 час, соответствующий заданной холодопроизводительности машины Q_0 $G = \frac{Q_0}{q_0}$ *кг/час*, часовой объем, описываемый поршнями компрессора $V_h = \frac{Gv_1}{\lambda}$ *м³/час*. В этой формуле величина v_1 находится по давлению и температуре пара у всасывающего патрубка компрессора. По этому объему рассчитывают основные размеры компрессора, тип которого был заранее выбран.

Одноцилиндровый компрессор простого действия. Часовой объем, описываемый поршнем компрессора, выражают размерами цилиндра, т. е.

$$V_h = \frac{Gv_1}{\lambda} = \frac{\pi D^2 S n 60}{4} \text{ м}^3/\text{час},$$

где D — диаметр цилиндра, *м*;

S — ход поршня, *м*;

n — число оборотов компрессора в минуту.

Отсюда вычисляют

$$D = \sqrt{\frac{4V_h}{\pi Sn60}} \text{ м}.$$

В этом уравнении величины D, S, n неизвестны, поэтому в него вводят значение средней скорости поршня c_m.

Средняя скорость поршня или путь, который проходит поршень в секунду, равняется

$$c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек}.$$

Отсюда $Sn = 30c_m$.

Пользуясь этим отношеинем, получим

$$D = \sqrt{\frac{4V_h}{30 \cdot 60\pi c_m}} \text{ м},$$

Среднюю скорость поршня в современных крупных компрессорах прнннмают от 2,5 до 3,5 *м/сек*, в компрессорах средней холодопроизводительности от 1,5 до 2,5 *м/сек*. Задавшись в этих пределах численным значением c_m, легко вычислнть диаметр поршня.

Ход поршня вычисляют, исходя из отношения $\frac{S}{D}$, величиной которого задаются на основании практики холодильного машиностроения. Это отношение завнсит от коиструктивной формы компрессора и холодильного агента.

В современных конструкциях компрессоров рекомендуются следующие значения $\frac{S}{D}$:

1) для одноступенчатых, безкрейцкопфных компрессоров, работающих на аммиаке и фреоне-22, 0,8 ~ 0,9;

2) для того же типа машин, ио работающих на фреоие-12, или для поджнмающнх ступеней и цилиндров низкого давления двухступенчатых машии, работающих на аммиаке и фреоне-22, 0,7 ~ 0,8;

3) для крейцкопфных компрессоров двойного действия 1 ~ 1,5.

Задавшись отношением $\frac{S}{D}$, легко вычислить ход поршня.

Число оборотов компрессора определяют по формуле

$$c_m = \frac{Sn}{30},$$

т. е.

$$n = \frac{c_m 30}{S} \text{ об/мин}.$$

Компрессор двойного действия. Объем, описываемый поршнем компрессора двойного действия и выраженный через размеры цилиндра, равен

$$V_h = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)Sn60 \ м^3/час,$$

где d — диаметр поршневого штока, $м$.
Отсюда

$$V_h = \frac{G \cdot v_1}{\lambda} = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)Sn60 \ м^3/час.$$

Поступая таким же образом в отношении средией скорости поршня c_m, получим:

$$V_h = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)c_m 30 \cdot 60 = 1413(2D^2 - d^2)c_m \ м^3/час.$$

Далее, задаваясь значением c_m и выражая значение d по эмпирическим формулам через диаметр цилиндра, например, для аммиачной машины $d = (0{,}2 \sim 0{,}25)D$; для углекислотной — $d = (0{,}3 \sim 0{,}45)D$, определяем величину D.

Ход поршня вычисляют, пользуясь формулой $S = \frac{30c_m}{n}$ или исходя из отношений $\frac{S}{D}$.

Прямоточный многоцилиндровый компрессор. Объем, описываемый поршнями компрессора, имеющего Z цилиндров, равен

$$V_h = \frac{Gv_1}{\lambda} = Z\frac{\pi D^2}{4}Sn60 \ м^3/час.$$

Заменяя Sn на c_m 30 получим:

$$V_h = Z\frac{\pi D^2}{4}c_m 30 \cdot 60 = Z1413D^2c_m.$$

Подставляя значения V, Z и c_m в формулу, вычислим диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{V_h}{1413c_m Z}}.$$

Исходя из соотношений $\frac{S}{D}$ для данного типа компрессора и по принятому значению c_m, вычислим S и n.

Мощность компрессора. Работу адиабатического сжатия 1 *кг* холодильного агента определяют по тепловой диаграмме

$$AL = i_2 - i_1 \text{ ккал/кг}.$$

Следовательно, теоретическая мощность компрессора равна

$$N_т = \frac{ALG}{632} \text{ л. с.} \quad \text{или} \quad N_т = \frac{ALG}{860} \text{ квт}.$$

Теоретическую мощность компрессора можно определить и по теоретической удельной холодопроизводительности $K_т$ $\left(K_т \frac{ккал}{л.с.ч}, \; K_т \frac{ккал}{квт\text{-}ч}\right)$

$$N_т = \frac{Q_0}{K_т} \text{ л. с.}; \quad N_т = \frac{Q_0}{K_т} \text{ квт}.$$

Значения теоретической удельной холодопроизводительности аммиачных и фреоновых компрессоров приведены в табл. 19 и 20.

Таблица 19

Теоретическая удельная холодопроизводительность аммиачного компрессора

Температура, °С		Температура кипения, °С							
конденсации	переохлаждения	±0	—5	—10	—15	—20	—25	—30	—35
20	10	11243	8658	6939	5711	4794	4083	3516	3053
	15	11027	8490	6804	5599	4700	4002	3446	2992
	20	10809	8322	6668	5488	4605	3921	3376	2931
25	15	8830	7082	5836	4901	4179	3601	3132	2742
	20	8655	6941	5719	4804	4095	3528	3068	2686
	25	8480	6799	5602	4704	4009	3454	3008	2629
30	15	7368	6079	5112	4362	3764	3276	2871	2531
	20	7223	5968	5010	4274	3688	3210	2812	2479
	25	7076	5837	4907	4186	3612	3143	2751	2426
	30	6928	5713	4804	4098	3535	3075	2694	2373
35	20	6207	5225	4462	3851	3358	2946	2600	2304
	25	6081	5118	4371	3774	3288	2885	2515	2255
	30	5953	5009	4279	3694	3218	2822	2490	2206
	35	5824	4900	4185	3612	3147	2759	2434	2156
40	25	5386	4563	3945	3141	3022	2668	2368	2108
	30	5224	4466	3861	3367	2957	2611	2316	2062
	35	5111	4368	3777	3293	2891	2553	2264	2016
	40	4997	4270	3645	3218	2825	2493	2211	1968

Таблица 20

Теоретическая удельная холодопроизводительность фреонового (Ф-12) компрессора
(данные проф Н. С. Комарова)

Температура, °С		Температура кипения, °С							
конденсации	переохлаждения	—10	—15	—20	—25	—30	—35	—40	—50
	10	6570	5370	4900	4085	3460	3140	2755	2235
	15	6350	5160	4720	3945	3325	3030	2615	2135
20	20	6100	4995	4550	3795	3205	2910	2540	2025
	15	5940	4870	4200	3625	3125	2880	2485	1968
25	20	5720	4680	4060	3485	3005	2770	2390	1905
	25	5510	4515	3890	3345	2880	2650	2285	1842
	20	5070	4265	3710	3285	2770	2650	2250	1816
30	25	4890	4105	3560	3150	2655	2445	2160	1713
	30	4700	3935	3415	3025	2545	2430	2060	1655
	25	4240	3790	3280	2940	2565	2385	2040	1680
35	30	4080	3640	3145	2815	2460	2285	1955	1578
	35	3910	3480	3005	2690	2345	2180	1860	1499
	30	3715	3385	2915	2615	2310	1945	1855	1510
40	35	3560	3235	2780	2510	2210	1855	1765	1430
	40	3410	3090	2650	2380	2100	1765	1670	1359

Примечание. При перегреве паров во всасывающей линии на 20°С значения удельной холодопроизводительности уменьшаются на 5%.

Индикаторную мощность компрессора N_i и потребную мощность на валу двигателя N_e определяют по формулам

$$N_i = \frac{N_т}{\eta_i}; \quad N_e = \frac{N_i}{\eta_м},$$

где η_i и $\eta_м$ — соответственно индикаторный коэффициент полезного действия и механический коэффициент полезного действия.

Ротационные и турбокомпрессоры

Ротационные компрессоры, являясь поршневыми, отличаются от машин с возвратно-поступательным движением поршня тем, что снабжены вращающимся поршнем, эксцентрично расположенным в цилиндре. Устройство и принцип действия ротационного компрессора показаны на рис. 40.

В корпусе компрессора имеется неподвижный цилиндр *1*, а подвижной поршень-ротор *3* закреплен на эксцентриковом валу *2*. В пазу цилиндра смонтирована лопасть *4*, которая под

действием пружины постоянно прижата к поверхности вращающегося против часовой стрелки поршня. Эта лопасть является границей между полостями всасывания и нагнетания в цилиндре.

Поршень-ротор, вращаясь вокруг эксцентричной оси цилиндра, захватывает пар во всасывающую полость, затем его сжимает и выталкивает через пластинчатый нагнетательный клапан *5*. При выходе из компрессора от парообразного холодильного агента в маслоотделителе *6* отделяются частицы масла и агент поступает в конденсатор.

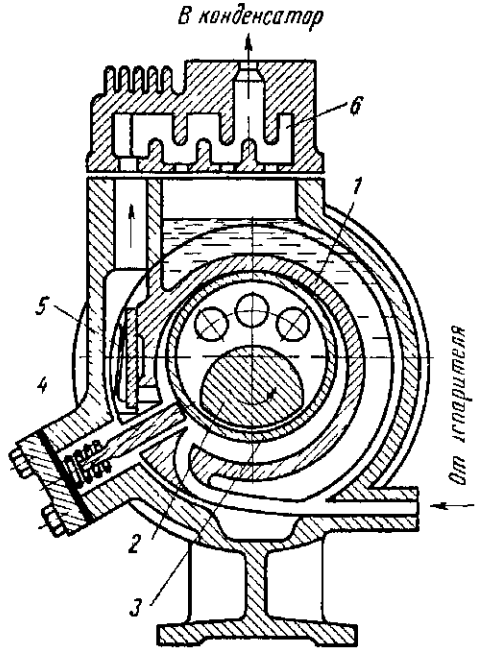


Рис. 40 Фреоновый ротационный компрессор производительностью 800 *ккал/час*

Кроме компрессора с катящимся поршнем-ротором, изготовляют компрессоры с пластинами в роторе. В этом компрессоре ротор эксцентрично и неподвижно укреплен на вращающемся валу.

В роторе имеются прорези, в которых скользят пластины, прижимающиеся центробежной силой к статору.

Ротационные компрессоры отличаются компактностью, хорошей уравновешенностью движущихся частей и в конструктивном отношении проще вертикальных и V-образных машин

Ввиду отсутствия колец и всасывающих клапанов, они надежны и удобны в эксплуатации, достаточно безопасны, менее чувствительны к гидравлическим ударам.

Все эти преимущества позволяют считать их перспективными для широкого применения, особенно на рефрижераторных судах, на которых экономия строительной кубатуры и уравновешенность машин имеют особенно важное значение.

Некоторые зарубежные фирмы в настоящее время выпускают ротационные компрессоры значительной холодопроизводительности (до 350 тыс. *ккал/час*), работающие на аммиаке и фреоне-12.

В холодильных установках очень большой холодопроизводительности при низких температурах кипения целесообразно

применять турбокомпрессоры, так как они работают с большим числом оборотов в минуту (4000~8000).

Сжатие паров холодильного агента в турбокомпрессоре происходит за счет создания центробежной силы при быстром

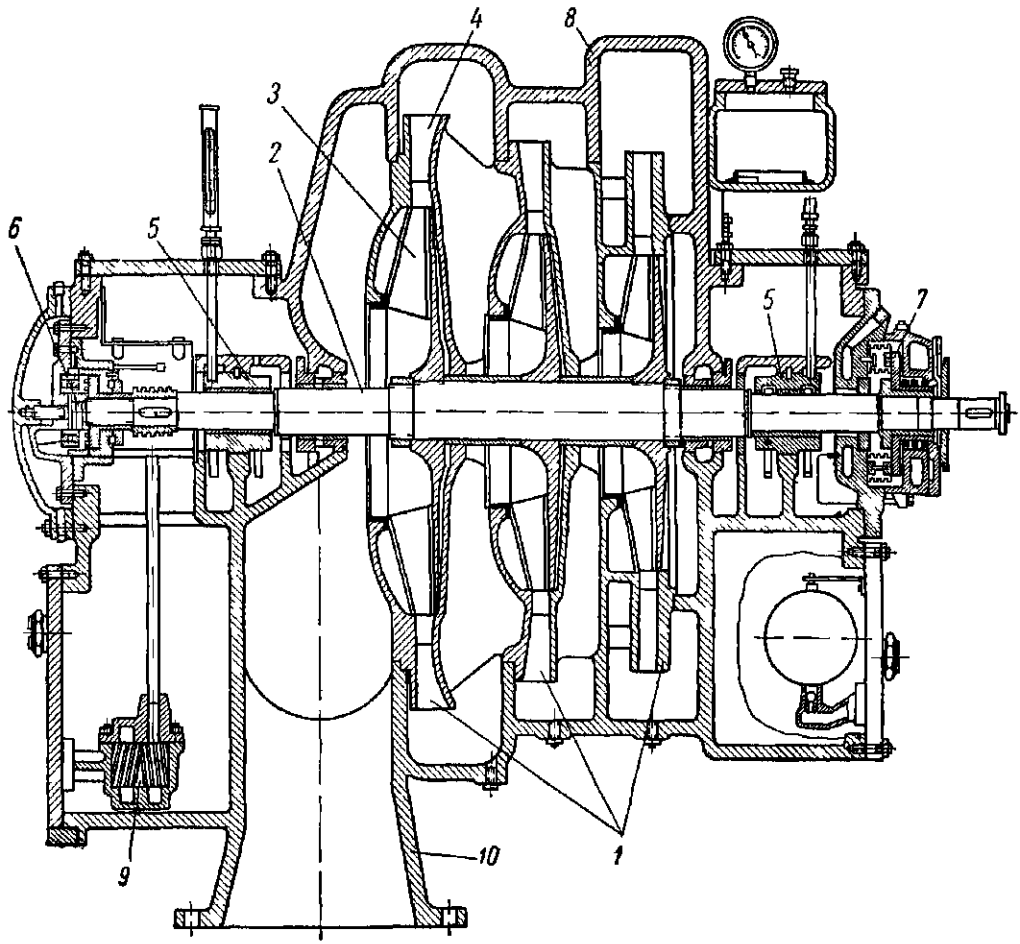


Рис 41. Трехступенчатый турбокомпрессор

1 — рабочие колеса, *2* — вал, *3* — лопатки *4* — диффузор *5* — опорные подшипники, *6* — упорные подшипники *7* — сальник, *8* — кожух *9* — масляный насос, *10* — всасывающий патрубок

вращении рабочего колеса и преобразования кинетической энергии, приобретенной агентом на лопатке рабочего колеса, в потенциальную в диффузоре В диффузоре, за счет падения скорости движения агента, возрастает его давление

Устройство турбокомпрессора показано на рис. 41. Из испарителя холодильный агент по патрубку *10* поступает на лопатку

рабочего колеса *3*. При вращении рабочего колеса с окружной скоростью 200 *м/сек* холодильный агент приобретает кинетическую энергию, которая затем, при проходе агента через диффузор *4*, преобразуется в потенциальную. В диффузоре за счет падения скорости движения увеличивается давление холодильного агента. При последовательном прохождении через ряд колес пары агента сжимаются до необходимого давления.

Турбокомпрессоры также имеют преимущества: они относительно просты в эксплуатации, герметичны и поэтому работают с малыми утечками агента, компактны и имеют небольшой вес. Применение турбокомпрессоров создает удобство в осуществлении многоступенчатого сжатия и регулирования.

Однако несмотря на эти преимущества, турбокомпрессоры не нашли еще широкого распространения. Основной причиной этого является то, что экономичная работа турбокомпрессоров возможна лишь в установках очень большой холодопроизводительности. Холодильными агентами в турбокомпрессорах должны быть специальные вещества с большим молекулярным весом и малой объемной холодопроизводительностью.

Так, например, низшим пределом по холодопроизводительности для аммиачного турбокомпрессора, при котором он работает с достаточно высоким к. п. д., является производительность 1500 тыс. *ккал/час*. В этом случае турбокомпрессор имеет 15 ступеней сжатия. Успехи в изучении свойств рабочих веществ и изыскании новых холодильных агентов (высокомолекулярных фреонов) показывают реальную возможность более широкого применения турбокомпрессоров.

Глава III

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И СВОЙСТВА СРЕД, УЧАСТВУЮЩИХ В ТЕПЛООБМЕНЕ

В теплообменных аппаратах, из которых основными являются конденсаторы, испарители и воздухоохладители, осуществляется сложный теплообмен. В ряде случаев он сопровождается массообменом (конденсация, льдообразование). В теплообмене между средами или телами, называемом процессом теплопередачи, теплота передается от теплой среды к холодной через разделяющее ограждение одновременно путем теплопроводности, конвекции и лучистого теплообмена. Лучистый теплообмен при относительно небольших перепадах температур в аппаратах, а также в камерных батареях — пучковых и оребренных, не имеет существенного значения. Это замечание не относится к гладкотрубным — однорядным и отчасти двухрядным батареям.

Средами, которые обмениваются теплотой, служат обычно воздух, вода, солевой раствор и холодильный агент, а разделяющим их ограждением — хорошо теплопроводные материалы, например металлические плиты, гладкостенные или ребристые трубы.

Так, например, в испарителе теплота солевого раствора передается кипящему холодильному агенту — вначале жидкой средой внешней поверхности трубной стенки путем конвективного теплообмена, затем через толщу трубной стенки путем теплопроводности и, наконец, от внутренней поверхности трубной стенки к кипящему агенту снова путем конвективного теплообмена.

Процесс теплопередачи подчиняется определенным закономерностям и зависит от свойств участвующих в процессе сред и разделяющих их перегородок.

Теплопередача через плоскую стенку

Теплопередача через однородную плоскую стенку осуществляется путем конвективного теплообмена и теплопроводности рис. 42.

Теплая среда отдает, а стенка в результате теплоотдачи воспринимает тепло

$$Q=\alpha_1 F\left(t_1-t_1'\right) \text{ ккал/час.}$$

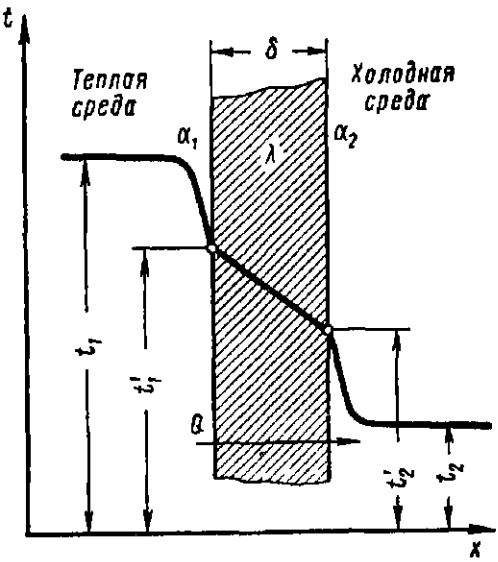


Рис. 42. Одиородиая плоская стенка

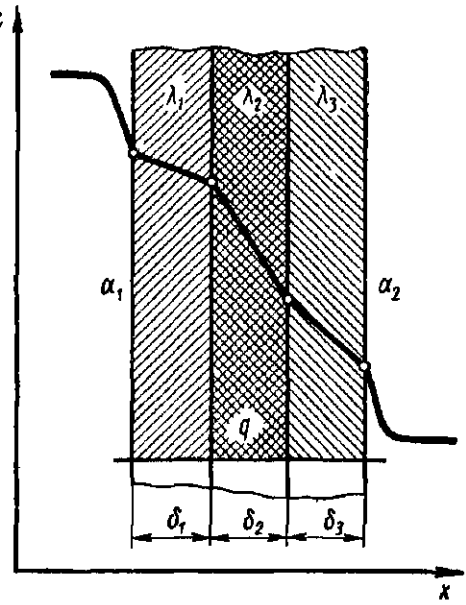


Рис. 43. Многослойиая плоскан стеика

Через перегородку толщиной δ проникает путем теплопроводности тепло в количестве

$$Q=\frac{\lambda}{\delta} F\left(t_1'-t_2'\right) \text{ ккал/час.}$$

Ограждающая стенка отдает, а холодная среда в результате теплоотдачи воспринимает

$$Q=\alpha_2 F\left(t_2'-t_2\right) \text{ ккал/час,}$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность теплообмена между стенкой и теплой средой. Коэффициент теплоотдачи численно равняется количеству тепла, проходящего в единицу времени (час) через удельную поверхность (1 $м^2$) при разности температур между средой и стенкой 1°, *ккал м² час °С*;

F — поверхность теплоотдачи, $м^2$;
t_1 — температура теплой среды, °С;
t_1' — температура поверхности ограждающей стенки со стороны холодиой среды, °С;
δ — толщина ограждающей стенки, $м$;
λ — коэффициент теплопроводности стенки, который характеризует способиость тела проводить тепло. Он численно равняется количеству тепла, проходящего в единицу времени (час), через удельную поверхность ($1\ м^2$) при падеиии температуры на 1° С на единицу длины ($м$), $ккал/час \cdot м^2$ °С;
t_2' — температура поверхности ограждающей стенки со стороны холодной среды, °С;
α_2 — коэффициеит теплоотдачи от поверхности стенки к холодиой среде, $ккал/м^2$ час °С;
t_2 — температура холодной среды, °С.

Из трех уравнений, суммарно определяющих процесс теплопередачи, можно вычислить температурные перепады

$$t_1 - t_1' = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_1};\quad t_1' - t_2' = \frac{Q}{F} \cdot \frac{\delta}{\lambda};\quad t_2' - t_2 = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_2}.$$

Складывая левые и правые части этих уравнений, получим

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{F}\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right),$$

где $t_1 - t_2$ есть полный температурный перепад между средами. Из этого уравнения

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} F (t_1 - t_2)\ ккал/час,$$

где $\dfrac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k$ — коэффициент теплопередачи, $ккал/м^2\ час$ °С.

Коэффициент теплопередачи численно равняется количеству тепла, проходящего в единицу временн (час) через удельную площадь стенки ($1\ м^2$), при разности температур между средами, разделенными стенкой, 1° С.

Если ввести в уравнение количество тепла, коэффициент теплопередачи, то получим

$$Q = k \cdot F (t_1 - t_2)\ ккал/час.$$

В теплообменных аппаратах температуры теплой и холодной среды обычно не являются постоянными, поэтому в расчет вводят среднюю разность температур Δt_m. В этом случае уравнение принимает вид

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_m \ \text{ккал/час}.$$

Если количество подведенного или отведенного тепла отнести к 1 $м^2$ поверхности, оно будет равняться

$$q_f = k(t_1 - t_2) \ \text{ккал/час}\, м^2.$$

Это количество тепла называется удельной тепловой нагрузкой аппарата, или удельным тепловым потоком.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи называется общим термическим сопротивлением теплопередачи. Она состоит из суммы частных термических сопротивлений

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2},$$

а для многослойной стенки (рис. 43) соответственно

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Отсюда коэффициент теплопередачи для многослойной стенки равен

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Стенки теплообмеиных аппаратов холодильных машин следует рассматривать как многослойные, так как на обеих поверхностях металлической стенки (плиты, трубы) всегда имеются водяной камень, масло, ледяная оболочка и т. д.

Теплопередача через гладкостенные и ребристые трубы

Эта теплопередача осуществляется теми же путями (рис. 44), теплая среда отдает, а холодная в результате теплопередачи через однородную цилиндрическую стенку воспринимает тепло

$$Q = \frac{2\pi L (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} \ \text{ккал/час}.$$

Или, вводя в эту формулу значения диаметров, а также среднюю разность температур Δt_m, получим

$$Q = \frac{\pi L (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \cdot \pi L (t_1 - t_2) = k_1 \pi L (t_1 - t_2)$$

или

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \pi L \Delta t_m,$$

где L — длина трубы, *м*;

t_1 и t_2 — температура теплой и холодной среды, °С;

α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны теплой и холодной среды, *ккал/м² час* °С;

r_1 и r_2 — внутренний и наружный радиусы трубы, *м*;

λ — коэффициент теплопроводности стенки трубы, *ккал/м час* °С;

d_1 и d_2 — внутренний и наружный диаметры трубы, *м*;

k_1 — линейный коэффициент теплопередачи на 1 *м* длины трубы, *ккал/м час* °С.

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

При $\frac{d_1}{d_2} > 0{,}5$ для упрощенного определения количества тепла, проходящего через однослойную цилиндрическую стенку, применяют формулу

$$Q = k \pi d_x L (t_1 - t_2) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \pi d_x L (t_1 - t_2),$$

где k — коэффициент теплопередачи для стенки соответствеиио однослойной или многослойной, *ккал/м² час* °С;

d_x — средний диаметр трубы, *м*;

$$d_x = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

δ — толщина стенки трубы, *м*;

$$\delta = \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Значение среднего диаметра трубы (d_x) используется в формуле в том случае, когда α_1 и α_2 приблизительно равны, иначе вместо d_x в формулу подставляется тот диаметр, со стороны которого коэффициент теплоотдачи имеет меньшее значение.

Если теплопередача осуществляется в условиях, когда коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки очень мал по сравнению с другой стороной, то он численно близок к мень-

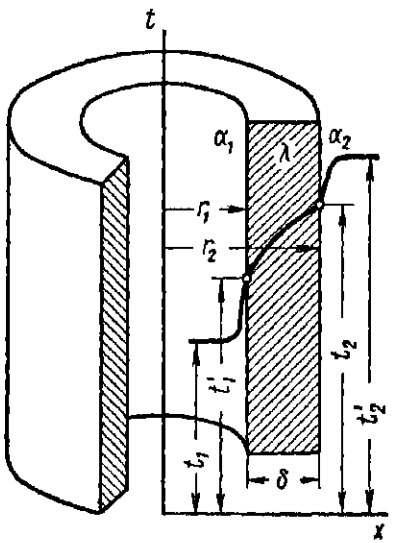


Рис. 44. Однородная цилиндрическая стенка

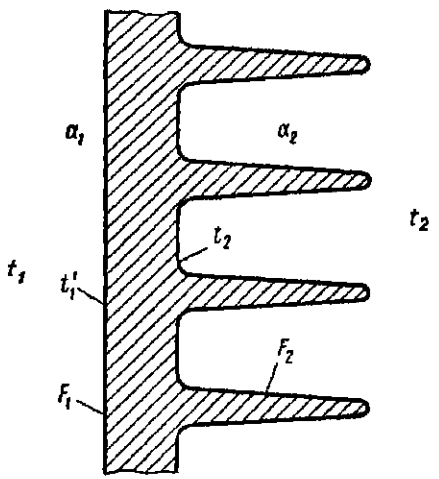


Рис. 45. Ребристая стенка

шему значению коэффициента теплоотдачи. В таких условиях для увеличения общего теплового потока между средами с той стороны стенки, теплоотдача которой характеризуется малым значением коэффициента теплоотдачи, целесообразно увеличить реагирующую поверхность применением оребрения (рис. 45).

Отношение оребренной поверхности F_2 к гладкой F_1 называется коэффициентом оребрения.

Количество тепла, передаваемое через оребренную стенку, равняется

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} (t_1 - t_2) \text{ ккал/час}$$

или

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} \Delta t_m \text{ ккал/час},$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны гладкой и оребренной поверхности стенки, *ккал/м² час* °С;
δ — толщина плоской стенки, *м*;
λ — коэффициент теплопроводности стенки, *ккал/м час* °С;
F_1 — поверхность теплоотдачи с гладкой стороны, *м²*;
F_2 — то же, с оребренной стороны, включающая поверхность ребер и поверхность стенки между ребрами, *м²*;
t_1 и t_2 — температура теплой и холодной среды, °С;
Δt_m — средняя разность температур.

Количество тепла, отнесенное к единице гладкой поверхности,

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = k_1 (t_1 - t_2) \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

где

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_1}{F_2}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С}.$$

Количество тепла, отнесенное к единице оребренной поверхности,

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = k_2 (t_1 - t_2) \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

где

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С}.$$

Приведенные формулы справедливы для ребристой поверхности с небольшой высотой ребра, так как в противном случае необходимо учитывать падение температуры по высоте ребра. Эти формулы, полезные для выяснения сущности процесса теплопередачи развитой поверхности и приближенных расчетов, не являются достаточными для точного инженерного расчета ребристых поверхностей различных форм.

Оребренные поверхности теплообмена находят все более широкое применение в холодильной технике (например, охлаждающие батареи, воздухоохладители), что имеет очень большое значение для усовершенствования холодильного оборудования, от общего веса которого на охлаждающие приборы в современных крупных холодильниках приходится до 40%.

В гладкотрубных охлаждающих батареях коэффициент теплоотдачи от труб к теплоносителю (примерно, 150—

300 *ккал/м² час* °С) во много раз превышает коэффициент теплоотдачи от окружающей среды к батарее. При таком соотношении коэффициентов теплоотдачи внутри трубы и снаружи ее имеются большие возможности улучшения использования и снижения расхода труб, развивая их внешнюю тепловоспринимающую поверхность путем оребрения. Как показывают подсчеты и эксперименты, для определенных скоростей движения воздуха существуют оптимальные высоты ребер (*мм*): при скорости воздуха (*м/сек*) от свободного движения до 5—60—40; от 5 до 11 — 40—20; от 11 до 18 — 20—10.

В специальной литературе приводятся расчеты поверхностей теплопередачи с различными формами ребер — прямыми, круглыми, угловыми — прямоугольными и шестиугольными и т. д.

Методы расчета оребренных поверхностей теплообмена сложны и основаны на использовании гиперболических функций или графиков.[1]

В теплообменных аппаратах холодильных установок теплоотдающая и тепловоспринимающая среды могут перемещаться вдоль разделяющей их перегородки в одном и том же направлении или в противоположных направлениях. В первом случае, аппараты будут работать по принципу прямотока, во втором — противотока.

Процесс конденсации в конденсаторах холодильных машин протекает при постоянной температуре теплоотдающей среды, поскольку последняя изменяет свое агрегатное состояние и при повышающейся температуре тепловоспринимающей среды.

Процесс кипения в испарителях протекает при понижающейся температуре теплоотдающей среды и при постоянной температуре тепловоспринимающей среды, поскольку последняя изменяет свое агрегатное состояние.

Свойства сред, участвующих в процессе теплопередачи и разделяющих их перегородок

Рассмотрим свойства участвующих в процессе теплопередачи сред и разделяющих их перегородок (воздух, вода, солевой раствор и металлы).

Воздух. В холодильных процессах воздух является в большинстве случаев теплоотдающей средой (например, в воздухоохладителях, в камерах хранения или замораживания), выполняя роль холодоносителя, но эта среда может быть и тепловоспринимающей (например, в конденсаторах малых холодильных установок).

[1] Холодильная техника, кн. I, Госторгиздат, 1960; С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. Справочник по теплопередаче. Госэнергоиздат, 1959.

Атмосферный воздух представляет собой механическую смесь газов; в ней по объему почти 80% занимает азот и около 20% кислород. Кроме азота и кислорода, в состав воздуха входят в небольших количествах аргон, углекислый газ, неон, гелий, криптон и водород. Все эти газы составляют лишь около 1% воздуха. В атмосфере обнаружены и другие газы, например, озон, содержание которого равняется 10—20 *г* в 1 млн. $м^3$ воздуха, приблизительно столько же в воздухе аммиака.

В воздухе всегда находится водяной пар, количество которого колеблется от малых долей грамма до нескольких граммов на 1 $м^3$. Количество водяного пара, которое может содержаться в воздухе, зависит от температуры. Водяной пар в 1,6 раза легче воздуха, его плотность по отношению к воздуху при 0° равняется 0,622. Для характеристики влажности воздуха введены следующие понятия: абсолютная влажность воздуха, упругость водяного пара; относительная влажность воздуха.

Абсолютная влажность воздуха есть величина, показывающая, какое количество водяного пара содержится в единице объема воздуха; она измеряется в граммах в 1 $м^3$.

Упругостью водяного пара называется парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе. Эта величина измеряется в миллиметрах ртутного столба или в миллибарах (1 *мб* соответствует 0,75 *мм.* рт. ст.). Абсолютная влажность и упругость водяного пара связаны между собой следующим соотношением:

$$a = \frac{0{,}8e}{1 + \alpha t}\ г/м^3 \text{ или } a = \frac{1{,}06e_1}{1 + \alpha t}\ г/м^3,$$

где a — абсолютная влажность, $г/м^3$;

e — упругость водяного пара, *мб*;

e_1 — то же, *мм.* рт. ст.;

t — температура, °С;

α — численный коэффициент, равный 0,00366.

Относительная влажность воздуха, выражаемая в %, характеризует степень влажности или сухости воздуха; $\varphi = 100\%$ показывает, что воздух является предельно влажным, $\varphi = 0\%$ — совершенно сухим.

Относительную влажность воздуха можно вычислить по отношению количества граммов водяного пара, содержащегося в единице объема, к тому количеству пара, который насыщает этот объем, или по отношению упругости водяного пара, находящегося в воздухе, к упругости насыщенного пара при той же температуре, т. е.

$$\varphi = 100\frac{e}{E}\% \text{ или } \varphi = 100\frac{a}{A}\%,$$

где φ — относительная влажность;

E — упругость насыщенного пара, *мм* или *мб* (в зависимости от того, в каких единицах берут значение E);

A — абсолютная влажность насыщенного воздуха;

a — абсолютная влажность воздуха.

Воздух $\varphi \leqslant 30\%$ считается сухим, $\varphi = 50$—60% иормальиым и $\varphi = 80$—90% влажным.

В качестве величины, характеризующей влажный воздух, принимают также влагосодержание x, под которым понимают количество влаги, отнесенное к 1 *кг* сухого воздуха, или, что одно и то же, количество влаги, содержащейся в $(1+x)$ *кг* влажного воздуха.

Другими важными параметрами влажного воздуха являются энтальпия и теплоемкость.

Энтальпией влажного воздуха (смеси воздуха и водяного пара) называется количество тепла, содержащегося в 1 *кг* или в 1 $м^3$ влажного воздуха. Оно зависит от температуры и весовых соотношений, составляющих влажный воздух компонеитов. Энтальпия 1 $м^3$ влажного воздуха складывается из двух слагаемых: энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяиого пара, находящегося в смеси с воздухом, т. е. $i_0 = \gamma_c c t + \gamma_п i_п$ *ккал*/$м^3$.

Энтальпия 1 *кг* пара $i_п$, находящегося в воздухе при определенной его температуре, с достаточной для практики точностью можно подсчитать по формуле $i_п = 595 + 0{,}46\,t$,

где 595 — теплота парообразоваиия для 1 *кг* воды при 0°, *ккал*/*кг*;

0,46 — теплоемкость перегретого водяного пара в интервале температур от —30 до 30°, *ккал*/*кг* °С.

Тогда

$$i_0 = \gamma_c c t + \gamma_п \cdot (595 + 0{,}46t)\ ккал/м^3,$$

где γ_c, $\gamma_п$ — соответственно удельный вес сухого воздуха и пара, *кг*/$м^3$;

c — теплоемкость сухого воздуха, *ккал*/*кг* °С.

Теплоемкостью влажного воздуха называется количество тепла, потребное для изменения температуры его на 1°. При постоянном давлеиии она зависит от температуры, в пределах температуры от —30 до 150° весовая теплоемкость почти не меняется и может быть принята 0,24 *ккал*/*кг* °С. Тогда как объемная теплоемкость c_0 значительно изменяется при разной температуре. Соотношение между весовой и объемной теплоемкостями равно

$$c = \frac{c_0}{\gamma_0}\ ккал/кг\,°С.$$

Отсюда

$$c_0 = c\gamma_0 \text{ ккал/м}^3 \text{°C},$$

где γ_0 — удельный вес воздуха при атмосферном давлении (760 *мм* рт. ст.) и 0° С; $\gamma = 1{,}293$ *кг/м*^{3}, а объемная теплоемкость воздуха при этих условиях равна $c_0 = 0{,}24 \cdot 1{,}293 = 0{,}31$ *ккал/м*^{3} °С.

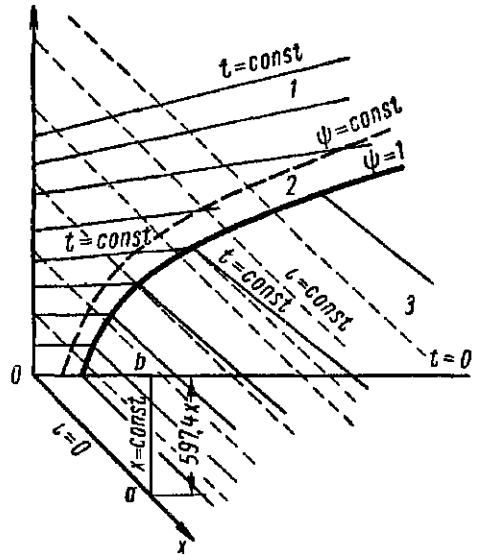


Рис. 46. *x*, *i*-диаграмма:
1 — область ненасыщенного воздуха, *2* — линия насыщения, *3* — область тумана

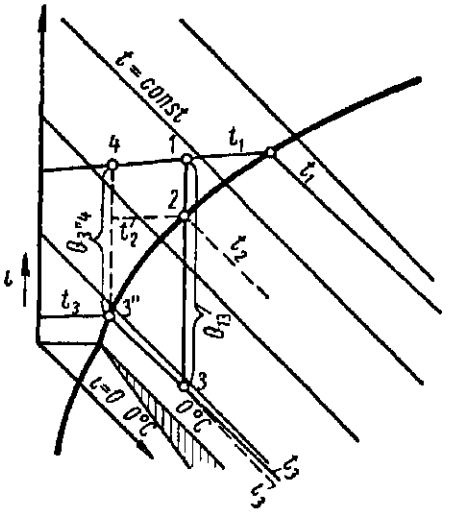


Рис 47. Охлаждение влажного воздуха в *x*, *i*-диаграмме

Анализ физических процессов изменения воздуха можно производить, вычисляя параметры воздуха и пользуясь аналитическими формулами или готовыми психрометрическими таблицами, в которых соответствующие параметры заранее вычислены. Однако метод графического изображения термодинамических величин является наиболее наглядным и удобным, особенно при анализе и расчете процессов охлаждения или нагревания воздуха, смешения различных количеств воздуха и увлажнения его. Так как в процессах основными параметрами являются влагосодержание x и энтальпия i, то для этих целей широко применяется x, i-диаграмма (рис. 46).

Пользуясь диаграммой, рассмотрим эти процессы.

Охлаждение или нагревание влажного воздуха. Этот процесс графически показан на рис. 47. Пусть первоначальное состояние воздуха характеризует точка *1* ($t_1 x_1$). При охлаждении его влагосодержание воздуха остается постоянным до тех пор, пока

линия постоянного влагосодержания (вертикаль), по которой протекает процесс охлаждения, не пересечет линию насыщения в точке *2*, называемой точкой росы. При дальнейшем охлаждении из воздуха выпадет влага. Доведем охлаждение до точки *3*, в которой смесь будет состоять из насыщениого воздуха *3* и воды. Состояние последней диаграммой не выявляется, так как точка, характеризующая его, лежит на изотерме t_3 в бесконечности.

При подогревании воздуха состояния *3* до первоначальной температуры t_1 процесс пойдет по линии *3—4*. Воздух в точке *4* имеет ту же температуру t_1, но он более сухой.

Таким образом, при охлаждении и последующем подогреве воздуха в процессах *1—3* и *3—4* можно произвести его осушение. Тепло, отведенное при охлаждении воздуха в процессе *1—3*, равняется $Q_{1-3}=i_1-i_3$; тепло, подведенное при нагревании воздуха в процессе *3—4*, составляет $Q_{3''-4}=i_4-i_{3''}$. Количество выделенной влаги $w=x_1-x_{3''}$.

Смешение различных количеств воздуха. Процесс заключается в смешивании двух количеств воздуха различного состояния: L_1 *кг* состояния x_1, t_1, i_1 и L_2 *кг* состояния x_2, t_2, i_2 одного и того же давления p (рис. 48). Определим состояние воздуха после смешеиия при том условии, что процесс смешения не будет сопровождаться ни отводом, ни подводом тепла извне. Предположим, что L_1 и L_2 обозначают смешиваемые весовые количества, выраженные в килограммах сухого воздуха, тогда

$$L_1x_1+L_2x_2=(L_1+L_2)\,x_m$$

и, следовательно,

$$x_m=\frac{L_1x_1+L_2x_2}{L_1+L_2}.$$

Аналогичным образом

$$L_1i_1+L_2i_2=(L_1+L_2)\cdot i_m$$

и, следовательно,

$$i_m=\frac{L_1i_1+L_2i_2}{L_1+L_2}.$$

Обозначая $\frac{L_2}{L_1}=a$, из предыдущих уравиений можно найти следующую зависимость

$$a=\frac{i_m-i_1}{i_2-i_m}=\frac{x_m-x_1}{x_2-x_m},$$

из этого выражения получаем

$$L_2(x_2-x_m)=L_1(x_m-x_1).$$

Таким образом, искомые параметры воздуха после смешения (x_m и i_m) лежат на прямой, соединяющей состояние *1* и *2*, причем положение точки *m* определяется по закону рычага. Например, если $L_2=1$ *кг* и $L_1=3$ *кг*, то при графическом построении следует разделить отрезок *1—2* на четыре части, взяв точку *m* на расстоянии $^1/_4$ от точки *1*.

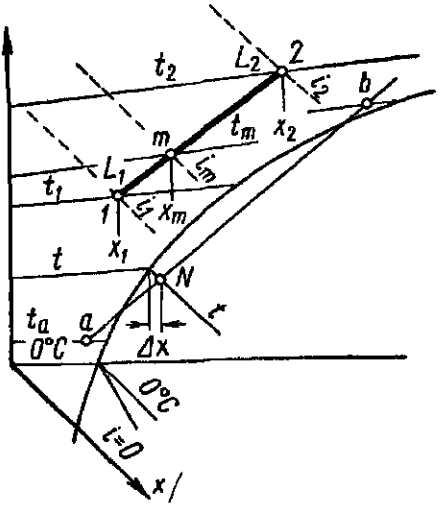


Рис. 48. Смешение различных количеств воздуха

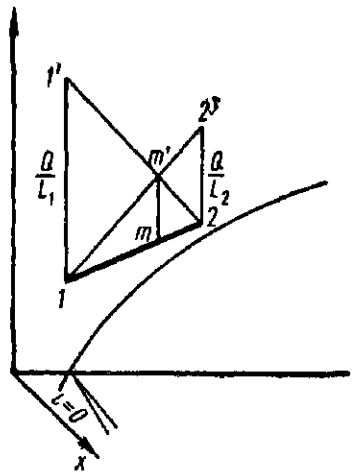


Рис. 49. Смешение воздуха, сопровождаемое подводом внешнего тепла

Линия *а—б* показывает, что при смешении двух количеств ненасыщенного воздуха состояний *а* и *б*, можно получить пересыщенную смесь (точка *N*).

Если смешение двух количеств воздуха сопровождается подводом тепла *Q* извне, то точка *m* переместится вверх, по линии постоянного влагосодержания (рис. 49). Энтальпия точки *m'* определится из условия

$$i_{m'}-i_m=\frac{Q}{L_1+L_2},$$

причем не важно, подводится ли тепло *Q* в состоянии *1* или состоянии *2*. Из построения следует

$$i_{1'}-i_1=\frac{Q}{L_1};\quad i_{2'}-i_2=\frac{Q}{L_2}.$$

Увлажнение воздуха. Допустим, что к воздуху состояния *1* примешивается вода с энтальпией i_w. Состояние этой воды не обнаруживается в диаграмме, так как оно лежит в бесконеч-

иости, но направление процесса в диаграмме определяется, исходя из следующего: допустим, состояние среды в конце смешения характеризуется параметрами x_m и i_m и количество воды, примешанной к воздуху, составляет W, тогда

$$L(x_m - x_1) = W \text{ и } L(i_m - i_1) = W i_w,$$

откуда

$$\frac{i_m - i_1}{x_m - x_1} = i_w.$$

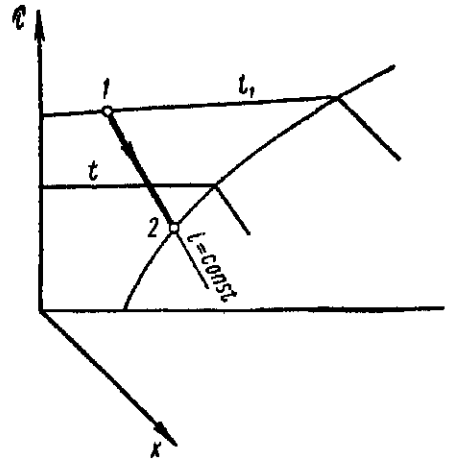


Рис. 50. Процесс впрыскивания воды в воздух

Левая часть этого выражения есть угол ε наклона прямой в x, i-диаграмме

$$\frac{i_m - i_1}{x_m - x_1} = \frac{di}{dx} = \varepsilon.$$

Следовательно, процесс примешивания воды к воздуху протекает от заданного состояния воздуха *1* по прямой с уклоном ε, равным энтальпии i_w примешиваемой воды.

Состояние после смешения определится из условия $x_m = x_1 + \frac{W}{L}$. Таким же образом процесс примешивания к воздуху водяного пара с энтальпией i_v происходит по прямой с уклоном, равным энтальпии водяного пара i_v.

Точно также вспрыскивание воды (i_w и t) во влажный воздух состояния *1* (рис. 50) характеризуется в x, i-диаграмме линией *1—2*, уклон которой (если температура воды невелика) почти совпадает с уклоном, равным нулю (i=const). Из диаграммы видно, что при этом смешении воздух охлаждается, состояние *2* его не только холоднее воздуха первоначального состояния, но и той воды, которая к воздуху была примешана. Добавление воды к насыщенному воздуху состояния *2* не приводит к дальнейшему охлаждению.

Вода и солевой раствор. Вода в холодильных процессах участвует главным образом как тепловоспринимающая среда (в конденсаторах), но иногда и как холодоноситель. Морская вода в качестве тепловоспринимающей и часто теплоотдающей среды является холодоносителем, в процессах охлаждения рыбы, особенно в экспедиционных условиях на судах. Солевой раствор применяется как холодоноситель в приборах камерного охлаждения или в рыбозамораживающих аппаратах и установках.

Вода имеет самую большую среди других тел удельную теплоемкость, весьма удобна как тепловоспринимающая среда в холодильных установках. Как теплоотдающая среда ее роль невелика, что объясняется относительно высокой температурой плавления льда, получаемого из этой воды.

Вода морей и океанов отличается по составу от воды пресных бассейнов: в 100 *г* морской воды растворено 35 *г* солей, из которых на долю NaCl приходится 27,2 *г* и на долю $MgCl_2$ — 3,8 *г*.

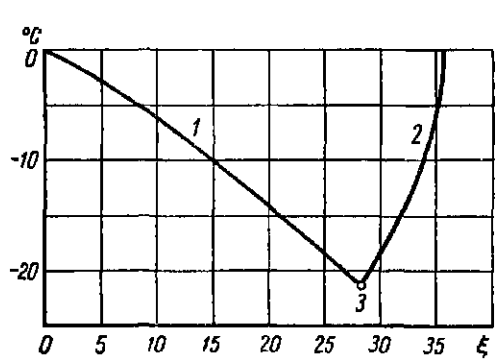


Рис. 51. Диаграмма температур затвердевания рассола NaCl:

1 — кривая выделения льда, *2* — кривая выделения соли, *3* — криогидратная точка

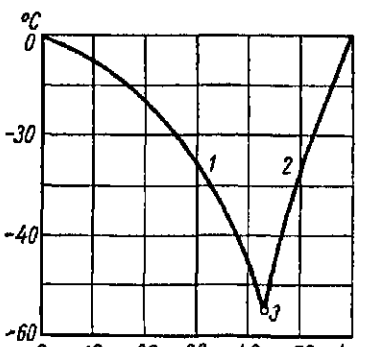


Рис. 52. Диаграмма температуры затвердеваиия рассола $CaCl_2$:

1 — кривая выделения льда, *2* — кривая выделения соли, *3* — кривогидратная точка

Так как температура плавления льда из морской воды ниже чем из пресной, то как холодоноситель морская вода имеет гораздо большее значение, чем пресная. По этой же причине в холодильной технике широко применяют водные растворы солей, температуру замерзания которых можно регулировать, примеияя различные соли в той или иной концентрации раствора.

Морская вода и солевые растворы имеют важное значение не только как холодоноситель, но и как среда, с которой пищевые продукты (рыба) непосредственно соприкасаются в процессах охлаждения и замораживания. Поэтому эти растворы не только должны замерзать при достаточно низкой температуре, но и не оказывать на продукт вредного воздействия.

Концентрацией раствора называется содержание растворенного вещества в единице веса или объема раствора. Ее выражают чаще всего в граммах соли на 1 *л* раствора, так как измерять объемы раствора проще, чем вес. В холодильной технике применяют растворы хлористого натрия NaCl (поварен-

ная соль), хлористого кальция $CaCl_2$ и хлористого магния $MgCl_2$.

Свойства растворов зависят от их концентрации. На рис. 51 и 52 приведены диаграммы состояния водного раствора солей NaCl и $CaCl_2$. По оси абсцисс показаны концентрации раствора в весовых частях соли на 100 вес. частей воды, а по оси ординат — температуры раствора.

Точка пересечения кривых выделения льда и соли называется криогидратной точкой; она характеризуется самой низкой температурой замерзания и соответствует определенной концентрации рассола. Пусть, например, имеется слабый раствор NaCl с любой положительной температурой, и этот раствор подвергается охлаждению. Концентрация охлаждаемого раствора не изменится и он не застынет при охлаждении его до температуры иесколько ииже 0°.

При дальнейшем понижении температуры появляются кристаллы льда, но не соли, т. е. будет выделяться лед, что, конечно, связано с повышением концентрации раствора Поскольку в каждый следующий момент раствор становится все более концентрированным, температура замерзания его понижается.

Процесс вымораживания (выделения льда) по мере понижения температуры раствора и характеризуется левой кривой диаграммы, т. е. кривой выделения льда. Процесс отделения воды в виде льда и увеличения концентрации раствора продолжается до тех пор, пока раствор не достигнет температуры криогидратной точки, в которой он замерзает в виде однородной смеси.

Возьмем нагретый раствор высокой концентрации и будем его охлаждать. В этом случае охлаждение протекает вначале также без изменения концентрации до определенной отрицательной температуры, соответствующей той или иной точке правой кривой диаграммы.

По мере дальнейшего охлаждения раствора, первоначальная концентрация которого была более высокая, чем в криогидратной точке, из него выделяется кристаллическая соль. Это связано с понижеиием коицентрации раствора. Процесс выделения другого компонента раствора — соли — характеризуется правой кривой диаграммы, т. е. кривой выделения соли. Процесс отделения соли и некоторого понижения концентрации раствора продолжается до тех пор, пока раствор не достигнет температуры криогидратной точки, в которой весь раствор замерзнет в виде однородной смеси.

При охлаждении раствора с первоначальной концентрацией, соответствующей криогидратной точке, компоненты ие будут выпадать из иего, а при достижении температуры криогидрат-

ной точки раствор замерзнет одновременно в виде однородной массы — криогидрата. Эти смеси называются эвтектическими.

Криогидратные точки водных растворов NaCl — 21,2° (при этом на 100 частей воды приходится 28,9 частей соли); $MgCl_2$ — 33,6 (на 100 частей воды — 27,6 частей соли) и $CaCl_2$ — 55° (на 100 частей воды — 42,5 частей соли).

Таким образом, температура замерзания раствора зависит от вида соли и концентрации раствора. Концентрацию раствора принимают соответствующую заданной температуре раствора и с таким расчетом, чтобы температура его затвердевания была на 6—8° ниже температуры кипеиия холодильного агента. Это условие практически определяет границы использования различных растворов; так, например, раствор NaCl можно применять лишь при температуре кипения агента выше —16°, растворы $MgCl_2$ и $CaCl_2$ соответственно выше —28 и —50°.

С увеличением концентрации раствора возрастает его удельный вес и уменьшается теплоемкость, что объясняется свойствами компонентов раствора (свойства растворов, применяемых в холодильной технике, приводятся в справочных таблицах).

Теплообмен между жидкой средой (вода, солевой раствор) зависит от многих факторов; при этом жидкость может протекать виутри трубы или обтекать трубу снаружи.

Основными факторами, влияющими на характер и интенсивность теплообмена, являются режим движения жидкости, температурный перепад, свойства жидкости и характер поверхности теплоотдачи.

При ламинарном режиме движения жидкости, когда частицы последней движутся параллельно, теплообмен в основном протекает путем теплопроводности, в то время как при турбулентном режиме, когда частицы жидкости движутся беспорядочно, протекает конвективный теплообмеи.

Даже при турбулентиом режиме движения жидкости, в пограиичном слое жидкость движется замедленно, в то время как толщина пограничного слоя уменьшается с увеличением скорости ее движения.

Таким образом, интенсифицировать теплообмен между жидкостью и стенкой можно, увеличив скорость движения жидкости. Интенсивность теплообмена возрастает также при увеличении температурного перепада между жидкостью и разделяющей стенкой.

Характер поверхности теплоотдачи также существеино влияет на интенсивность теплообмена. При этом благодаря большому разнообразию коиструктивных решений (теплопере-

дающая поверхность в виде одной трубы или пучка, в виде вертикальной или горизонтальной трубы и т. д.) создаются многообразные условия теплообмена, которые следует анализировать в каждом отдельном случае.

Коэффициент теплоотдачи от воды к стенкам труб конденсаторов при $W=0{,}8—1$ *м/сек* может быть принят равным 3—4 тыс. *ккал/м² час* °С. Коэффициент теплоотдачи для воды при движении ее в трубах можно приближенно определить по формуле

$$\alpha_в = 1750(1 + 0{,}017 t_в)\frac{W^{0,87}}{d^{0,13}} \quad ккал/м^2\,час\,°С,$$

где $t_в$ — средняя температура воды, °С;

W — скорость воды в трубах, *м/сек.*;

d — внутренний диаметр трубы, *м.*

Для более точных расчетов коэффициенты теплоотдачи при теплообмене между жидкой средой и трубами (конденсатора, испарителя и др.) определяют из критериальных уравнений. Для этого в них подставляют значения физических величин соответствующих критериев и получают степенное уравнение, по которому в зависимости от факторов, определяющих процесс теплообмена, подсчитывают значение коэффициента теплоотдачи. Приводим важнейшие критериальные уравнеиия.

При вынужденном ламинарном движении жидкости в трубе действительна формула

$$Nu_m = 0{,}74 \cdot Re_m^{0,2} (Gr \cdot Pr)_m^{0,1} Pr_m^{0,2}.$$

Формула справедлива для критерия Re от 10 до 2200. Значения физических констант приняты при средией температуре пограничного слоя

$$t_m = 0{,}5(t_f — t_w),$$

где t_f — средняя температура жидкости;

t_w — температура стенкн.

При вертикальном положении трубы и совпадении направлений свободного и вынужденного движений коэффициент теплоотдачи на 15% ниже вычисленного, а при противоположном — на 15% выше. По формуле можно вычнслить средний коэффициент теплоотдачи для трубы длиной $l \geqslant 50\ d$.

Из формулы, определяющей теплоотдачу при выиужденном ламинарном движении жидкости в трубе, можно получить

$$\alpha = A\frac{W^{0,2}}{d^{0,5}}\Delta t^{0,1} \quad ккал/м^2\,час\,°С,$$

где $A = 0{,}74\,(3600)^{0,3} = \lambda^{0,8} c^{0,2} \left(\frac{\beta\gamma^2}{a\mu}\right)^{0,1}$ (W — *м/сек*; μ — *кг сек/м²*).

Для воды при $t_m=0$ $A=71{,}5$; при 20° — 91,8, при 40° — 105,4; при 60° — 115,6.

При вынужденном турбулентном движении жидкости в трубе действительна формула

$$\mathrm{Nu}_f=0{,}023\,\mathrm{Re}_f^{0,8}\cdot\mathrm{Pr}_f^{0,4}.$$

Формула справедлива при $\mathrm{Re}_f>10^4$ и $\mathrm{Pr}_f=0{,}7\sim2500$.

Значения физических констант приняты по средней температуре жидкости t_f. Формулой можно пользоваться для труб при $\frac{l}{d}\geqslant 50$.

Из нее получаем

$$\alpha=0{,}023\,\frac{\lambda}{d}\left(\frac{Wd}{\nu}\right)^{0,8}\left(\frac{\nu}{a}\right)^{0,4}=B\,\frac{W^{0,8}}{d^{0,2}},$$

где $B=0{,}023\,(3600)^{0,4}\lambda^{0,6}\nu^{0,8}\left(\frac{c_p}{g\mu}\right)^{0,4}$ (W—*м/сек*; ν—*м²/сек*; a—*м²/сек*; μ—*кгсек/м²*; g—*м/сек²*).

Свободное движение в большом объеме может быть ламинарным, переходным и турбулентным. Характер движения зависит от геометрической формы и температурных условий, а также свойств жидкости. При свободном движении действительна формула

$$\mathrm{Nu}_m=c\,(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})_m^n,$$

из которой после упрощения получают

$$\alpha=D\,(\Delta t)^n\,l^{3n-1}.$$

Значение величины B для воды, солевых растворов и холодильных агентов, а также c, n и D приводится в литературе [1].

Металлы. Металлами, из которых выполняют разделяющие ограждения сред, обменивающихся теплом, являются обычно алюминий, бронза, железо, латунь, сталь, чугуи и др. Конструктивно эти ограждения делают в виде гладкостенных или ребристых труб и плит.

Так как теплообмен через стенку осуществляется путем теплопроводности, важно, чтобы металлы, из которых изготовлена стенка, имели высокое значение коэффициента теплопроводности.

Основные показатели некоторых металлов, наиболее распространенных для изготовления теплообмеиных аппаратов, приводятся в табл. 21.

---

[1] Холодильная техника, кн. 1, стр. 121, 124, Госторгиздат, 1960.

Таблица 21

Основные показатели металлов

Металлы	Удельный вес, *кг/м³*	Теплоемкость, *ккал/кг* °С	Теплопроводность, *ккал/м час* °С	Температуропроводность, 10^{-3} *м²/час*
Алюминий	2670	0,200	175	200
Бронза	8000	0,091	55	75
Латунь	8000	0,090	90	102
Сталь	7900	0,110	40	45
Чугун	7200	0,120	50	62,5
Никель	8600	0,110	50	53
Цинк	7000	0,094	95	145
Медь	8800	0,091	320	324

Из табл. 21 видно, что все металлы характеризуются высокими тепловыми показателями, за исключением теплоемкости.

В теплопередаче существенное значение имеют загрязнения и осадки, образующиеся в процессе эксплуатации теплообменных аппаратов. В расчетах можно принимать следующие значения коэффициентов теплопроводности осадков и загрязнений (*ккал/м час* °С):

Смазочное масло	0,12
Водяной камень	2
Снеговая шуба	от 0,1 до 0,4
Соль NaCl	3,1
Соль $CaCl_2$	0,6
Слой краски	0,2

Коэффициент теплопроводности снеговой шубы изменяется в зависимости от плотности инея и определяется по эмпирической формуле

$$\lambda_и = 2{,}35\gamma_н^2 \ \textit{ккал/м час} \ °\text{С}.$$

Плотность инея обычно составляет 150—500 *кг/м³*.

Образование на теплопередающих ограждениях масляной пленки, водяного камня и снеговой шубы сильно влияет на снижение коэффициента теплопередачи.

Рассмотрим устройство, действие и особенности основных теплообменных аппаратов паровых холодильных машин.

КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор входит в число важнейших частей холодильной машины, без которых невозможно осуществить холодильный процесс. Конденсатор является теплообменным аппаратом,

главное иазначение его путем изменения агрегатного состояния холодильного агента отвести от последнего теплоту, отнятую агентом от охлаждаемой среды, и теплоту эквивалентную работе сжатия. Внешней средой, которой холодильный агент отдает теплоту Q_0+AL, обычно служит охлаждающая вода (речная, озерная, морская, артезианская) или атмосферный воздух.

Но воздух характеризуется низкими тепловыми показателями: имеет малую теплоемкость и плохую теплопроводность. Поэтому как тепловоспринимающая среда он используется лишь в холодильных установках небольшой производительности или в случаях отсутствия достаточного количества воды.

Объемная теплоемкость воздуха составляет около 0,3 *ккал/м*^{3} °С, в то время как для воды 1000 *ккал/м*^{3}, поэтому при прочих равных условиях через коиденсатор должно пройти воздуха по объему в 3300 раз больше, чем воды. Так как теплообмен при воздушной среде гораздо менее интенсивен, чем при жидкой среде, то в случае использования воздуха как тепловоспрнимающей среды в конденсаторе, поверхиость теплопередачи последнего значительно возрастает.

Конденсаторы можно группировать по тепловоспрнимающей среде, и по этому признаку различают водяного, воздушного и смешанного охлаждения. В последиих конденсаторах в процессе теплопередачи участвуют как вода, так и воздух.

Можно классифицировать конденсаторы и по другим признакам, например, по способу прохождения через них воды различают закрытого и открытого типа; в последних вода свободно омывает трубчатую систему конденсатора.

Различают также конденсаторы, в которых осуществляют процессы охлаждения и конденсации, и конденсаторы, где протекают процессы охлаждения, коиденсации и переохлаждения холодильного агента.

При любой классификации главной функцией конденсатора остается быстрое ожижение поступившего в него парообразного холодильного агента. Именно по степени интенсивности процесса теплопередачи от конденсирующегося холодильного агента к тепловоспринимающей среде следует анализировать и оценивать их как теплообменные аппараты.

В общем случае поверхность теплопередачи конденсатора можно разграничить на три зоны: перегретого агеита, конденсации и переохлаждения. Все эти зоны равного высокого давления агента, и они четко обозначаются при изображении процесса в энтропийной и энтальпийной диаграммах. В зоне перегретого агента охлаждающей водой отводят теплоту от поступающего в конденсатор перегретого пара, его температура понижается, и он превращается в сухой насыщенный пар.

Дальнейший отвод теплоты от сухого насыщенного пара связан с зоной конденсации, в которой изменяется агрегатное состояние агента, превращающегося в жидкость. Зона переохлаждения имеется не во всех конструкциях конденсаторов. Это зона неизменного агрегатного состояния, и здесь холодная вода отнимает некоторое количество тепла от жидкого агента, понижая его температуру против температуры конденсации.

Рассмотрим наиболее распространенные в промышленных холодильниках конденсаторы.

Погружной конденсатор

Это малоэффективный тип конденсатора (рис. 53), но он еще применяется на судах-рефрижераторах при высоких давлениях (например, в углекислотных машинах). Конденсатор состоит из

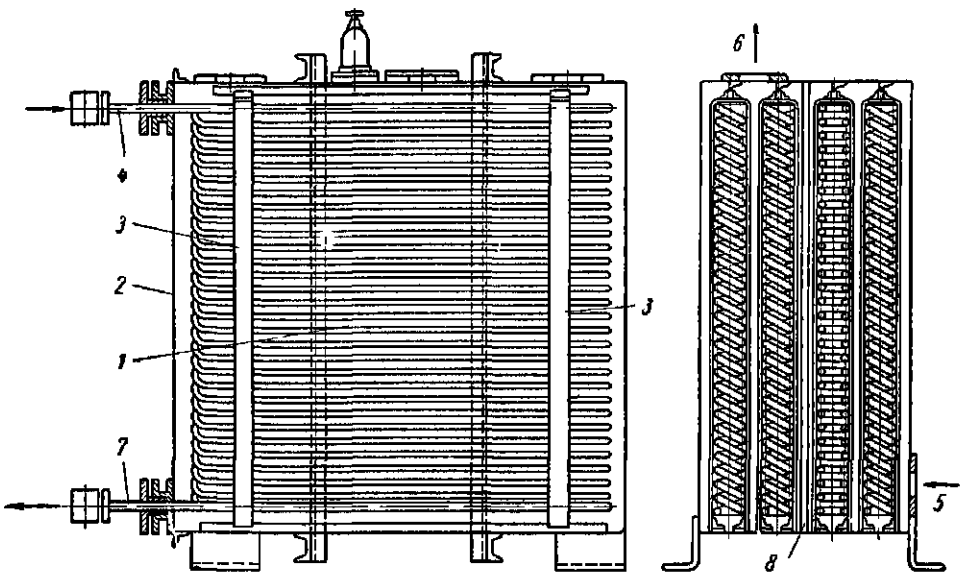


Рис. 53. Погружной конденсатор:

1 — змеевик, *2* — стенки бака, *3* — стойка, *4* — патрубок для входа углекислоты, *5* — отверстие для входа воды, *6* — отверстие для выхода воды, *7* — патрубок для выхода углекислоты, *8* — перегородки

металлического бака, круглого или прямоугольного сечения, и монтируемых в нем трубчатых секций, параллельно включенных в коллекторы. В цилиндрических погружных конденсаторах устанавливают мешалку в прямоугольном баке, внутри делают перегородки, которые уменьшают живое сечение при движении воды. Пары агента поступают в трубчатую систему вверху, а жидкий холодильный агент отводится внизу, воду подключают

в нижнюю часть бака и отводят вверху. Такая схема включения агента и воды выражает стремление создать условия противотока.

Однако вследствие малой скорости воды в конденсаторе (0,1 *м/сек*), неблагоприятных условий отвода из трубчатой системы сконденсированного агента и отрицательного влияния масла, попадающего в трубы, коэффициент теплопередачи погружных конденсаторов не превышает 150—200 *ккал/м² час* °С. Они тяжелы и не экономичны.

Противоточный конденсатор

Противоточный конденсатор (рис. 54) представляет собой две трубчатые системы, вмонтированные одна в другую. В каждой трубе большого диаметра внутри находится труба меньшего

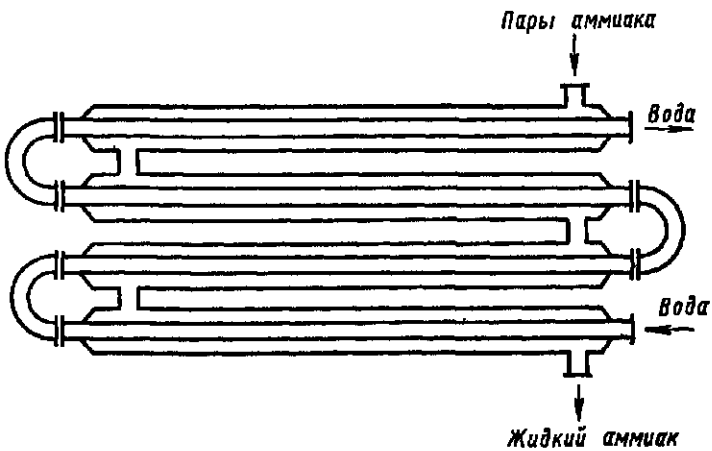


Рис. 54. Схема устройства противоточного конденсатора

диаметра. Системы из этих труб обособлены. Достигается это тем, что концы наружных труб подкатывают, приваривают к внутренним и каждую пару их соединяют патрубками, в то время как внутренние трубы соединяются калачами. Вода поступает во внутренние трубы внизу, а выходит из них вверху.

Холодильный агент проходит в конденсаторе противотоком, сверху вниз по внешним трубам, вернее по межтрубному пространству. Чтобы облегчить сток сконденсировавшегося агента, трубы конденсатора монтируют с уклоном попеременно в ту и другую сторону.

Жидкий агент из трубчатой системы конденсатора поступает в ресивер (труба большого диаметра — 150—200 *мм*), находящийся в нижней части конденсатора.

В верхней части трубчатой системы устанавливают краны для выпуска воздуха, попавшего в конденсатор; в нижней части, на внутренних трубах — водоспускные краны, а в нижней части ресивера — кран для спуска попавшего в конденсатор масла (рис. 55).

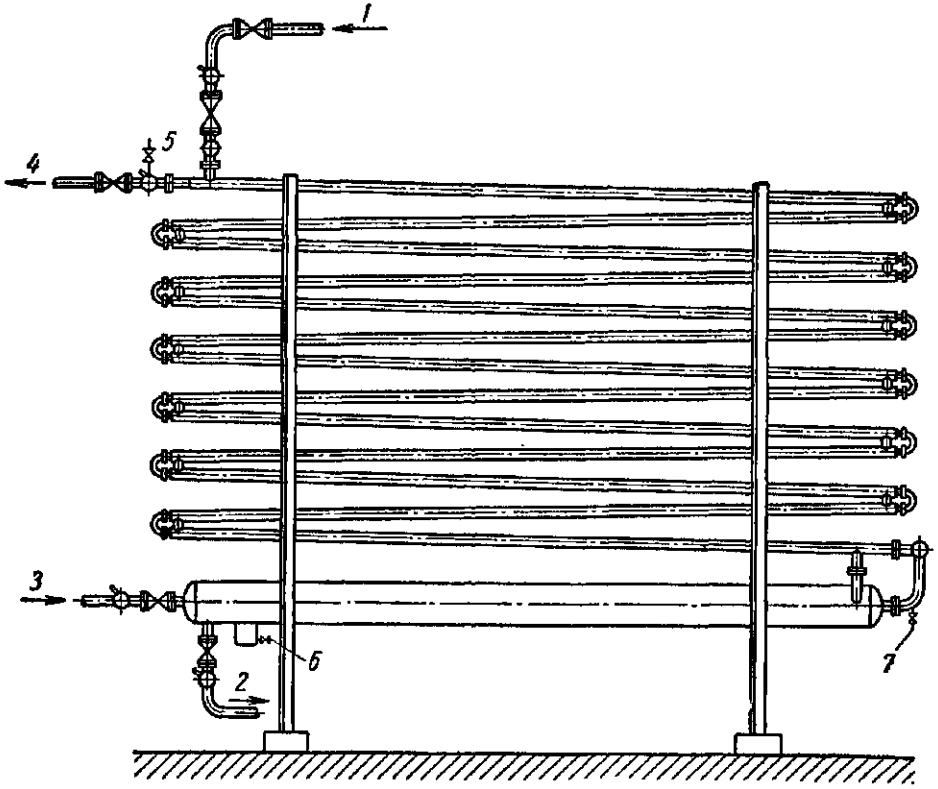


Рис. 55. Противоточный конденсатор:
1 — вход паров аммиака, *2* — выход жидкого аммиака, *3* — вход воды, *4* — выход воды, *5* — воздухоспускной кран, *6* — выпуск масла, *7* — выпуск воды

Принцип противотока позволяет осуществить в конденсаторе переохлаждение жидкого агента, так как он перед выходом из конденсатора подвергается действию наиболее холодной воды, только что поступившей сюда.

Перечисленные благоприятные для теплообмена обстоятельства объясняют достаточно высокое значение коэффициента теплопередачи противоточного конденсатора, доходящее до 800—900 *ккал/м² час* °С.

Но конденсатор имеет и существенные недостатки, к которым следует отнести: сложность изготовления и обслуживання,

ввиду трудной доступности к внутренним трубам, сложность ремонта и значительную металлоемкость.

Противоточные конденсаторы устанавливают в машинном отделении холодильников и в том случае, если имеются источники холодной мягкой и чистой воды. Их также используют как переохладители при конденсаторах других типов.

Элементный конденсатор

Элементиый конденсатор отличается от противоточного тем, что двойные трубы его заменены элементами, состоящими из трубы большого диаметра (245×6,5 *мм*) с торцовыми сталь-

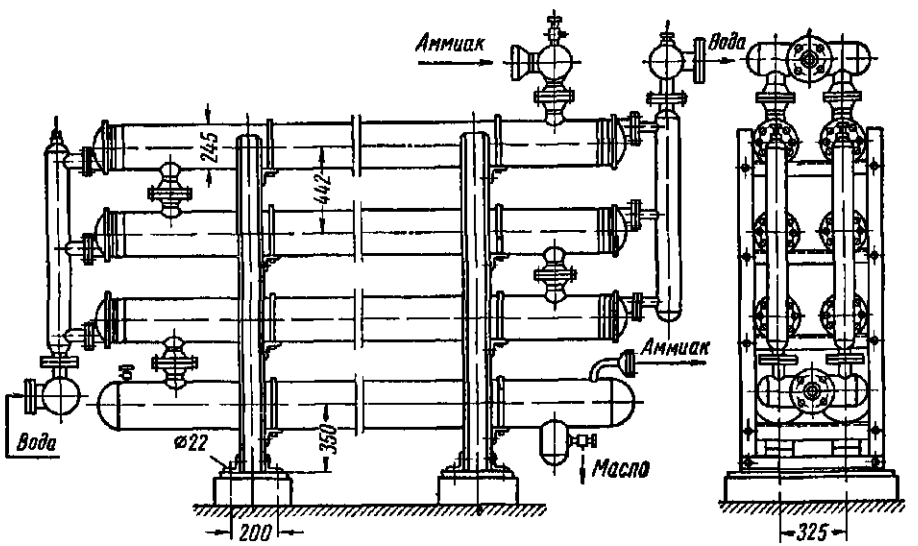


Рис 56 Двухходовой четырнадцатитрубный элементный конденсатор

ными трубными решетками. В решетках развальцованы 7—14 трубок, по которым проходит вода.

Элементы, расположенные один над другим, соединяют чугунными калачами для прохода воды и патрубками для холодильного агента В каждом элементе агент находится в межтрубиом пространстве.

Чтобы повысить скорость воды при прохождении по трубам элемента, чугунные калачи одноходового конденсатора заменяют специальными крышками с перегородками, благодаря которым достигается параллельный ток воды не по всем трубам элемента, а лишь по нескольким. Такой конденсатор называется многоходовым. Двухходовой элементный четырнадцатитрубный конденсатор показан на рис. 56.

Условия теплообмена в элементном конденсаторе близки к противоточному конденсатору, поэтому коэффициенты теплопередачи их примерно одинаковы. Но элементные конденсаторы более компактны и менее металлоемки, вследствие этого они получили более широкое распространение, чем противоточные.

Основные размеры элементных конденсаторов приведены в табл. 22.

Таблица 22

Элементные аммиачные конденсаторы (четырнадцатитрубные)

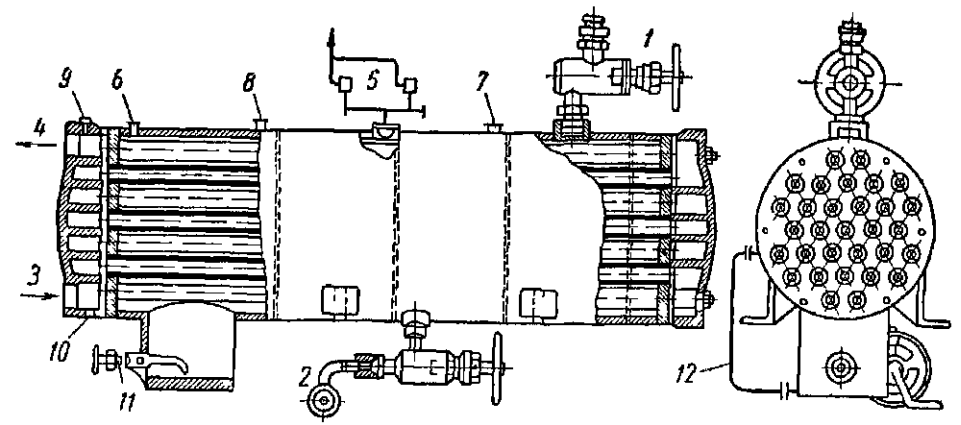
Марка	Поверхность охлаждения, $м^2$	Количество		Диаметры трубопроводов, *мм*			Габариты, *мм*			Вес, *кг*
		секций	элементов	парового	жидкостного	водяного	длина	ширина	высота	
8КЭ	8	1	2	32	10	40	3220	455	1675	895
16КЭ	16	1	4	40	15	50	3500	495	2600	1675
20КЭ	20	1	5	50	20	70	3500	495	3055	2010
32КЭ	32	2	8	50	20	70	3830	700	2510	3090
40КЭ	40	2	6	70	25	80	5850	700	2060	3515
60КЭ	60	3	9	80	32	100	5890	1025	2075	5600
80КЭ	80	3	12	80	32	125	5930	1025	2525	7175
100КЭ	100	3	15	100	40	125	6000	1025	3000	8785
125КЭ	120	3	18	100	40	150	6000	1025	3435	10235

Горизонтальный кожухотрубный конденсатор

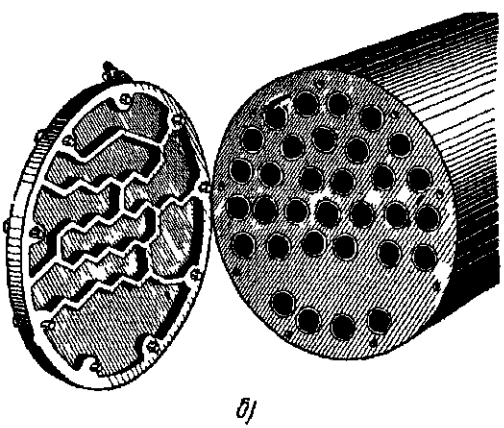
Это кожух-цилиндр со стальными трубными решетками по торцам (рис. 57). В решетках развальцованы трубы диаметром 38×4 или 25×2,5 *мм*. За трубными решетками кожух с обеих сторон закрывается крышками с перегородками для обеспечения многоходовости при движении по трубам воды.

Холодильный агент поступает в кожух сверху и, находясь в межтрубном пространстве, конденсируется. Затем, собираясь в нижней части кожуха, отводится отсюда в ресивер и далее к регулирующему вентилю. Вода проходит по трубам снизу вверх.

Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы устанавливают в помещении машинного отделения. Они сравнительно не металлоемки и весьма компактны, благодаря чему получили большое распространение главным образом в судовых холодильных установках. В конденсаторах судового типа для устранения вредного влияния качки судна, отвод жидкого холодильного агента осуществляется с двух противоположных сторон.



а)



б)

Рис. 57. Горизонтальный кожухотрубный конденсатор:

а — общий вид, *б* — устройство крышки, *1* — вход паров аммиака, *2* — выход жидкого аммиака, *3* — вход воды, *4* — выход воды, *5* — трехходовой запорный вентиль с двумя предохранительными клапанами, *6* — патрубок для установки манометра, *7* — патрубок для присоединения уравнительной линии от ресивера, *8* — выход воздуха к воздухоотделителю, *9* — выпуск воздуха, *10* — выпуск воды, *11* — выход масла, *12* — указатель уровня

Таблица 23

Аммиачные горизонтальные кожухотрубные конденсаторы

Поверхность охлаждения, $м^2$	Число труб	Число ходов	Диаметр кожуха, *мм*	Габариты конденсатора, *мм*			Диаметр патрубков, *мм*			Вес, *кг*
				длина	ширина	высота	вход паров холодильного агента	выход жидкого холодильного агента	вход и выход воды	
40	116	8	700	4680	820	1360	70	25	100	2750
55	116	6	700	5680	820	1380	80	25	100	3380
75	—	—	800	5680	—	—	80	32	125	—
100	205	6	900	5680	1030	1745	100	32	150	5135
125	265	8	1000	5740	1160	1810	100	40	150	7180
150	265	8	1000	6735	1160	1900	125	40	150	7440
225	898	6	1200	4780	1345	2225	150	50	250	8075
280	898	6	1200	5780	1345	2225	150	50	250	9715

Коэффициент теплопередачи этого конденсатора равен 600—880 *ккал/м² час* °С. Недостатком его является трудность наблюдения за состоянием водяных трубок и сложность ремонта, связанная с заменой отдельных труб. Основные размеры горизонтальных кожухотрубных конденсаторов приводятся в табл. 23.

Вертикальный кожухотрубный конденсатор

Цилиндрический кожух с торцовыми трубными решетками с развальцованными в них стальными двухдюймовыми трубками поставлен вертикально над водяным резервуаром (рис. 58).

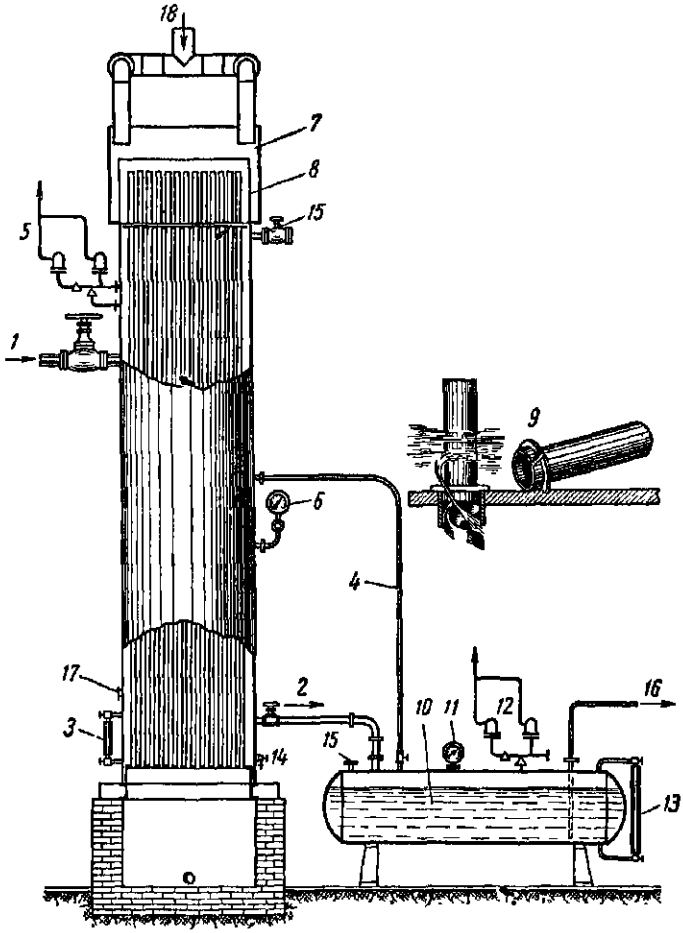


Рис. 58. Вертикальный кожухотрубный конденсатор:

1 — вход паров аммиака, *2* — выход жидкого аммиака, *3*, *13* — указатели уровня жидкого аммиака, *4* — уравнительная трубка, *5*, *12* — трехходовые запорные вентили с двумя предохранительными клапанами, *6*, *11* — манометр, *7* — водоприемный бак, *8* — обечайка, *9* — колпачки, *10* — ресивер, *14* — выпуск масла, *15* — выпуск воздуха, *16* — вход жидкого аммиака к регулирующей станции, *17* — патрубок для присоединения аппарата к воздухоотделителю, *18* — вход воды

Горячие пары холодильного агента поступают в межтрубное пространство через штуцер, расположенный на высоте 0,6 *м* от водоприемного бака. Жидкий агент концентрируется в нижней части кожуха и стекает в ресивер.

Конденсатор снабжен особой системой водораспределения, позволяющей экономить воду, так как она по вертикальным трубкам проходит не по всему сечению, а стекает пленкой по ее внутренней поверхности, частично при этом испаряясь.

Вода поступает в верхнюю часть конденсатора в водоприемный бак, к верхней трубной решетке. Каждая труба здесь имеет съемный колпачок с прорезями для стока воды по внутренней ее поверхности.

Колпачки снабжены открытыми трубочками, через которые вода может переливаться в случае переполнения водоприемного бака. Вода стекает в резервуар под кожухом конденсатора.

На конденсаторе установлен трехходовой запорный вентиль с двумя предохранительными клапанами, кран для выпуска воздуха, уравнительная трубка, соединяющая кожух конденсатора с ресивером, воздухоспускной и маслоспускной вентили, указательное стекло для контроля за уровнем жидкого агента в кожухе и манометр.

В некоторых случаях к кожуху вверху приваривают перфорированные трубочки, через отверстия которых наружная поверхность кожуха также орошается водой. В этом конденсаторе созданы благоприятные условия для быстрого стекания по поверхностям теплопередачи жидкого агента и попавшего в конденсатор масла.

Конденсатор устанавливают вне здания холодильника близ машинного отделения. Коэффициент теплопередачи его равен 600—800 *ккал/м² час* °С. Недостатки, указанные в отношении горизонтального кожухотрубного конденсатора, справедливы и для конденсатора вертикального типа.

Основные размеры вертикальных кожухотрубных конденсаторов приводятся в табл. 24.

Таблица 24

Аммиачные вертикальные кожухотрубные конденсаторы

Марка	Поверхность, *м*	Диаметр кожуха, *мм*	Толщина стенки, *мм*	Высота, *мм*	Диаметр водоприемного бака, *мм*	Внутренние диаметры патрубков, *мм*	Вес, *кг*
50КВТ	50	724	12	5500	960	70—32	3025
75КВТ	74	830	12	5500	1060	70—40	4200
100КВТ	100,4	1000	14	5000	1230	80—40	5840
125КВТ	127,5	1000	14	6000	1230	100—50	6860
150КВТ	149	1200	18	5000	1410	125—50	7515

Оросительный конденсатор

Простой оросительный конденсатор (рис. 59, *а*) состоит из трубчатой системы (секции), водораспределительного и водоприемного устройств. Пары агента, проходя по трубчатой секции сверху вниз, конденсируются, а теплота конденсации воспринимается водой, которая орошает трубы, падая сверху вниз.

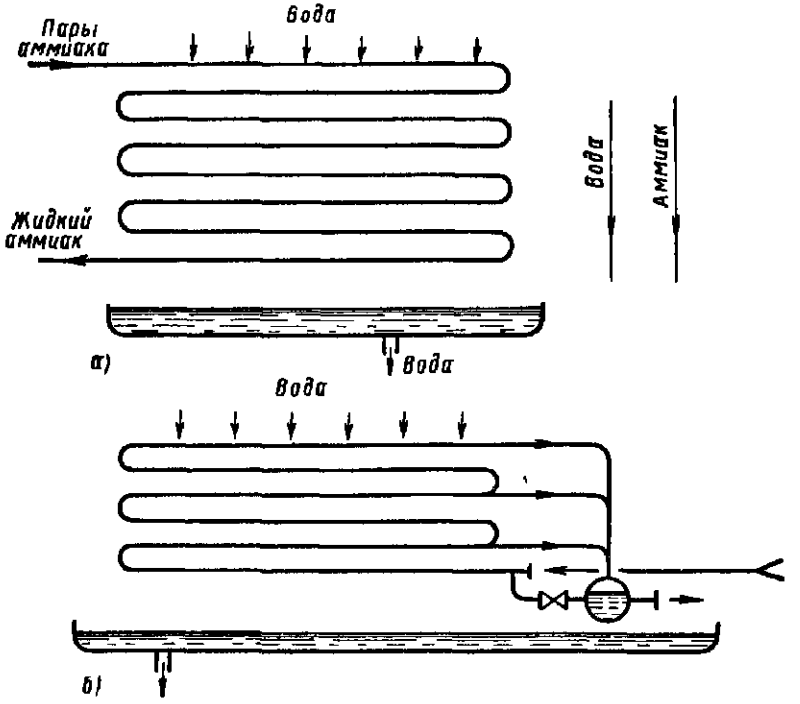


Рис. 59. Схема устройства оросительных конденсаторов:
а — простой оросительный конденсатор, *б* — оросительный конденсатор с промежуточным отводом жидкости

Условия теплообмена в таком конденсаторе неблагоприятны, так как в нем использован принцип прямотока. Образовавшаяся в верхних трубках жидкость не отводится из конденсатора, а проходит по трубам большой путь, уменьшая активную поверхность теплопередачи. Масло, увлеченное парами агента из компрессора, создает дополнительное тепловое сопротивление почти по всей внутренней поверхности конденсатора.

Коэффициент теплопередачи конденсатора поэтому не превышает 200—250 *ккал/м² час* °С.

Раньше простые оросительные конденсаторы были широко распространены на холодильниках, теперь они заменены оросительными конденсаторами с промежуточным отводом жидкого

агента (рис. 59, *б*). Этот конденсатор (рис. 60) состоит из секций, в каждой из которых 14 труб диаметром 50 *мм*.

Секция поверхностью 15 $м^2$ имеет четыре отвода для жидкого агента. Орошающее устройство и сборник воды не отличаются от простого оросительного конденсатора.

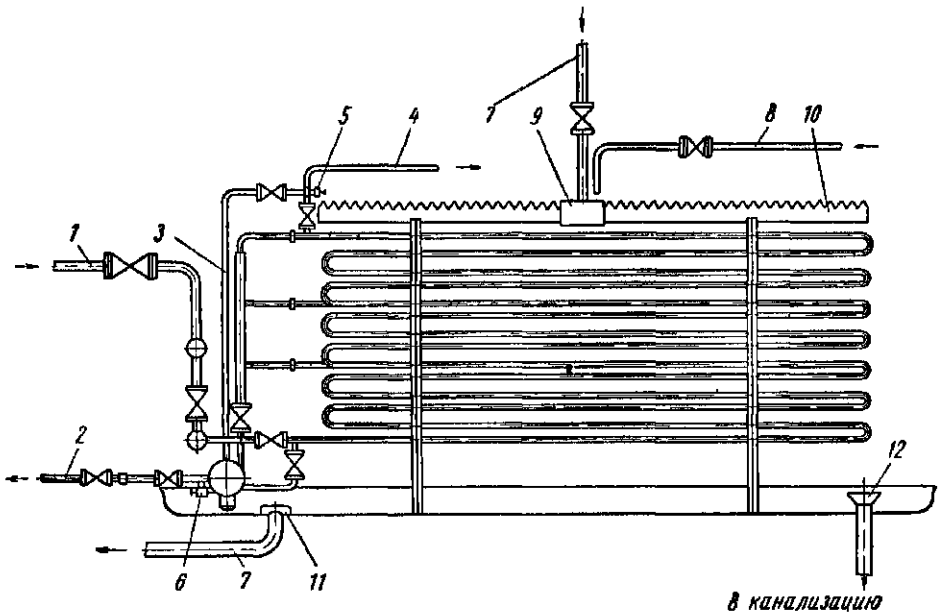


Рис. 60. Оросительный конденсатор с промежуточным отводом жидкого аммиака.

1 — вход паров аммиака, *2* — выход жидкого аммиака, *3* — уравнительная линия, *4* — выход воздуха и неконденсирующихся газов к воздухоотделителю, *5* — вентиль для выпуска воздуха диаметром 6 *мм*, *6* — вентиль для выпуска масла в маслосборатель, *7* — трубопровод циркуляционной воды, *8* — трубопровод свежей водм, *9* — водораспределительный бачок, *10* — водораспределительный желоб, *11* — приемная сетка, *12* — сливная сетка

Конденсатор работает по принципу противотока, так как парообразный агент подводится в нижнюю трубу. По мере образования жидкого холодильного агента он отводится через специальные трубочки в ресивер.

Нижний ввод агента благоприятен для условий теплообмена еще и потому, что почти исключается распространение смазочного масла по всей секции, так как оно оседает на стенках нижних труб.

Коэффициент теплопередачи оросительного конденсатора с промежуточным отбором жидкого агента составляет 700—900 *ккал/м² час* °С. Таким образом, по эффективности он не уступает лучшим современным конденсаторам других типов.

Сопоставление этого конденсатора с простым оросительным конденсатором показывает, каких результатов по повышению эффективности можно достигнуть, если учесть условия теплообмена и принять правильную, научно обоснованную схему включения теплообменных сред.

Часть воды, стекающей по трубчатой системе, испаряется, отнимая тепло от труб конденсатора. Вследствие этого на конденсатор расходуется меньше свежей воды.

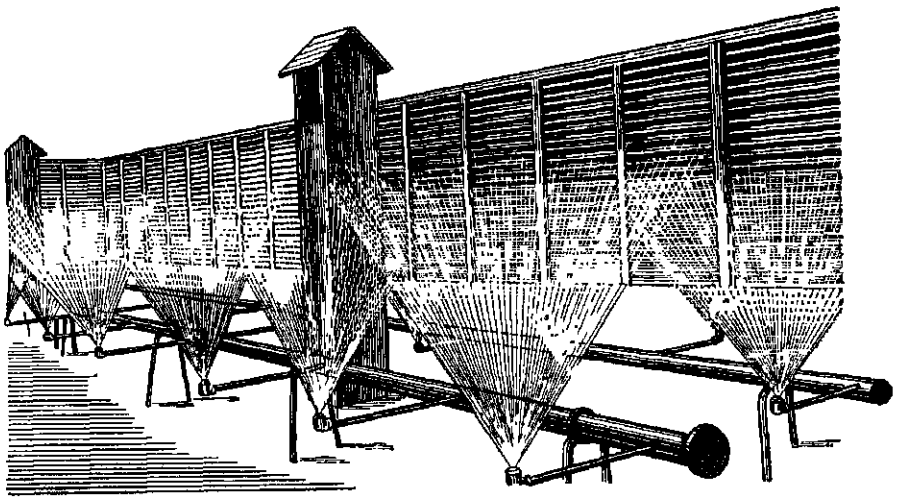


Рис. 61. Охлаждающий пруд

Отработавшая вода из сборника может быть повторно использована — в этом случае она снова подается в водораспределительный бак над конденсатором, где смешивается со свежей холодной водой.

В целях дополнительного охлаждения орошающей воды конденсаторы этого типа часто имеют градирни или пруды с брызгальным бассейном. Охлаждающий пруд показан на рис. 61.

Вода из сборника подается насосом в трубчатые коллекторы с трубами и через форсунки подвергается распылению. При этом она частично испаряется и охлаждается.

Оросительный конденсатор с промежуточным отводом жидкого агента весьма экономен по расходу воды: на каждую секцию расходуется не более 10—12 $м^3/час$, при этом можно применить загрязненную и жесткую воду.

Конденсаторы устанавливают вне машинного отделения, в жалюзном, хорошо проветриваемом помещении.

Основные размеры конденсаторов с промежуточным отводом жидкого аммиака приводятся в табл. 25.

Таблица 25

Оросительные конденсаторы с промежуточным отводом жидкого аммиака

Поверхность охлаждения, $м^2$	Количество секций	Штуцера, *мм*			Ресивер		Объем конденсатора, $м^3$	Вес металлических частей, *кг*
		парообразного аммиака	жидкого аммиака	к маслосборнику	длина, *мм*	объем, $м^3$		
30	2	50	20	15	700	0,07	0,11	1280
45	3	70	25	15	1250	0,11	0,18	1912
60	4	80	32	20	1800	0,153	0,24	2545
75	5	80	32	20	2350	0,194	0,29	3160
90	6	100	32	20	2900	0,235	0,35	3825

Испарительный конденсатор

Испарительный конденсатор (рис. 62) применяется при недостатке охлаждающей воды. В этом аппарате совмещаются обычный конденсатор и устройство для обратного охлаждения воды.

В металлическом кожухе монтируют трубчатый змеевик, в котором конденсируется холодильный агент, трубчатый коллектор с форсунками, разбрызгивающими воду, вентилятор, ресивер — для поступающего из трубчатого змеевика холодильного агента и отбойники, предотвращающие унос капель воды с воздухом. Конденсатор снабжен насосом, которым вода из поддона нагнетается к форсункам для орошения змеевика.

Вентилятор, находящийся в верхней части кожуха, подсасывает воздух через щели внизу кожуха, продувает его навстречу воде со скоростью около 3,5 *м/сек* и выбрасывает наружу. В этом случае вентилятор отсасывает воздух из кожуха конденсатора. В других конструкциях испарительного конденсатора, применяющихся реже, воздух нагнетается в кожух.

Вода, стекая по трубчатой системе и орошая ее, отнимает от холодильного агента теплоту перегрева и конденсации. Одновременно вода интенсивно испаряется и охлаждается, отдавая теплоту встречному воздуху.

Таким образом, в испарительном конденсаторе теплообмен протекает между холодильным агентом и водой, а также между водой и воздухом. Вследствие интенсивного испарения воды, температура ее остается практически постоянной.

Расход воды в испарительном конденсаторе значительно меньше по сравнению с конденсаторами других типов, и свежую

воду необходимо добавлять лишь для покрытия потерь от испарения и компенсации уноса капель воды воздушным потоком.

Расход воды в испарительных конденсаторах составляет около 4 *л/час* на 1000 *ккал* холодопроизводительности установки. Он обычно не превышает 10% расхода воды в конденсаторах других конструкций, работающих без устройств обратного охлаждения воды. К качеству воды, применяемой для этих конденсаторов, предъявляют повышенные требования, так как при ее испарении повышается содержание солей, что вызывает образование накипи и усиленную коррозию металлических поверхностей.

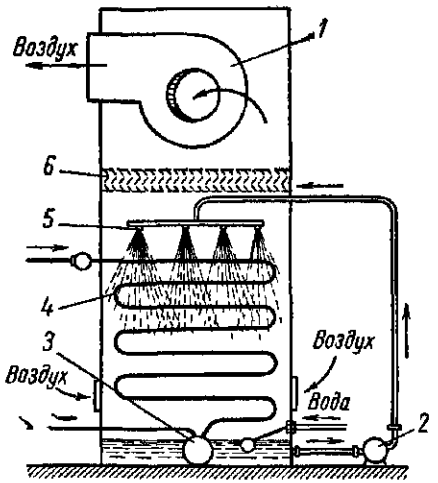


Рис. 62. Схема устройства испарительного конденсатора:
1 — вентилятор, *2* — насос для воды, *3* — ресивер, *4* — змеевики конденсатора, *5* — форсунки, *6* — отбойники брызг

Объем продуваемого воздуха составляет 100—200 $м^3$ на 1000 *ккал/час* холодопроизводительности установки.

Недостатком испарительного конденсатора является относительно низкая эффективность, так как коэффициент теплопередачи его не превышает 350—500 *ккал/м² час* °С. Необходимо отметить, что значение коэффициента теплопередачи в большой степени зависит от относительной влажности продуваемого через кожух воздуха. Преимуществом этого конденсатора является его компактность по сравнению с оросительным конденсатором. Испарительные конденсаторы применяют в холодильных установках холодопроизводительностью 3000—450 000 *ккал/час*. Их применение целесообразно при недостатке охлаждающей воды. В рыбной промышленности конденсаторы этого типа почти не применяются, так как большая часть холодильных установок размещена около водоемов или смонтирована на судах, где вода для охлаждения конденсатора всегда имеется в достаточном количестве.

Расчет конденсатора

При расчете конденсатора определяют следующие основные величины: тепловую нагрузку, поверхность теплопередачи и расход охлаждающей воды.

Тепловой нагрузкой конденсатора (Q *ккал/час*) называется количество тепла, отнимаемое от холодильного агента в конденсаторе тепловоспринимающей средой (вода, воздух) в час. Эту величину можно найти по разности энтальпий, пользуясь тепловой (энтропийной или энтальпийной) диаграммой по нагреву воды, если она является тепловоспринимающей средой, и по холодопроизводительности машины, так как тепловоспринимающей среде в конденсаторе агент отдает теплоту, воспринятую им от теплоотдающей среды и эквивалентную затраченной работе на сжатие в компрессоре.

При расчете поверхности теплопередачи конденсатора (F, $м^2$) большое значение имеет эффективность или удельная тепловая нагрузка

$$k \cdot \Delta t_{ср} \ ккал/м^2 час,$$

где k — коэффициент теплопередачи конденсатора;

$\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур между агентом и охлаждающей водой в конденсатор (обычно около 5°).

Удельные тепловые нагрузки различных типов конденсаторов приведены в табл. 26. Ею можно пользоваться как при выборе типа, так и при расчете поверхности теплопередачи конденсатора.

Таблица 26

Удельные тепловые нагрузки

Конденсаторы	Коэффициент теплопередачи, *ккал/м²час* °С	Удельная тепловая нагрузка, *ккал/м² час*	Средняя разность температур агента и воды, °С
Погружной	150—200	750—1000	4—6
Противоточный	800—900	3500—5000	4—6
Элеметный	800—900	3500—4500	4—6
Кожухотрубный горизонтальный	600—800	3500—4500	4—6
вертикальный	600—800	3500—4500	4—6
Оросительный с промежуточным отводом жидкого аммиака	700—900	3500—4500	4—6
Испарительный	350—500	1700—3000	—

Основные величины определяют, пользуясь следующими формулами:

тепловая нагрузка конденсатора

$$Q=(i_2-i_3)\,G \ ккал/час, \text{ или}$$

$$Q=(t_{ух}-t_{вх})\,W \ ккал/час, \text{ или}$$

$$Q=Q_0+632\,N_i \ ккал/час,$$

где Q — тепловая нагрузка конденсатора, *ккал/час*;
i_2 — энтальпия перегретого пара при входе его в конденсатор, *ккал/кг*;
i_3 — энтальпия жидкого агента по выходе его из конденсатора, *ккал/кг*;
G — количество холодильного агента, проходящего через конденсатор, *кг/час*;
$t_{ух}$ — температура воды, уходящей из конденсатора, °С;
$t_{вх}$ — » » входящей в конденсатор, °С;
W — количество воды, проходящей через конденсатор, *л/час*;
Q_0 — холодопроизводительность машины, или тепловая нагрузка испарителя, *ккал/час*;
N_i — мощность двигателя, приводящего в движение компрессор, *л. с.*;
поверхность теплопередачи конденсатора

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{ср}} \text{ м}^2,$$

где $k\Delta t_{ср}$ — удельная тепловая нагрузка конденсатора (табл. 26).

Определив поверхность теплопередачи конденсатора заранее выбранного типа, по этой поверхности находят (по таблицам или каталогам) серийно выпускаемый промышленностью конденсатор. Если в таблицах нет конденсатора, равного по поверхности теплопередачи расчетному, то берут несколько больший; расход охлаждающей воды

$$W = \frac{Q}{t_{ух} - t_{вх}} \text{ л/час}.$$

По этой формуле подсчитывают расход охлаждающей воды для конденсаторов закрытого типа (погружного, противоточного, кожухотрубного, элементного), где она является единственной тепловоспринимающей средой.

В оросительных конденсаторах с промежуточным отводом жидкого холодильного агента расход воды примерно в 3 раза меньше по сравнению с конденсаторами закрытого типа. С достаточной точностью можно его принимать на 1 $м^2$ поверхности оросительного конденсатора примерно 500—800 *л/час* и количество добавочной воды 30—40% от циркуляционной.

Для дополнительного охлаждения холодильного агента перед регулирующим вентилем целесообразно вслед за вертикальным кожухотрубным или оросительным конденсатором включать в схему установки переохладитель.

Переохладители конструктивно выполняют в виде теплообменного двухтрубного аппарата. Они выпускаются с поверхностью охлаждения: 4,86; 5,85; 7,8; 11,7 и 15,6 $м^2$ и выполняются из труб диаметром 57×3 и $38 \times 3{,}5$ *мм*. Иногда для этой цели применяют двухтрубные противоточные конденсаторы соответствующей поверхности. Благодаря переохладителям температура поступающего из конденсатора агента понижается, что повышает производительность холодильной установки.

При среднем температурном перепаде между жидким агентом и водой в переохладителе около 4° коэффициент теплопередачи составляет 600 *ккал/м²час°С*, тогда поверхность теплопередачи переохладителя находят по формуле

$$F_{\text{пер}} = \frac{(i_з - i_{з'})G}{k_{\text{п}}\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{Q_{\text{пер}}}{600 \cdot 4} = \frac{Q_{\text{пер}}}{2400} \ м^2,$$

где $i_з - i_{з'}$ — число калорий тепла, отводимого в переохладителе на 1 *кг* жидкого агента;

G — количество агента, проходящего через переохладитель в час, *кг*;

$Q_{\text{пер}}$ — тепловая нагрузка переохладителя, *ккал/час*.

ИСПАРИТЕЛИ

Испаритель так же, как и конденсатор, является одной из важнейших частей холодильной машины. Испаритель представляет собой теплообменный аппарат, назначение которого путем изменения агрегатного состояния холодильного агента отвести теплоту от охлаждаемой среды.

Собственно испарителями называются те теплообменные аппараты, охлаждаемой средой в которых является жидкость (вода, солевой раствор). Жидкий холодильный агент кипит при заданной низкой температуре в трубчатой системе, погруженной в жидкость, отнимая от нее теплоту парообразования.

Холодная жидкая среда в одних случаях может быть использована непосредственно для осуществления того или иного технологического процесса (охлаждение и кратковременная аккумуляция рыбы, замораживание пищевых продуктов), в других — как промежуточное звено — холодоноситель, главным образом для охлаждения помещений.

Характер парообразования оказывает влияние на интенсивность теплопередачи в испарителе; он определяется условиями теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к жидкому агенту, поступившему в испаритель. Весьма важным фактором интенсивного кипения агента в испарителе является достаточно

большой температурный перепад между поверхностью нагрева (трубы) $t_п$ и кипящим агентом t_0, т. е. $\Delta t = t_п - t_0$.

Характер парообразования может быть разный; в одном случае в ряде точек на поверхности нагрева образуются пузырьки пара, которые быстро отрываются от поверхности, уступая место жидкости, в другом — по всей поверхности нагрева образуется пленка пара, которая как бы отделяет поверхность нагрева от жидкого агента.

Чем больше температурный перепад, тем больше образуется пузырьков пара, быстро отрывающихся от поверхности нагрева, и тем интенсивнее теплопередача. Однако благоприятный характер парообразования наблюдается лишь в определенной температурной зоне, и если Δt чрезмерно велико (25° и выше), то по всей поверхности появляются пузырьки пара, сливающиеся между собой и образующие паровую пленку. Эта пленка, разграничивающая поверхность теплопередачи и жидкий холодильный агент, создает дополнительное термическое сопротивление, ухудшая коэффициент теплоотдачи.

Такое парообразование называется пленочным, в отличие от пузырчатого, к которому следует стремиться в испарителях холодильных машин.

Испарители можно группировать по теплоотдающей жидкой среде (пресная вода, морская вода, солевые растворы), характеру движения теплоотдающей среды (испарители закрытого типа и открытого типа) и характеру заполнения трубчатой системы испарителя холодильным агентом (затопленные и незатопленные).

Однако к какой бы группе не относился тот или иной испаритель, его главной функцией остается быстрое кипение холодильного агента за счет теплоты окружающей трубчатую систему жидкой среды. Именно по степени интенсивности процесса теплопередачи от жидкой охлаждаемой среды к кипящему агенту следует анализировать и оценивать испарители как теплообменные аппараты.

В промышленности применяются погружной или змеевиковый вертикальнотрубный, кожухотрубный испарители; разработана новая конструкция листотрубных испарителей.

Погружной или змеевиковый испаритель

Погружной испаритель (рис. 63) в конструктивном отношении имеет большое сходство с погружным конденсатором, но принцип действия и назначение его иные.

В баке цилиндрической или прямоугольной формы устанавливают трубчатую систему, в которую подается жидкий агент

Бак заполняется водой или солевым раствором и трубчатая система оказывается погруженной в жидкость, охлаждаемую благодаря кипению жидкого агента в трубчатой системе.

Жидкий агент поступает в нижние ветви трубчатой системы, а парообразный отводится сверху. Жидкий холодоноситель поступает в бак сверху, а отводится снизу.

Несмотря на то, что бак испарителя снабжен мешалкой, скорость движения рассола или воды в нем не превышает 0,1 *м/сек*, что не создает благоприятных условий для интенсивного теплообмена. Большая длина змеевиков испарителя, при которой из него невозможно быстро отвести парообразный агент, также неблагоприятна для теплопередачи. По той же причине из испарителя плохо удаляется масло, создающее дополнительное тепловое сопротивление теплопередающей поверхности.

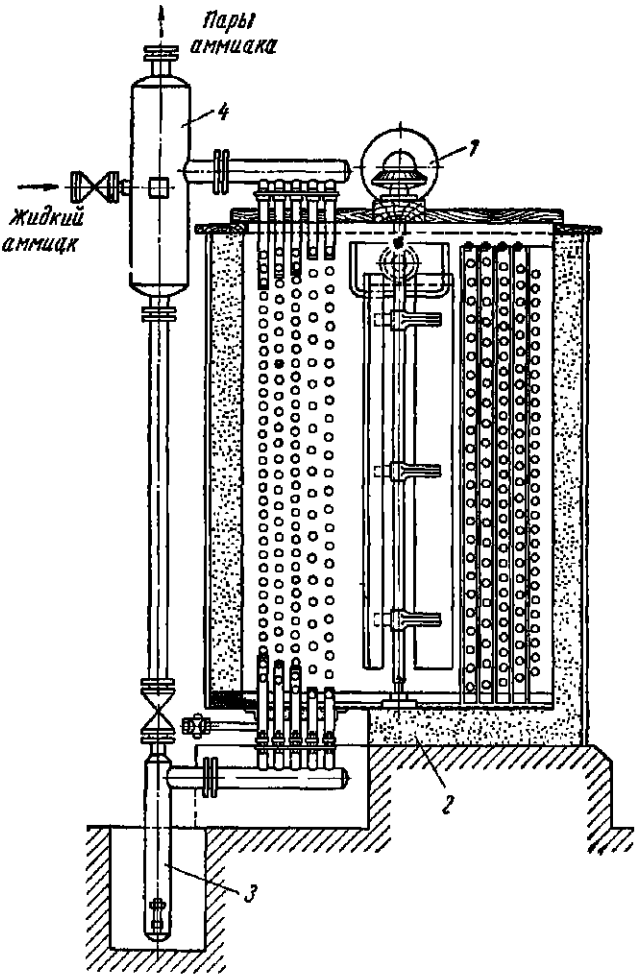


Рис. 63. Погружной испаритель:
1 — мешалка, *2* — изоляция, *3* — маслосборник, *4* — отделитель жидкости

Так как в испарителе находится холодная жидкость, бак испарителя, во избежание нагрева холодоносителя за счет тепла окружающей среды, изолируют, а сверху тщательно закрывают.

Единственным преимуществом погружных испарителей является надежность в эксплуатации; трубчатая система испарителей имеет мало соединений и сварок, что особенно важно для

углекислотных машин. Коэффициент теплопередачи испарителя равняется 200—250 *ккал/м²час°* С. Эти испарители в настоящее время находят применение лишь на рефрижераторных судах с углекислотными машинами.

Вертикальнотрубный испаритель

Вертикальнотрубный испаритель один из наиболее распространенных аппаратов на промышленных стационарных холодильниках (рис. 64).

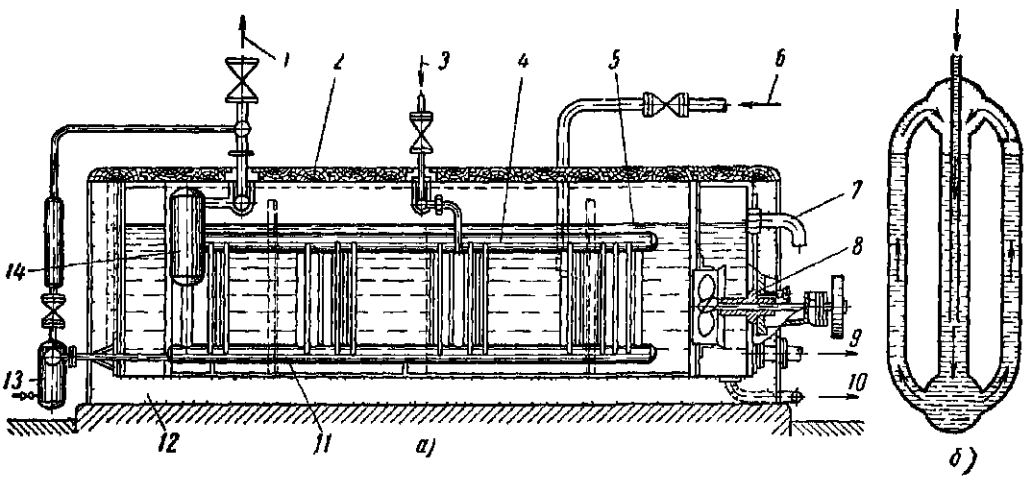


Рис. 64. Вертикальнотрубный испаритель:

а — разрез; *1* — выход паров аммиака, *2* — помост, *3* — вход жидкого аммиака, *4* — верхний коллектор секции, *5* — уровень рассола, *6* — вход рассола, *7* — переливная труба, *8* — мешалка, *9* — выход рассола, *10* — спуск рассола, *11* — нижний коллектор секции, *12* — изоляция, *13* — маслосборный горшок с маслоспускным вентилем, *14* — отделитель жидкости, *б* — схема циркуляции аммиака в секции испарителя

Главные части испарителя те же, что у погружного: прямоугольный сварной бак, заполняемый солевым раствором, испарительные трубчатые системы внутри бака, мешалка для циркуляции раствора.

Бак внутри разделен продольными перегородками, которые образуют каналы, уменьшающие живое сечение при циркуляции раствора. В верхней части он имеет переливную, а в нижней — сливную трубу. Нижняя и боковые наружные поверхности бака покрыты тепловой изоляцией, благодаря которой уменьшается приток тепла извне. В нижней части бака имеется патрубок, через который забирается охлажденный до заданной температуры раствор. Возвращается отепленный раствор в испаритель через трубку в верхней части бака. В испарителе применена особая конструкция трубчатой системы, показанная на рис. 65.

Испарительная система состоит из секций, число и размеры которых зависят от тепловой нагрузки аппарата. Секция представляет собой две горизонтальных трубы-коллектора, соединенных короткими трубками диаметром от 38×3 до 57×3,5 *мм*, изогнутыми на концах. Кроме того, коллекторы соединены несколькими стояками из труб большего диаметра. Секция снабжена отделителем жидкости в виде короткой вертикальной трубы большого диаметра, приваренной к верхнему паровому коллектору и соединенной с нижним для перепуска в него отделившихся частиц жидкости. В нижней части секция снабжена маслосборным горшком, в который стекает масло, попавшее в трубчатую систему испарителя.

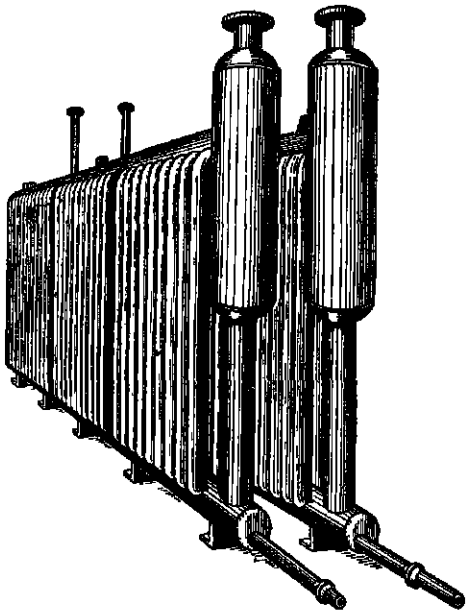


Рис. 65. Секции испарителя с вертикальными трубами

Жидкий агент подается в жидкостной коллектор секции и отсюда растекается по трубчатой системе, заполняя соединительные вертикальные трубки до уровня нижней образующей парового коллектора. Пары агента, образующиеся при кипении, попадают в паровой коллектор, увлекая при этом частицы жидкости, которые стекают обратно вниз или отделяются в отделителе жидкости; затем они возвращаются в жидкостиой коллектор. Пары агента из парового коллектора через отделнтель жидкости отсасываются компрессором.

Особенностями конструкции испарительной секции являются: интенсивная циркуляция агента, возможность быстрого удаления из испарителя парообразного агента, быстрое удаление с поверхностей теплопередачи смазочного масла.

Все эти особенности указывают на благоприятные условия теплопередачи, что предопределяет достаточно высокую эффективность испарителя.

Коэффициент теплопередачи испарителя равняется 450—550 *ккал/м²час°С*. При перепаде температур кипения агента и холодного раствора 5—6° и скорости движения раствора 0,3—0,4 *м/сек* с 1 $м^2$ удельная нагрузка испарителя составляет 2000—2500 *ккал/час*.

Вертикальнотрубные испарители устанавливают обычно в аппаратных отделениях холодильников. Испарители поверхностью 20—30—40 $м^2$ снабжают приборами автоматики — дистанционным указателем уровня и соленоидным вентилем или поплавковым регулятором уровня агента. Так как с металлическими частями испарителя соприкасается солевой раствор, эти части подвергаются довольно быстрой коррозии, однако испарители удобны для осмотра и ремонта.

Техническая характеристика вертикальнотрубных испарителей приведена в табл. 27.

Таблица 27

Вертикальнотрубные испарители

Марка	Поверхность охлаждения, $м^2$	Количество секций	Поверхность секций, $м^2$	Размеры бака, *мм*			Мешалка, об/мин	Мощность электродвигателя мешалки, *квт*	Объем рассола, $м^3$	Вес, *т*
				длина	ширина	высота				
20ИА	20	2	10	3210	790	1350	400	0,85	2	1,7
30ИА	30	3	10	3210	790	1350	400	0,85	2,8	2,1
40ИА	40	4	10	3480	1040	1350	220	0,85	3,7	2,8
60ИА	60	4	15	4800	1040	1350	220	0,85	4,9	3,7
90И	90	6	15	4800	1595	1350	220	1,85	7,3	5,2
120И	120	6	20	5800	1595	1350	220	1,85	9,5	6,3
160И	160	8	20	5800	2145	1350	220	1,85	12,9	8,5
200И	200	10	20	5800	2675	1350	220	1,85	16,2	10,2
240И	240	6	40	6200	2090	2050	220	1,85	18	12,1
320И	320	8	40	6200	2800	2050	220	3,5	23,5	16,1

Листотрубный испаритель

По общему устройству он идентичен вертикальнотрубному испарителю и отличается от него только конструкцией испарительной теплообменной системы.

В прямоугольном рассольном баке размещается теплообменная поверхность, выполненная из параллельно соединенных отдельных секций. Каждая секция состоит из штампованных сварных панелей, объединенных вверху и внизу коллекторами. Нижний (жидкостной) коллектор изготовлен из трубы меньшего диаметра, чем верхний (паровой).

Испарительная секция листотрубного испарителя показана на рис. 66. Основным конструктивным элементом гофрированных панелей является листовой прокат. Два листа, отштампованные по специальному профилю и соединенные друг с другом так, что между ними образуются каналы (трубы), пред-

ставляют панель. Выступы профиля имеют форму полуокружности, а впадины — плоские, с закруглениями при переходе к выступам. Листы соединяются между собой при помощи контактной точечной сварки, а кромки листов привариваются дуговой автоматической сваркой сплошным швом.

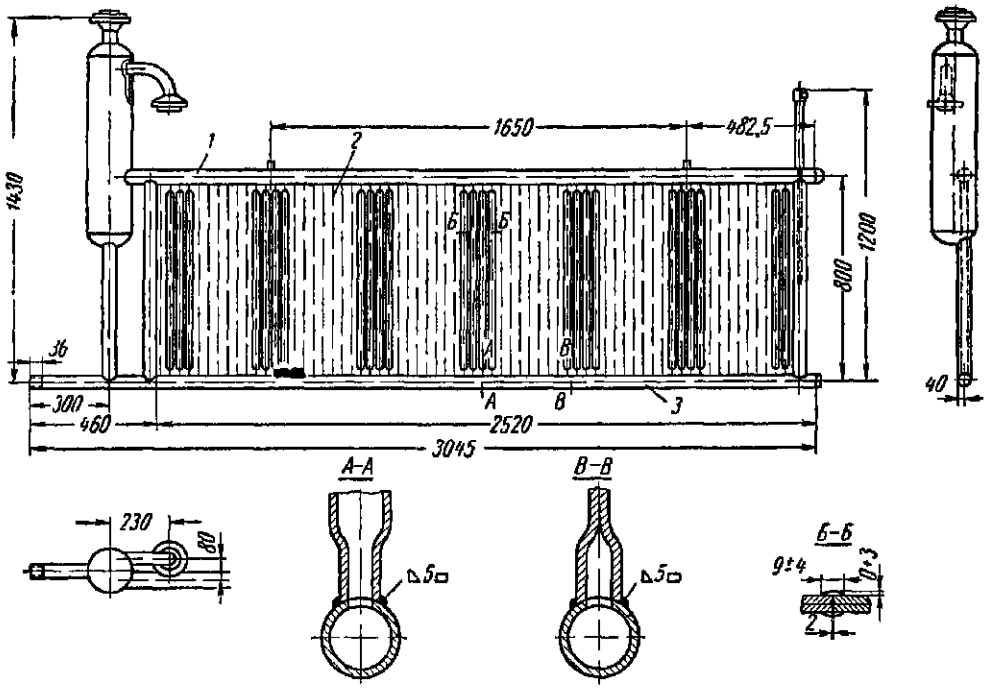


Рис. 66. Секция листотрубного испарителя открытого типа:
1 — паровой коллектор, *2* — панель, *3* — жидкостной коллектор

Щели на двух противоположных концах панели служат для приварки ее к коллекторам. Конструкция сварной панели показана на рис. 67.

Холодильный агент испаряется в вертикальных каналах панелей, однако перемычки между каналами также участвуют в теплообмене, выполняя роль ребра. Панели аммиачного испарителя новой конструкции изготовляют из стального листа размером 440 × 770 *мм*, толщиной 2,5—3 *мм*. Длина листа 770 *мм* принята для сохранения обычного расстояния (800 *мм*) между коллекторами секций вертикальнотрубных испарителей.

Испытания аммиачного листотрубного испарителя, разработанного инженерами А. Б. Харченко и А. И. Шуваловым, показали, что коэффициент теплопередачи этого испарителя в среднем на 15% выше, чем у вертикальнотрубного. Это объясняется

благоприятными условиями теплообмена, так как в каналах панелей, имеющих меньшее сечение, чем трубы вертикальнотрубного испарителя, наблюдается более интенсивная циркуляция парожидкостной аммиачной смеси, а коэффициент теплоотдачи от рассола к панели выше, чем к теплообменной поверхности вертикальнотрубного испарителя

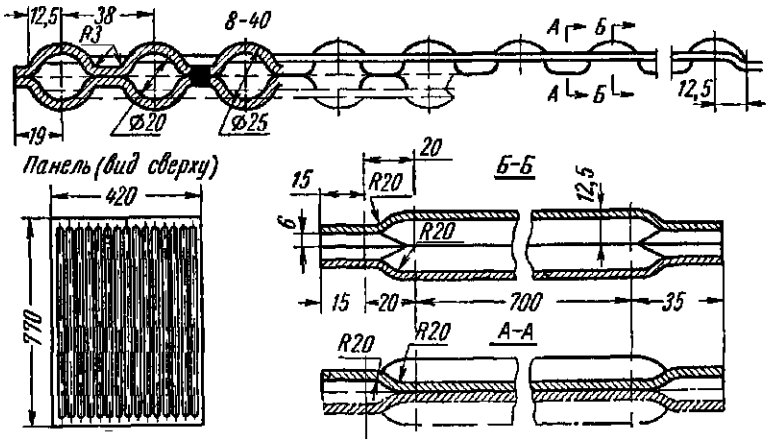


Рис. 67. Панель

Новая конструкция испарителя позволяет полностью автоматизировать сварку прямолинейных и доступных швов при изготовлении паиелей и сборке их в секции.

Применение штампованных сварных панелей весьма прогрессивно, так как они создают высокоэффективные по теплопередаче и экономичные холодильные аппараты (испарители, конденсаторы, переохладители, воздухоохладители) и другие элементы холодильной установки.

Кожухотрубиый испаритель

Конструктивно кожухотрубный испаритель имеет большое сходство с горизонтальным кожухотрубным конденсатором (рис. 68). Стальной корпус-кожух включает в себя стальные бесшовные трубки, ввальцованные в решетчатые днища кожуха. Кожух снабжают с обеих сторон крышками и покрывают изоляцией. В крышках имеются перегородки, которые организуют движение раствора, циркулирующего в трубчатой системе испарителя, образуя от 6 до 12 ходов. Скорость движения раствора в трубках при этом достигает 1—2 *м/сек*.

Вверху кожуха имеются патрубки для манометра и трехходового запорного вентиля с двумя предохранительными клапанами, а в крышках — патрубки для кранов, предназначенных для выпуска воздуха. Внизу кожуха устанавливают маслосбор-

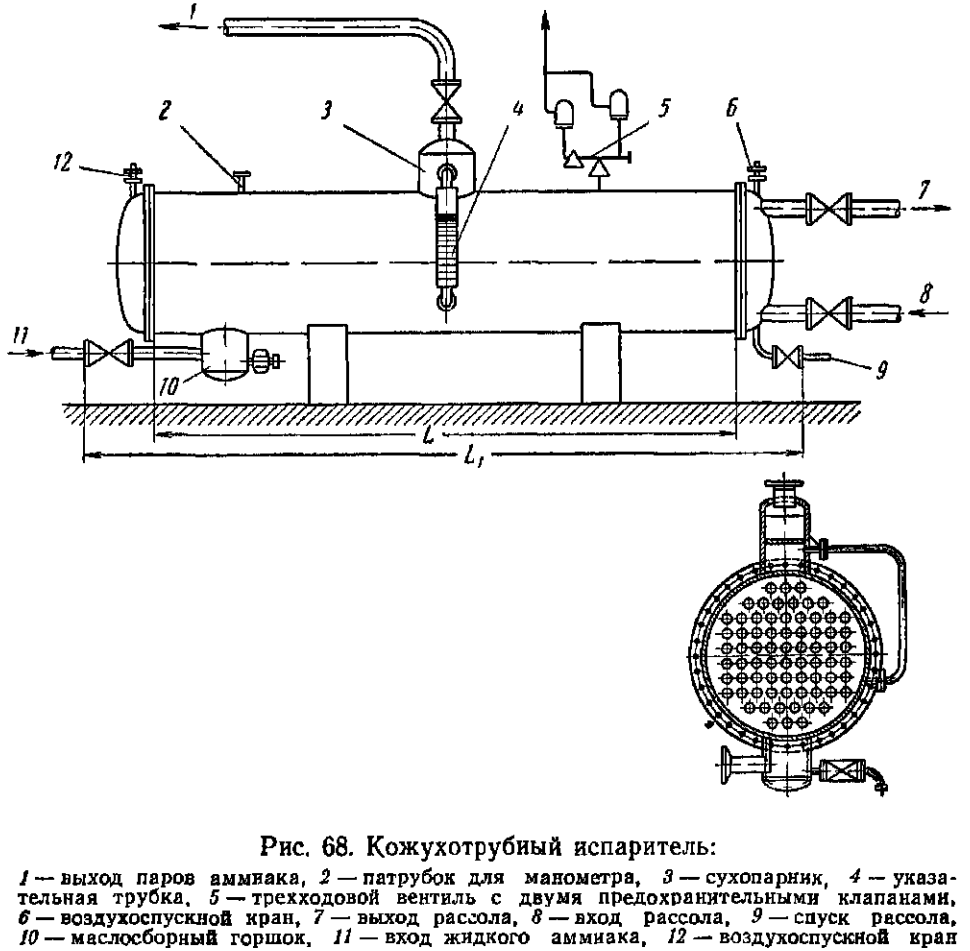


Рис. 68. Кожухотрубный испаритель:

1 — выход паров аммиака, *2* — патрубок для манометра, *3* — сухопарник, *4* — указательная трубка, *5* — трехходовой вентиль с двумя предохранительными клапанами, *6* — воздухоспускной кран, *7* — выход рассола, *8* — вход рассола, *9* — спуск рассола, *10* — маслосборный горшок, *11* — вход жидкого аммиака, *12* — воздухоспускной кран

ный горшок, через который испаритель периодически очищается от находившегося там масла и загрязнений.

Жидкий холодильный агент входит в испаритель в нижней части кожуха и заполняет межтрубное пространство примерно на $^3/_4$ объема кожуха, причем нормальным считается уровень агента между вторым и третьим рядами труб, считая сверху. Агент кипит, охлаждая циркулирующий по трубам солевой раствор. Пары холодильного агента собираются в верхней части

кожуха, в так называемом паровом пространстве, откуда через сухопарник отсасываются компрессором.

Жидкостное и паровое пространство соединяют неизолированной металлической трубкой; по образованию на ней снеговой шубы можно проконтролировать уровень жидкого агента в межтрубном пространстве кожуха. Солевой раствор подается в испаритель, в нижнюю часть трубчатой системы, а выходит из испарителя через верхний патрубок. Посредством поплавкового регулирующего вентиля в испарителе достигается автоматическое поддержание уровня агента.

Коэффициент теплопередачи испарителя составляет 350—400 *ккал/м²час°* С. Кожухотрубные испарители удобны в эксплуатации и весьма компактны. Они широко распространены в промышленных стационарных и особенно судовых холодильных установках. В судовых конструкциях подвод жидкости и отвод паров делается с двух сторон. Недостатком их является возможность замерзания раствора в трубках в случае остановки рассольного насоса.

В табл. 28 приводятся основные данные о некоторых испарителях, выпускаемых машиностроительными заводами.

Таблица 28

Кожухотрубные испарители

Марка	Поверхность охлаждения, $м^2$	Диаметр, *мм*	Общая длина L_1, *мм*	Длина обечайки L_2, *мм*	Число труб	Число ходов	Тип поплавкового регулятора	Вес, *кг*
40ИКТ	40	700	4665	4000	116	6	20ПР	2500
50ИКТ	55	700	5660	5000	116	6	20ПР	2990
75ИКТ	75	600	5730	5000	160	6	50ПР	3900
100ИКТ	100	900	5755	5000	205	6	50ПР	5215
125ИКТ	125	1000	5785	5000	274	6	100ПР	6270
150ИКТ	150	1000	6785	6000	274	6	100ПР	7660
200ИКТ	200	1100	6880	6000	354	6	100ПР	9770

В настоящее время Центральным конструкторским бюро холодильного машиностроения разработана единая градация аммиачных кожухотрубных аппаратов (конденсаторы и испарители), которая принята для внедрения в промышленность. Эта градация приведена в табл. 29.

Градация аммиачных кожухотрубных аппаратов

Диаметр обечайки D, мм	Число труб, i	Длина труб, l м	Номинальная поверхность, $F_н$ м²	Аппараты с гладкими трубами					Аппараты с ребристыми трубами				
				действительная поверхность $F_д$, м²	испарители $q_F = 2250$		конденсаторы $q_F = 4500$		действительная поверхность $F_д$, м²	испарители $q_F = 3000$		конденсаторы $q_F = 6000$	
					Q_0 ккал/час	число ходов, n	$Q_к$ ккал/час	число ходов, n		Q_0 ккал/час	число ходов, n	$Q_к$ ккал/час	число ходов, n
500	134	2,5	20	19,65	—	—	88 400	8	19,15	—	—	115 000	8
		3	25	23,62	—	—	106 400	8	23,05			139 000	8
		4	32	31,61	71 100	8	142 200	8	30,9	92 600	8	185 200	8
600	214	3	40	37,7	84 900	8	169 800	8	36,8	110 400	8	220 800	8
		4	50	50,5	113 500	8	227 000	8	49,25	147 700	8(4)	295 400	8
		5	65	63,4	142 500	8	285 000	8	61,6	185 000	4	370 000	4
800	380	4	90	89,25	201 000	8	402 000	8	87,0	261 000	8(4)	522 000	8
		5	110	112,0	252 000	8	504 000	8	109,2	328 000	4	656 000	4
1000	614	4	140	143,5	323 000	8	646 000	8/4	140,0	420 000	8(4)	810 000	8/4
		5	180	180,0	405 000	8	810 000	8/4	175,0	525 000	4	1 050 000	4/2
1200	870	5	250	256,0	576 000	8	1 152 000	8/4	249,2	747 000	4	1 494 000	4/2
		6	300	307,5	691 500	4	1 383 000	8/4	299,5	897 500	4	1 795 000	4/2
1400	1220	6	420	430,0	968 000	4	—	—	418,0	1 255 000	4	—	—
1200	870	2×5	500	512,0	1 152 000	4	2 304 000	4/2	498,4	1 494 000	2	2 988 000	2
1400	1220	2×6	840	860,0	1 935 000	2	—	—	836,0	2 510 000	2	—	—

Примечание. Холодопроизводительности испарителей (Q_0), указанные в таблице, а также соответствующие теплосъемы (q_F) рассчитаны для диапазона температур испарения (t_0) от —10 до —15° С. Для более высоких и особенно для более низких температур испарения теплосъемы (q_F) должны быть определены тепловым расчетом.

Расчет испарителя

Для того чтобы рассчитать испаритель, необходимо прежде всего выбрать его тип, исходя из условий работы установки. При расчете испарителя определяют следующие величины: холодопроизводительность, или тепловую нагрузку испарителя, поверхность теплопередачи, количество и объем циркулирующего раствора.

Холодопроизводительность машины, или тепловую нагрузку испарителя, Q_0 *ккал/час* определяют калорическим расчетом. Это количество тепла, которое должно быть подведено к испарителю за час. В тепловой диаграмме величину Q_0 находят как произведение $(i_1—i_4)\ G_1$,

где i_1, i_4 — энтальпия холодильного агента в конце и начале кипения, *ккал/кг;*

G — количество агента, циркулирующего в машине, *кг/час.*

При расчете поверхности теплопередачи испарителя F $м^2$ большое значение имеет удельная тепловая нагрузка испарителя $k\Delta t_{ср}$ *ккал/м² час,*

где k — коэффициент теплопередачи испарителя;

$\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур между агентом и солевым раствором в испарителе, обычно 5°.

Данные об удельных тепловых нагрузках наиболее распространенных типов испарителей приведены в табл. 30.

Таблица 30

Коэффициенты теплопередачи и удельная тепловая нагрузка аммиачных испарителей (практические данные)

Испарители	k, $\frac{ккал/м^2\ час}{°C}$	$k\Delta t$, *ккал/м² час*
Кожухотрубные		
однопроходные	330—350	1600—1800
многопроходные	350—400	1800—2200
Вертикальнотрубные	450—500	2500—3000

Этой таблицей можно пользоваться при выборе типа испарителя и расчете поверхности теплопередачи. Основные величины определяют, пользуясь формулами:

1) тепловая нагрузка испарителя

$$Q_0=(i_1—i_4)\,G\ ккал/час,$$

2) поверхность теплопередачи испарителя

$$F = \frac{Q_0}{k\Delta t_{ср}} \; м^2,$$

где $k\Delta t_{ср}$ — удельная тепловая нагрузка испарителя (табл. 30);

3) количество циркулирующего солевого раствора ($G_р$ *кг/час*) определяют из условия, что теплоту, идущую на кипение агента, целиком отбирают от раствора, т. е.

$$Q_0 = G_р c_р (t_1 - t_2) \; ккал/час,$$

откуда

$$G_р = \frac{Q_0}{c_р (t_1 - t_2)} \; кг/час,$$

где $c_р$ — теплоемкость раствора, *ккал/кг* °С;

t_1 — температура раствора, поступающего в испаритель, °С;

t_2 — температура раствора, уходящего из испарителя, °С. Обычно $(t_1 - t_2) = 2-3°$;

4) объем циркулирующего раствора $V_р$, по которому подбирают рассольный насос, определяют по формуле

$$V_р = \frac{Q_0}{c_р \gamma_р (t_1 - t_2)} \; л/час,$$

где $\gamma_р$ — удельный вес раствора, *кг/л*.

Значения $c_р$ и $\gamma_р$ берут из справочников.

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Воздухоохладителем называется теплообменный аппарат, в котором воздух охлаждается посредством кипящего холодильного агента или холодоносителя (водой, солевым раствором).

Таким образом, воздухоохладитель является одной из основных частей холодильной машины или служит элементом холодильной установки, когда в нем используется холодоноситель, полученный в испарителе.

Воздухоохладители применяются при воздушном способе охлаждения камер хранения и в установках воздушного замораживания пищевых продуктов. В том и другом случае воздух, отепленный в холодильной камере или от соприкосновения с пищевыми продуктами, вентилятором прогоняется через воздухоохладитель, в котором охлаждается, и снова возвращается в камеры хранения или замораживания.

Очень многие скоропортящиеся продукты при их длительном хранении нуждаются не только в определенной пониженной

температуре, но и в оптимальной влажности воздуха. Кроме того, необходимо постоянно вентилировать охлаждаемые помещения — особенно при хранении фруктов. Все эти условия могут быть созданы применением воздухоохладителей.

Известны два типа воздухоохладителей: трубчатые и оросительные. Трубчатый воздухоохладитель (рис. 69) представляет собой изолированную камеру *5*, внутри которой на железном или железобетонном поддоне устаиовлена трубчатая система, предназначенная для испаряющегося агента или циркуляции холодоносителя.

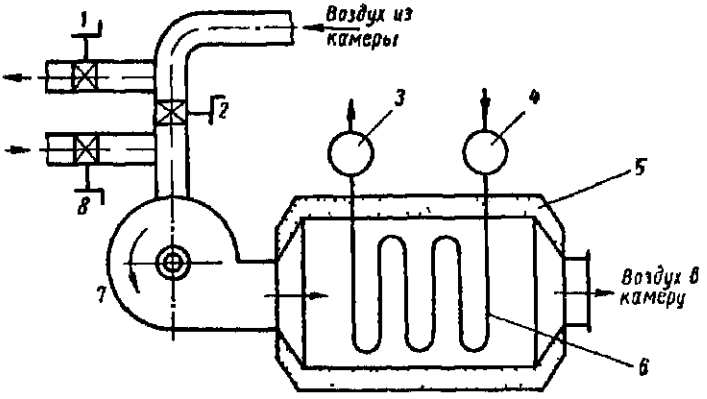


Рис. 69. Устройство трубчатого воздухоохладителя

Воздухоохладитель снабжен вентилятором с электродвигателем и воздуховодами: нагнетательным, по которому холодный воздух поступает в холодильное помещение, и всасывающим, по нему отеплениый воздух вновь возвращается в воздухоохладитель.

Жидкий агент или холодный солевой раствор через коллектор *4* подается в трубчатые змеевики *6*. Здесь, поглотив теплоту охлаждения воздуха, продуваемого через камеру воздухоохладителя слева направо, агент или солевой раствор через коллектор *3* направляется первый в компрессор, а второй — в испаритель холодильной машины.

С помощью вентилятора *7* воздух подсасывается по воздуховоду из охлаждаемого помещения, проходя через него охлаждается и затем по воздуховоду справа нагнетается в охлаждаемое помещение. Вентиляцию холодильной камеры можио осуществлять при помощи дополнительных воздушных каналов слева. Если закрыть клинкет *2* и открыть *1* и *8*, то наружиый воздух по нижнему каиалу всасывается вентилятором в возду-

хоохладитель и нагнетается в охлаждаемое помещение, а воздух последнего будет выбрасываться в атмосферу по верхнему каналу.

Трубчатые воздухоохладители, в которых воздух охлаждается кипящим холодильным агентом, называются **сухими воздухоохладителями непосредственного испарения.**

Воздухоохладители, в которых охлаждение воздуха осуществляется холодоносителем, называются **рассольными сухими.**

Недостатком трубчатых воздухоохладителей при охлаждении воздуха в зоне отрицательных температур является обмерзание змеевиков, сильно ухудшающее теплопередачу. Для периодического удаления снега приходится производить оттайку, прерывая работу воздухоохладителя.

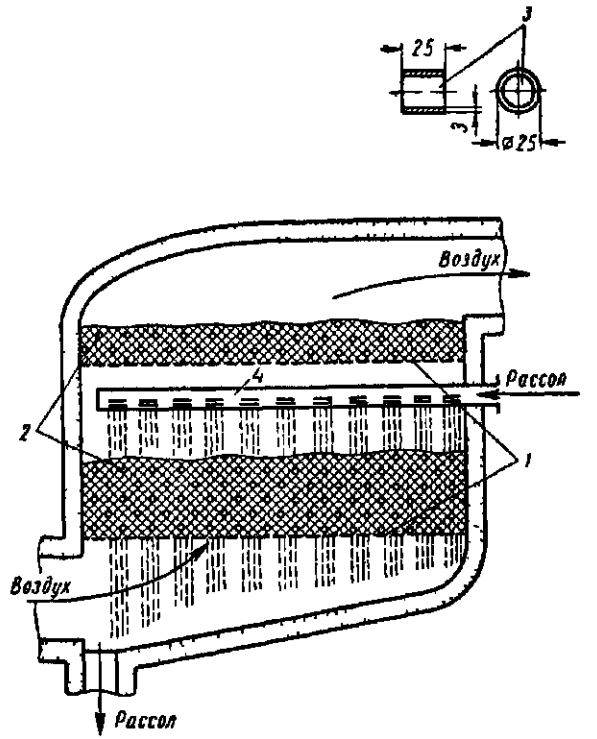


Рис 70. Оросительный воздухоохладитель

Принцип действия оросительного воздухоохладителя показан на рис. 70. В изолированном корпусе на сетках *1* насыпаны фарфоровые кольца *2*, причем нижний слой колец *3* высотой 200—500 *мм* называется рабочим, а верхний слой высотой 100—200 *мм* — отбойным.

Между слоями колец в корпусе смонтированы рассольные трубы *4*, снабженные в нижней части отверстиями или соплами. Через трубчатую систему в воздухоохладитель подается холодный рассол, который выходит через сопла в виде дождя и, попадая на рабочий слой колец, смачивает их поверхность. Пройдя через слой колец, рассол собирается в нижней части воздухоохладителя и отсюда возвращается в испаритель для охлаждения и повторного использования.

Воздух из охлаждаемого помещения или из камеры замораживания всасывается вентилятором и поступает в корпус воз-

духоохладителя снизу, навстречу холодному рассолу, через рабочий слой колец, где он, соприкасаясь с рассолом, охлаждается и затем направляется в охлаждаемое помещение. Отбойный слой колец служит для осушения охлажденного воздуха.

В оросительных воздухоохладителях не образуется снеговой шубы, так как влага из воздуха выпадает в рассол, поэтому для сохранения первоначальной концентрации рассола необходимо последний подкреплять.

Оросительные воздухоохладители характеризуются более высоким коэффициентом теплопередачи по сравнению с трубчатыми.

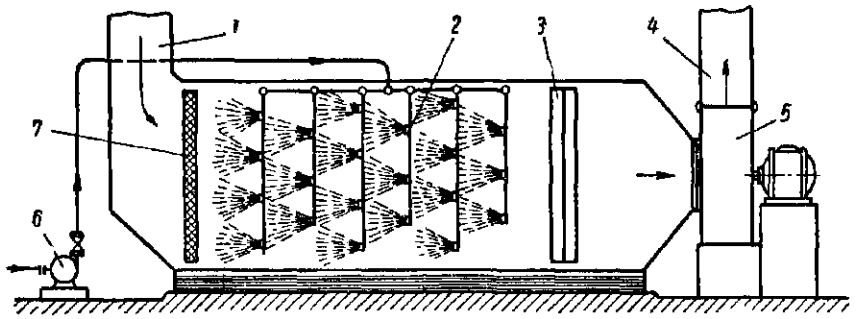


Рис. 71. Форсуночный воздухоохладитель

В установках для кондиционирования воздуха, в которых холодоносителем является вода, применяют форсуночные распылители (рис. 71). Вода насосом *6* подается к форсункам *2*, создающим факел брызг, через который вентилятором *5* засасывается воздух из помещения через всасывающий канал *1*.

От соприкосновения с водой воздух охлаждается и этим же вентилятором через нагнетательный канал *4* направляется в охлаждаемое помещение. Для очистки воздуха от механических примесей в корпусе воздухоохладителя устанавливают фильтр *7*, а для отделения увлеченных воздухом водяных брызг — отделитель или элимииатор *3*.

Выпадение влаги из воздуха, поступившего в воздухоохладитель, происходит в том случае, если температура холодной поверхности воздухоохладителя ниже точки росы воздуха. Следовательно, в этом случае воздух в воздухоохладителе не только охлаждается, но и осушается.

В трубчатых воздухоохладителях влага выпадает при температуре поверхности выше нуля — в виде пленки воды, ниже нуля — в виде инея, в то время как в оросительных воздухоохладителях конденсат смешивается с холодоносителем.

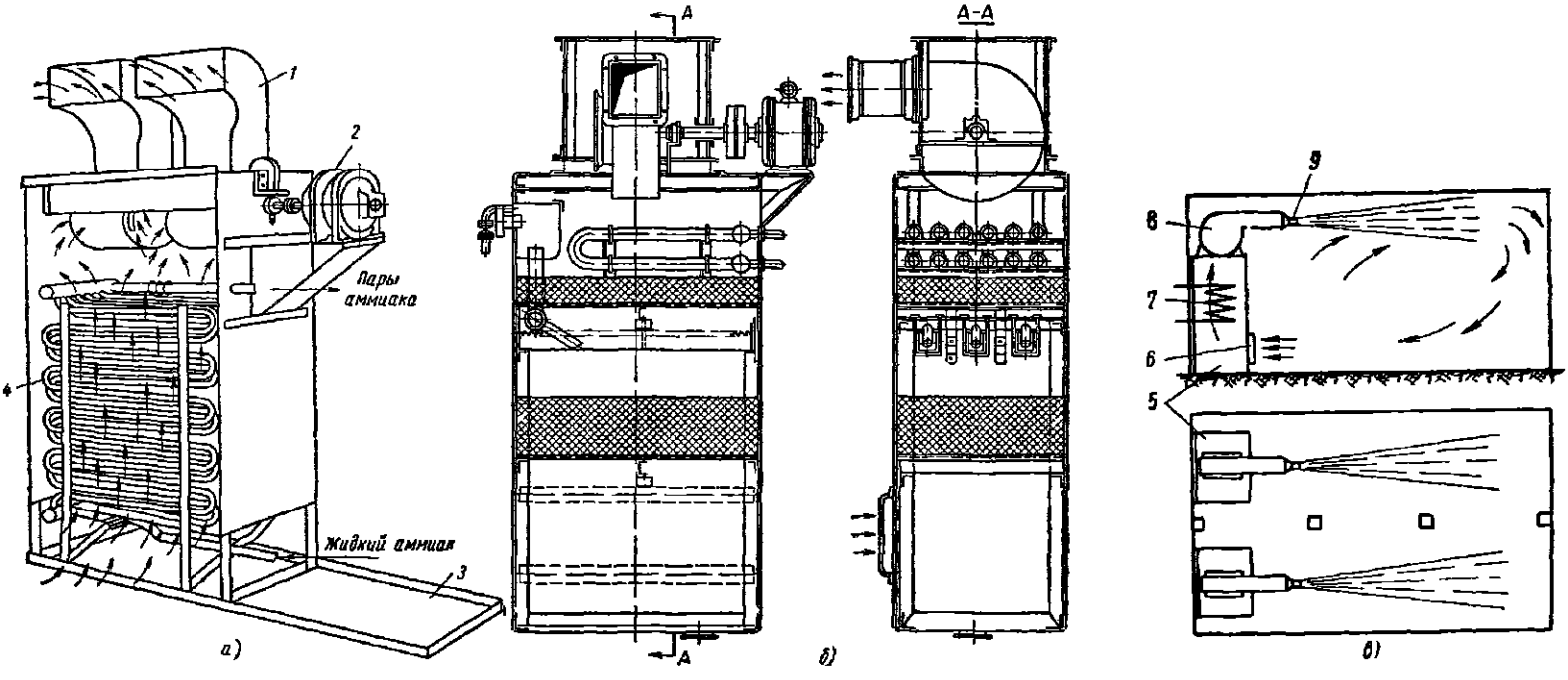


Рис. 72. Бесканальные воздухоохладители:

а — сухого типа, *б* — оросительный, пленочного типа, *в* — бесканальная система распределения воздуха, *1* — раструб вентилятора, *2* — электродвигатель, *3* — поддон, *4* — аммиачные батареи, *5* — воздухоохладитель *6* — окно, *7* — трубчатый охладитель, *8* — вентилятор, *9* — сопло

Довольно широкое распространение получили бесканальные воздухоохладители. Эти воздухоохладители представляют собой кожух, внутри которого находится охлаждающее устройство в виде трубчатых змеевиков (рис. 72, *а*) или оросительной системы (рис. 72, *б*), а также в верхней части кожуха — вентиляторы.

В сухом воздухоохладителе воздух, поступая через нижнюю открытую часть кожуха, охлаждается соприкосновением с трубчатыми гладкими или ребристыми холодными поверхностями.

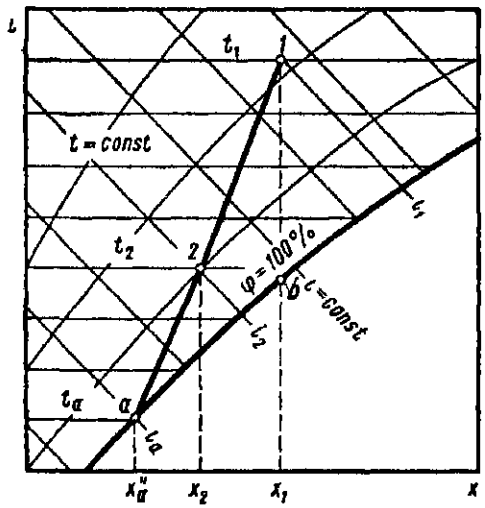


Рис. 73. *x*, *i*-диаграмма изменения состояния воздуха в воздухоохладителе

В оросительном или пленочном воздухоохладителе воздух охлаждается соприкосновением с холодным рассолом, который поступает дождем на слой фарфоровых колец и стекает противотоком в виде пленки, обдуваемой воздухом.

Воздух, пройдя через охлаждающее устройство, через раструбы в верхней части воздухоохладителя, с большой скоростью вентиляторами выбрасывается непосредственно в камеру. Такие воздухоохладители воздушных каналов не имеют и их располагают в самой камере. В больших камерах устанавливают несколько воздухоохладителей с бесканальным воздухораспределением. Для лучшей циркуляции воздуха в камере на раструбы воздухоохладителей насаживают сопла (усеченные конусы), создающие струйное воздухораспределение (рис. 72, *в*).

Изменение состояния воздуха в воздухоохладителях изображается в *x*, *i*-диаграмме (рис. 73) линией *1—2*, точка *1* характеризует состояние воздуха, поступающего в воздухоохладитель, а точка *2* — воздуха, выходящего из него. На продолжении этой прямой при пересечении ее с линией насыщения ($\varphi = 100\%$) лежит точка *а*, характеризующая состояние насыщенного воздуха у холодной поверхности

Температура насыщенного воздуха соответствует температуре холодной поверхности, последнюю принимают в трубчатых воздухоохладителях на 0,5° выше температуры агента или солевого раствора и в оросительных — на 0,5° выше температуры выходящей воды. В оросительных рассольных воздухоохладите-

лях состояние воздуха у поверхности характеризуется точкой, лежащей на линии $\varphi_0 < \varphi = 100\%$, так как влагосодержание насыщенного воздуха над рассолом меньше, чем над водой, и зависит от концентрации рассола.

Положение точки *2*, т. е. состояние выходящего из воздухоохладителя воздуха, если заданы точки *1* и *а*, можно определить по уравнению

$$i_2 = i_1 - \frac{Q_0}{G} \quad ккал/кг,$$

где i_2, i_1 — энтальпии выходящего и входящего воздуха, *ккал/кг*;
Q_0 — тепловая нагрузка воздухоохладителя, *ккал/час*;
G — весовое количество охлаждаемого воздуха, проходящего через воздухоохладитель, *кг/час*.

Если задана температура выходящего из воздухоохладителя воздуха t_2, тогда точка *2* в *x*, *i*-диаграмме может быть найдена графически, на пересечении прямой *1 — а* и линии $t_2 = \text{const}$.

Охлаждение воздуха при постоянном влагосодержании изображается на диаграмме линией *1—в*.

Расчет воздухоохладителя

При расчете трубчатых воздухоохладителей определяют поверхность теплопередачи $F_в$, вес и объем циркулирующего рассола $G_р$ и $V_р$, объем циркулирующего воздуха $V_в$.

Поверхность теплопередачи трубчатой системы воздухоохладителя непосредственного испарения агента и рассольного определяют по формуле

$$F_в = \frac{Q_0}{k\Delta t_{ср}} \quad м^2,$$

где $F_в$ — поверхность теплопередачи трубчатой системы, $м^2$;
Q_0 — тепловая нагрузка воздухоохладителя, определяемая калорическим расчетом (если камеры холодильника рассчитаны на воздушное охлаждение, то в воздухоохладителе отнимается все тепло, т. е. $Q_в = Q_0$; если камеры рассчитаны на смешанное охлаждение, тогда к нагрузке воздухоохладителя относят обычно 20—30% от Q_0, т. е. $Q_в = 0{,}2\ Q_0$);
$\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур между воздухом и холодильным агентом или рассолом, °С.
k — коэффициент теплопередачи, *ккал/м²час* °С.

Как приближенные значения k можно принять:

а) для сухого воздухоохладителя непосредственного испарения агента, гладкотрубного и при поперечном движении воздуха со скоростью 3—5 *м/сек* примерно 25—30 *ккал/м² час* °С;

б) для сухого воздухоохладителя непосредственного испарения агента и рассольного охлаждения при продольном движении воздуха со скоростью 2—4 *м/сек* соответственно 14—18 *ккал/м² час* °С;

в) для ребристых воздухоохладителей при скорости 4—5 *м/сек* — 10—15 *ккал/м² час* °С.

Более точные значения коэффициентов теплопередачи определяют сложным расчетом. Сложность расчета объясняется многообразием режимов теплопередачи, создающихся в тех или иных условиях работы воздухоохладителей. Возможны режимы сухого теплообмена между охлажденным воздухом и теплопередающей поверхностью, а также такого, при котором в процессе теплообмена на охлаждаемой поверхности выделяется из воздуха влага в виде конденсата или инея.

Сухой теплообмен протекает в том случае, когда температура теплопередающей поверхности выше точки росы охлаждаемого воздуха (например, при хранении в холодильной камере сухого, хорошо затаренного груза).

В том случае, когда температура теплопередающей поверхности ниже точки росы воздуха камеры, но выше 0°, на охлаждаемой поверхности из воздуха выделяется влага в виде конденсата и, наконец, когда температура поверхности теплопередачи отрицательная и ниже точки росы воздуха камеры — на этой поверхности осаждается иней.

Иней, оседая на трубах и ребрах, нарушает циркуляцию воздуха и ухудшает теплообмен, поэтому образование его на поверхности теплопередачи должно учитываться при выборе и расчете последией.

Коэффициенты теплоотдачи от воздуха к трубе и ребрам следует назначать с учетом влаговыделения.

Исследования процессов, связанных с осаждением инея, их динамика и влияние на теплопередачу, а также метод расчета ребристых воздухоохладителей, учитывающий влаговыделение, приводится в литературе [1].

Вес и объем циркулирующего рассола в воздухоохладителях рассольиого охлаждения $G_р$ и $V_р$ находят по формуле

$$G_р = \frac{Q_0}{c_р (t_{р.2} - t_{р.1})} \text{ кг/час}$$

и

$$V_р = \frac{Q_0}{c_р (t_{р.2} - t_{р.1}) \gamma_р} \text{ л/час},$$

[1] С. Г. Чуклин, В. С Мартыновский, Л. З. Мельцер. Холодильные установки, Госторгиздат, 1961.

где $c_р$ — теплоемкость рассола, *ккал/кг* °С;
$\gamma_р$ — вес 1 *л* рассола, *кг*;
$t_{р\cdot1}$, $t_{р\cdot2}$ — соответственно температура входящего и уходящего рассола в воздухоохладителе, °С.

Объем циркулирующего воздуха определяют для того, чтобы подобрать вентилятор

$$V = \frac{Q_0}{\gamma_в (i_1 - i_2)} \; м^3/час,$$

где i_1, i_2 — соответственно энтальпия входящего и выходящего воздуха в воздухоохладителе, *ккал/кг*;
$\gamma_в$ — удельный вес воздуха (значение берут из таблиц по температуре воздуха, выходящего из воздухоохладителя, или по *x*, *i*-диаграмме).

По рассчитанному объему воздуха и нормалям заводов-изготовителей подбирается вентилятор соответствующей производительности.

При расчете оросительных воздухоохладителей с цилиндрическими кольцами определяют площадь решетки

$$F_р = \frac{Q_0}{k_р \Delta t_{ср}} \; м^2,$$

где $k_р$ — коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 $м^2$ решетки;
$\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур между циркулирующим воздухом и рассолом.

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле ВНИХИ

$$k_р = (280 + 1640\delta) H_w^{0,42} (W\gamma)^{(0,5+0,6\delta)} ккал/м^2час \; °С,$$

δ — толщина рабочего слоя колец, *м*;
H_w — интенсивность орошения, $м^3/м^2$ (обычно равна 4—6 $м^3/м^2$);
W — скорость воздуха, *м/сек* (обычно равна 0,8—1,2 *м/сек*);
γ — удельный вес циркулирующего воздуха, $кг/м^3$.

Глава IV

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Стационарные и транспортиые холодильники оборудуют соответственно их назначению.

Холодильники даже одной отрасли промышленности имеют различное оборудование в зависимости от запроектированных на них технологических процессов. Так, например, при низкотемпературных процессах устанавливают двухступенчатые компрессоры; если при холодильнике запроектировано производство льда — льдогенераторы; на производственно-заготовительных рыбопромышленных холодильниках для обработки рыбы предусматривают охлаждающие или замораживающие аппараты и т. д.

Весь комплекс холодильного оборудования, в который входят машины и аппараты, предназначенные для производства и использования холода, а также устройства вспомогательного характера, объединенные трубопроводами в единую систему, представляет собой холодильную установку.

При проектировании холодильников разрабатывается схема холодильной установки, являющаяся важным инженерным документом для монтажа холодильной установки н ее технической эксплуатации.

В схему холодильной установки включают компрессоры, конденсаторы и переохладители, испарители, воздухоохладители, приборы камерного охлаждения (трубчатые батареи), аппараты для охлаждения и замораживания пищевых продуктов, льдогенераторы, вспомогательные и контрольно-измерительиые аппараты и приборы (воздухоотделители, маслоотделители, грязеуловители, фильтры и осушители, отделители жидкого агента, ресиверы, промежуточные сосуды, термометры, манометры и указатели уровня жидкости) и приборы автоматического контроля и регулирования.

Устройство и действие компрессоров, конденсаторов, испарителей и воздухоохладителей описано в главах II и III.

Прежде чем рассмотреть типичные схемы холодильной установки, познакомимся с устройством и назначением остальных элементов установки.

ПРИБОРЫ КАМЕРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Наиболее распространенные способы охлаждения камер рыбопромышленных холодильников — это непосредственное охлаждение холодильным агентом и рассольное охлаждение. Приборами камерного или трюмного охлаждения в обоих случаях являются батареи и стеллажи (последние только в камерах замораживания продуктов). Батареи непосредственного испарения и рассольного охлаждения по расположению в помещениях бывают потолочные и пристенные. В батареях непосредственного охлаждения старых конструкций, которыми пока еще оснащено большинство действующих холодильников рыбной промышленности, жидкий агент подводится снизу, а парообразный удаляется сверху. Эти батареи изготавливают из бесшовных труб диаметром 57×3,5 *мм* с расстоянием между осями обычно 220 *мм*. Конструктивно они представляют собой длинношланговые змеевики, расположенные в один или два ряда под потолком или у стен охлаждаемых помещений. Иногда змеевики собирают в виде пучка и размещают в камере над проходами (пучковые батареи).

Длинношланговые и пучковые батареи в связи с рядом эксплуатационных недостатков (трудность отсоса холодильного агента, трудность ремонта, уменьшение полезного объема камеры и т. д.) на строящихся в настоящее время холодильниках не применяются. Широко используются батареи: коротко-шланговые, трехтрубные с внутренней циркуляцией холодильного агента и конструкции Щербакова. Одни из них выполняются гладкотрубными, другие оребренными. Наибольшее распространение в настоящее время получают батареи с верхней подачей жидкости.

Короткошланговая пристенная батарея состоит из двух горизонтальных коллекторов, соединенных вертикальными трубами длиной 2—3 *м*.

Такая батарея обычно имеет 32 гладких вертикальных трубы, длина коллектора 3,8 *м*, расстояние между осями труб 110 *мм* и поверхность охлаждения 16,5 $м^2$. Размещают эти батареи у стен охлаждаемых помещений или между колоннами в один или два ряда. Существенным преимуществом короткошланговой батареи является облегченный отвод из трубчатой системы батареи парообразного холодильного агента и масла, что повышает ее эффективность.

Оребренные батареи состоят из стальных бесшовных труб с ребрами из декапированного или оцинкованного железа толщиной 1—2 *мм*. Ребра делают составными (разъемными), цельными или спиральными из стальной ленты.

Составное ребро выполняют из половинок, соединениых при посадке на трубу особыми металлическими скобами. Они удобны для увеличения поверхности теплопередачи гладкотрубных батарей на действующих холодильниках.

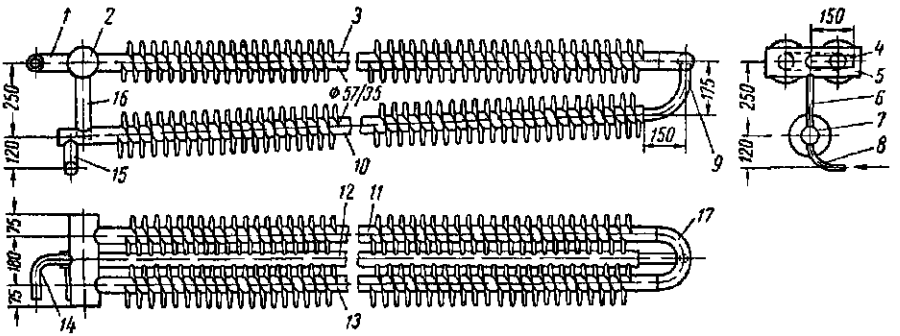


Рис. 74. Ребристая пристеннан батарея с внутренней самоциркуляцией холодильного агента:

1, 4, 14 — патрубок, *2, 5* — горизонтальный коллектор, *3, 11, 13* — труба верхнего ряда, *6, 16* — штуцер, *7, 10, 12* — нижняя труба, *17* — калач, *8, 15* — патрубок, *9* — полукалач

Цельные ребра с отверстием, точно соответствующим диаметру трубы, насаживают на последиие перед сборкой их в батарею. Для плотной посадки ребро иногда в нескольких местах приваривают к трубе.

Наиболее распространенный способ оребрення труб — навивка на нее стальной низкоуглеродистой мягкой обрезной гофрированной ленты. Производится она на специальных станках; причем концы навиваемой ленты приваривают к трубе. Обычно лента имеет сечение 50×1,2; 46×1 или 30×1 *мм*, шаг витков 35,8 *мм*. Поверхность 1 *м* трубы, оребренной лентой сечением 50×1,2 *мм*, составляет 1,12 $м^2$ и весит 11,4 *кг*. Оребрение труб в несколько раз увеличивает поверхность теплопередачи батарей, что приводит к экономии бесшовных труб (в 2—3 раза), уменьшению емкости системы по холодильному агенту и площади для монтажа батарей.

Батарея оребрениая с внутренней самоциркуляцией жидкого холодильного агента разработана Ш. Н. Кобулашвили (рис 74)

Трехтрубную пристенную батарею собирают из оребренных труб диаметром 57×3,5 *мм*, из которых две расположены в верхнем ряду и одна — в нижнем. Верхние трубы одной стороной вваривают в короткий горизонтальный коллектор, другой они соединены между собой калачом. Нижняя труба соединена штуцером с коллектором, а торцовым изогнутым отрезком трубы — с калачом верхних труб.

Холодильный агент подается в нижнюю трубу батареи через патрубок, а пары агента отводятся через патрубок, вваренный в коллектор.

Жидким холодильным агентом заполнена только нижняя труба, в то время как в верхние агент автоматически перебрасывается из нижней трубы при соответствующей тепловой нагрузке. Уровень жидкого агента в батарее поддерживается по нижней образующей коллектора при помощи уровнедержателя.

Таким образом, при увеличении теплопритока возрастает самоциркуляция агента, при уменьшении тепловой нагрузки самоциркуляция снижается, в то время как количество жидкого агента в батарее остается приблизительно постоянным.

Потолочную батарею конструкции Ш. Н. Кобулашвили (рис. 75) собирают из нескольких трехтрубных элементов, соединенных общим коллектором. Эти батареи монтируют в камере над грузовым проходом.

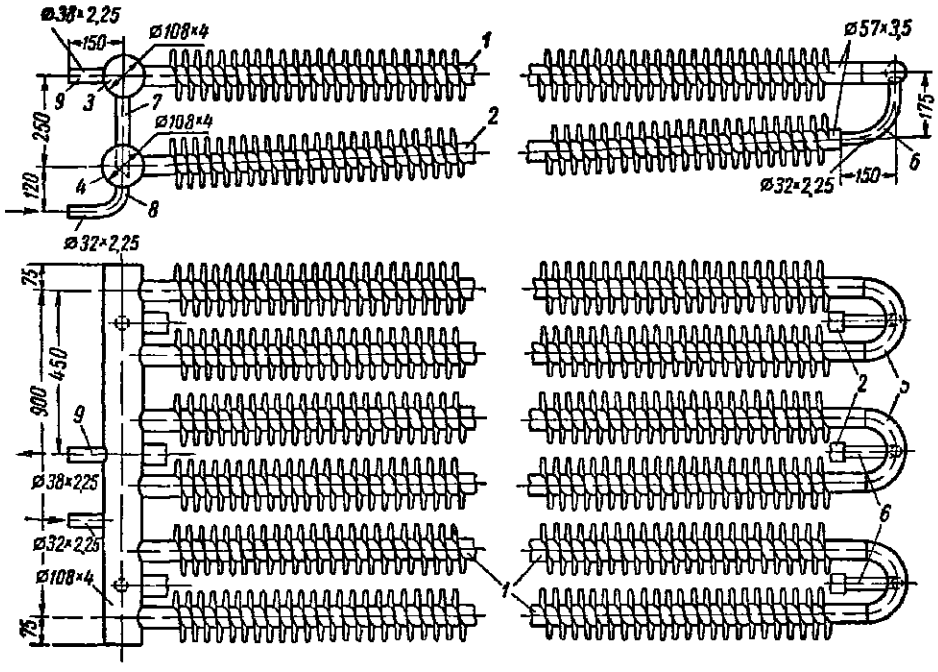
Батарея конструкции Е. С. Щербакова, состоящая из вертикального коллектора, каскадно соединенных горизонтальных труб с пароотводящими и сливными патрубками и соединительных патрубков, показана на рис. 76.

Жидкий холодильный агент поступает в батарею сверху и каскадно переливается по горизонтальным трубам, заполняя их частично. В той части батареи, которая примыкает к коллектору, жидкий агент по сливному патрубку переливается в ниже расположенную трубу, а образовавшийся пар через пароотводящий патрубок поступает в коллектор и далее отсасывается в компрессор.

Батарея Е. С. Щербакова отличается небольшой емкостью холодильного агента, в ней устранено вредное влияние гидростатического столба жидкости, который повышает температуру кипения агента.

Рассольные батареи выполняют из бесшовных отбортованных труб диаметром 57×3 *мм* с фланцами, посредством которых и фасонных частей (калачей) трубы соединяются между собой.

Расстояние между осями труб рассольной батареи 130 *мм*. Холодный рассол подключается в батарею снизу, а отеплив-



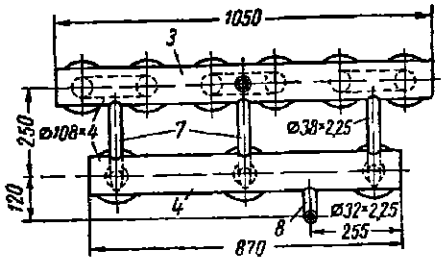


Рис. 75. Потолочная оребренная батарея:

1 — трубы верхнего ряда, *2* — трубы нижнего ряда, *3, 4* — горизонтальный коллектор, *5* — калач, *6* — полукалач, *7* — штуцер, *8, 9* — патрубок

шийся — отводится сверху. Общая длина последовательно соединенных труб в батарее не должна превышать 200 *м*. На верхней трубе батареи устанавливают краники для выпуска воздуха.

Коэффициент теплопередачи зависит от температуры и относительной влажности воздуха камеры, температуры испарения холодильного агента, конструкции и теплового сопротивления батареи (снеговая шуба, слой масла и т. д.) и коэффициента влаговыпадения.

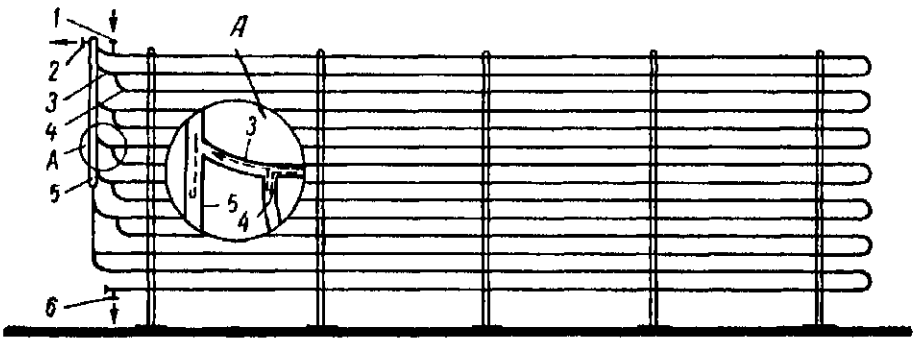


Рис 76. Батарея системы Щербакова:
1 — штуцер, *2* — патрубок, *3* — пароотводящая труба, *4* — сливная труба, *5* — коллектор, *6* — патрубок

Например, низкие значения коэффициента теплопередачи пучковых батарей в значительной степени обусловливаются малой долей радиационного теплового потока в общем тепловом потоке. При эксплуатации коэффициент теплопередачи батарей не остается постоянным, так как изменяются условия работы батареи, например, различная степень заполнения батареи жидким холодильным агентом, нарастание инея вследствие выпадения влаги из воздуха камеры.

Коэффициент влаговыпадения учитывает теплоту, которая в процессе теплопередачи подводится с выделенной из воздуха камеры влагой. Этот коэффициент ζ выражает отношение полной теплопередачи к сухому (конвективному) теплообмену.

Исследования процессов теплопередачи батарей показывают важное значение степени заполнения шланговых батарей жидким холодильным агентом. Эти исследования выявили менее интенсивную теплопередачу батарей как при затопленном режиме, так и при низком уровне жидкости в батарее. Значения коэффициента теплопередачи батарей, работающих при

частично затопленных режимах, оказываются более высокими даже по сравнению с батареями, работающими при каскадных режимах.

Батареи	Коэффициент теплопередачи, *ккал/м² час* °С
Гладкотрубные пристенные:	
однорядные	5,7 —12,2
двухрядные	5,4 —11,6
Гладкотрубные потолочные:	
однорядные	5,7 — 8,7
двухрядные	5,2 — 8,1
Пристенные из вертикальных гладких труб:	
однорядные	6,0 — 8,65
двухрядные	5,33— 7,72
Пристенные оребренные:	
аммиачные	3,1 — 4,2
рассольные	2,8 — 4,0
Потолочные оребренные с внутренней циркуляцией агента:	
двухрядные	4,1 — 5,2

Более высокие значения k устанавливают при повышенной температуре воздуха камеры и увеличенных температурных перепадах.

Аммиачные батареи имеют наиболее высокое значение коэффициента теплопередачи по сравнению с рассольными. Наибольшим коэффициентом теплопередачи характеризуются шланговые батареи, работающие по каскадному частично затопленному режиму.

Коэффициент теплопередачи гладкотрубной батареи можно приближенно рассчитать по формуле

$$k = (\alpha_R + \alpha_к \zeta)\, e \ ккал/м^2\ час\ °С,$$

где α_R — коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием, *ккал/м² °С*;

$\alpha_к$ — то же конвекцией, *ккал/м² час °С*;

ζ — коэффициент влаговыпадения, учитывающий количество тепла, подведенного с выпавшей влагой;

$e = 0{,}8 \sim 0{,}9$ — практический коэффициент, учитывающий загрязнения внутренней поверхности труб и снеговую шубу.

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_R = 4{,}25 \frac{\left(\frac{T_к}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_0}{100}\right)^4}{T_к - T_0} \ ккал/м^2\ час\ °С,$$

где $T_к$ — температура воздуха камеры, °К;

T_0 — температура стенки труб, равная температуре кипения холодильного агента или циркулирующего рассола, ° К.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_к = 1{,}19 \left(\frac{t_к - t_0}{d} \right)^{1/4} \quad ккал/м^2 \, час \, °C,$$

где $t_к - t_0$ — перепад температур воздуха камеры и кипящего холодильного агента или циркулирующего рассола;

d — диаметр трубы, *м*.

Коэффициент влаговыпадения

$$\zeta = 1 + 3680 \frac{x_к - x_0''}{t_к - t_0},$$

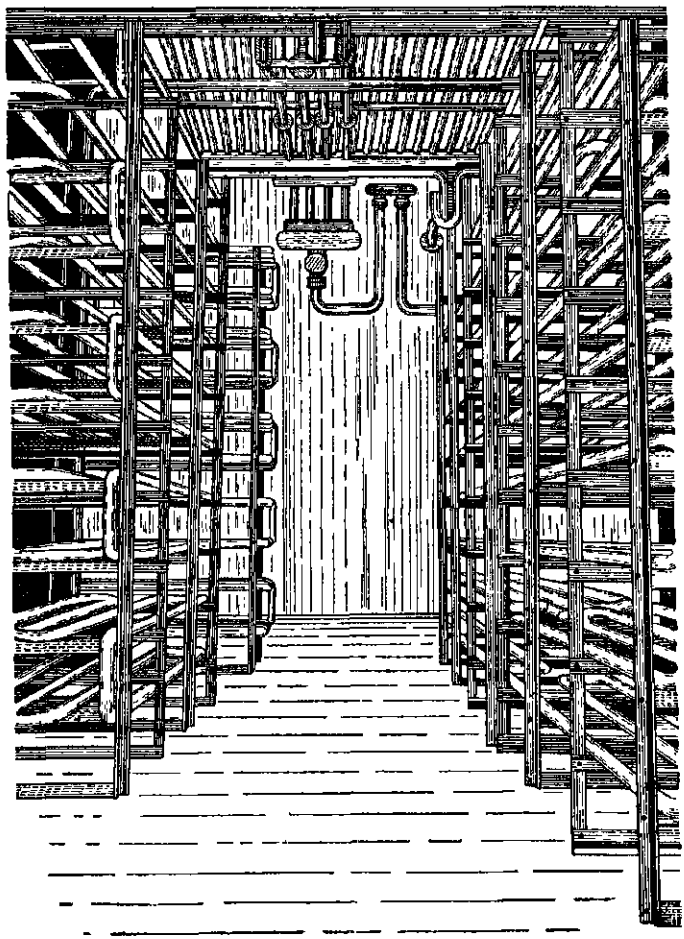


Рис. 77. Стеллажная мороэилка

где $x_к$ — влагосодержание воздуха при температуре камеры, *кг/кг*;

x_0'' — влагосодержание насыщенного воздуха, *кг/кг*;

$t_к$ — температура воздуха камеры, °С;

t_0 — температура кипящего холодильного агента или циркулирующего рассола, °С.

На рис. 77 показаны стеллажи, смонтированные в камере замораживания рыбы; это системы из труб непосредственного охлаждения. Они образуют полки, на которые размещают листы или противни из оцинкованного железа с уложенной на них рыбой. Стеллажи в холодильных камерах имеют двоякую функцию; они являются приборами камерного охлаждения, компенсирующими теплопритоки в камеру, и одновременно устройствами для холодильной обработки пищевых продуктов. В современных холодильниках стеллажи устанавливают редко, так как они не обеспечивают быстрого замораживаиия продуктов.

АППАРАТЫ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ РЫБЫ И ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Пищевые продукты быстрозамороженные имеют более высокое качество, по сравнению с медленно замороженными они выдерживают длительное хранение, требуют меньших холодильных емкостей, потери от усушки при замораживании сокращаются в 1,5—2 раза. Поэтому в рыбной промышленности в настоящее время применяют преимущественно аппараты и установки, в которых можно осуществить эти процессы. Наибольшее распространение и значение имеют скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха системы ВНИХИ, скороморозильная установка больших рефрижераториых траулеров (БМРТ), роторный морозильный аппарат.

Скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха системы ВНИХИ

Аппарат (рис. 78) представляет собой теплоизоляционную камеру, внутри которой смонтированы три группы ребристых батарей непосредственного испарения холодильного агента. Батареи образуют два тоннеля, в которых размещеиы напольные этажерочные тележки с замораживаемым продуктом.

В аппарат марки СА-1 (скороморозильный аппарат производительностью 10 *т/сутки*) одновременно размещают шесть тележек (по три тележки в туннель), каждая с 26 противнями.

В верхней части аппарата смонтированы три вентилятора реверсивного действия производительностью 10 тыс. *м³/час* воздуха с диаметром колес 800 *мм* и выносными электродвигате-

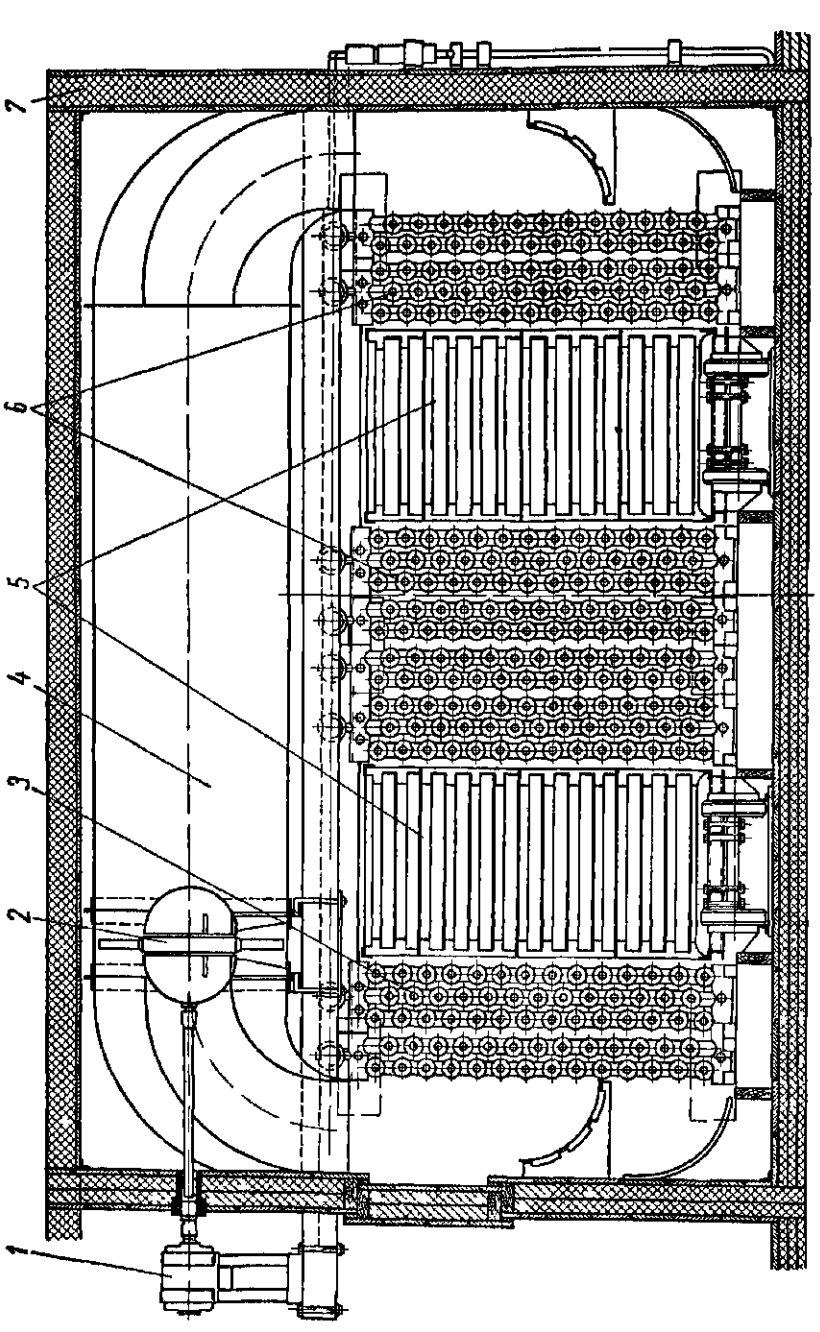


Рис. 78. Скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха

1 — электродвигатель, *2* — вентилятор, *3*, *6* — охлаждающие батареи *4* — воздушный канал, *5* — тележки, *7* — кор пус с тепловой изоляцией

лями по 2,8 *квт*. К вентиляторам присоединены каналы для циркуляции воздуха, продуваемого внутри камеры.

Циркуляционный воздух, соприкасаясь с продуктом, находящимся на полках тележки, за счет тепла, отнимаемого от продукта, нагревается; проходя через ребристые батареи, он снова охлаждается.

Реверсивность вентиляторов позволяет изменять направление движения воздуха и избегать неравномерного нарастания на батареях снеговой шубы.

Температуру воздуха в аппарате поддерживают равной —30°, а средняя скорость в живом сечении туннелей составляет 4—4,5 *м/сек*. Рыба толщиной 60—70 *мм* в раскладку замораживается здесь за 2,5—3 часа, а в блоках толщиной 60—65 *мм* — за 4—4,5 часа. Размеры тележки 1070 × 780 × 1645 *мм*, противней — 750 × 480 × 60 *мм*.

Морозильные аппараты системы ВНИХИ (тип СА) для холодильников со средним или сравнительно небольшим суточным поступлением сырья нашли широкое применение. В табл. 31 приводятся основные технические показатели серии аппаратов этого типа.

Таблица 31

Техническая характеристика морозильных аппаратов ВНИХИ (тип СА)

Марка аппарата СА	Производительность, *т/сутки*	Толщина продукта, *мм*	Единовременная загрузка аппарата продуктом, *кг*	Количество тележек в аппарате	Количество противней размером 750×480×60 *мм*	Поверхность охлаждения батарей, *м²*	Количество электродвигателей с вентилятором	Общая мощность, *квт*	Потребляемая мощность, *квт*	Габариты камеры, *м*			Общий вес металлических частей, *кг*
										длина	ширина	высота	
СА-3	2	50—70	560	2	52	190	1	2,8	1,6	4,71	1,52	3	2000
СА-4	6	50—70	1120	4	104	380	2	5,6	3,2	4,71	2,64	3	4500
СА-1	10	50—70	1680	6	156	654	3	8,4	4,8	4,71	3,77	3	6120
СА-5	13	50—70	2240	8	208	811	4	11,2	6,4	4,71	4,90	3	8120
СА-2	20	50—70	3360	12	312	1242	6	16,8	9,6	4,71	7,15	3	11980

Аппараты СА-1 и СА-2 выпускаются серийно. Их недостатком является отсутствие механизации для перемещения и загрузки тележек.

Скороморозильная установка больших рефрижераторных траулеров (БМРТ)

Установка (рис. 79) представляет изолированную камеру с двумя морозильными туннелями, между которыми смонтирован общий для них воздухоохладитель.

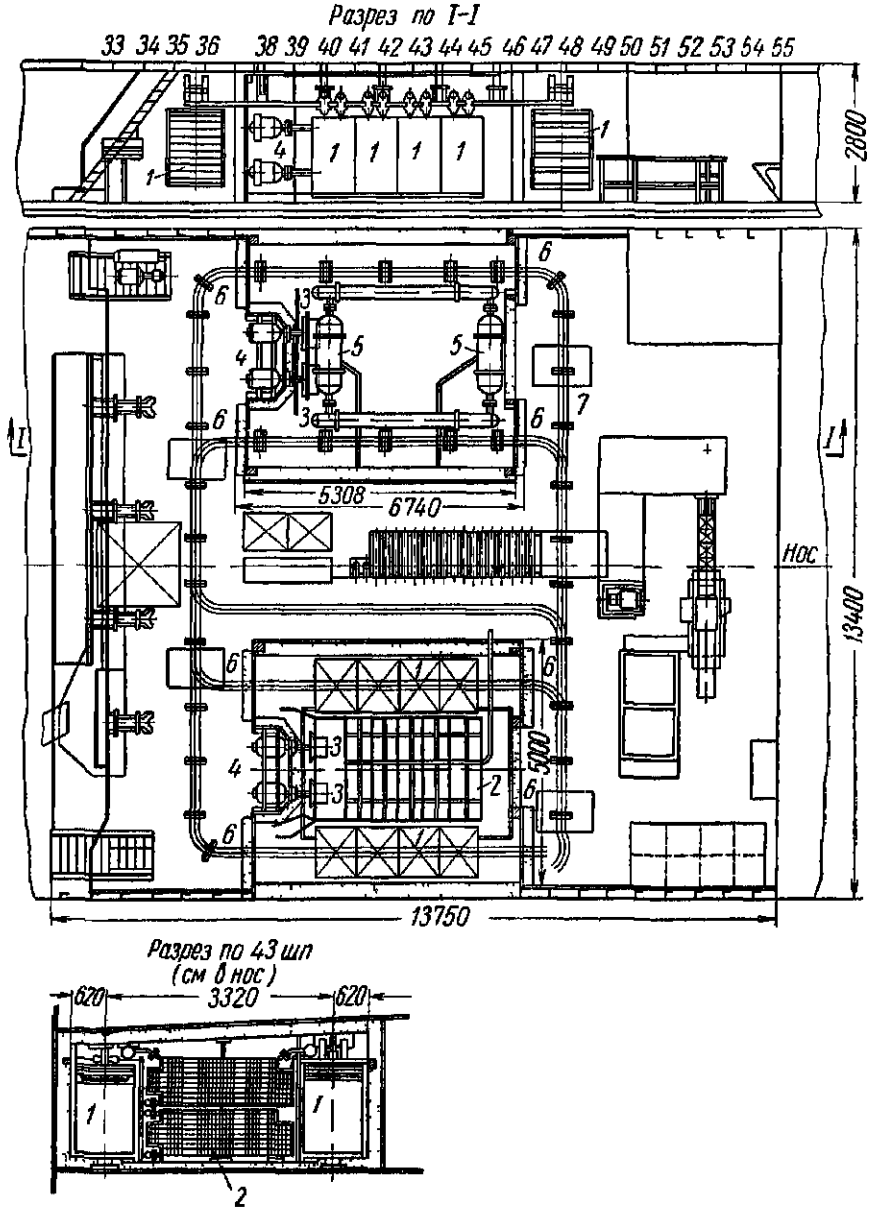


Рис 79 Морозильная установка рефрижераторных траулеров типа «Маяковский»

1 — подвесные этажерочные клети, *2* — оребренный воздухоохладитель *3* — осевые вентиляторы *4* — электродвигатели вентиляторов *5* — отделитель жидкого аммиака, *6* — раздвижные двери, *7* — монорельсовый путь

В каждом туниеле размещены по четыре подвесных клети, на которых устанавливают по 44 противня с рыбой или с филе (размер противня 800×250×60 *мм*, вместимость — 9—10 *кг* рыбы).

Клети передвигаются по двухрельсовому подвесному пути при помощи переносного пневматического устройства, которое воздействует на зубчатый механизм, обкатывающийся по зубчатой рейке, проложенной вдоль пути. Во избежание самопроизвольного передвижения и раскачивания, клети фиксированы к полу соответствующим устройством.

Воздухоохладитель собран из оребренных батарей, трубы которых имеют диаметр 25 × 3,5 *мм*. В продольном направлении он разделен на две секции перегородкой.

В торцовой части каждой половины воздухоохладителя имеются расположенные один иад другим два осевых вентилятора производительностью по 11000 *м*³/*час* с выносными электродвигателями мощностью 3,8 *квт*.

Таким образом, каждый туннель обслуживается примыкающей к нему частью воздухоохладителя.

Общая поверхность теплопередачи батарей воздухоохладителя 850 *м*².

Батареи подразделеиы на верхнюю и нижнюю секции с самостоятельными отделителями жидкости и поплавковыми регуляторами для автоматического поддержания уровня жидкого холодильного агента.

Двери туннелей раздвижные; они открываются при помощи гидроприводов, работающих от масляиых насосов. В дверной раме имеются специальные каналы, по которым, во избежание примерзаиия двери, циркулирует теплое масло.

Холодный воздух со средней температурой —30° продувается вдоль туннелей и, соприкасаясь с рыбой, в течение 3,5—4 часов замораживает ее до температуры —18°. Противни снабжены крышками, что уменьшает усушку замораживаемого продукта.

Площадь, занимаемая установкой, составляет 29,2 *м*², кубатура 85,0 *м*³. Производительность 15 *т*/*сутки*. Габариты 5440 × 4800 × 2400 *мм*.

На судах типа БМРТ размещены по две установки общей производительностью 30 *т*/*сутки*.

Роторный морозильный агрегат (МАР-8)

Роторный полуавтоматический скороморозильиый агрегат (рис. 80) предназначен для замораживания рыбного филе, а также блоков рыбы.

Он состоит из следующих основных узлов: ротора, несущего на себе блок-формы; загрузочного и разгрузочного устройства; гидропривода; электрической аппаратуры; станины и изоляционного кожуха.

Ротор представляет собой полый вал *1*, на котором шарнирно закреплены 23 блок-формы *2*, равномерно распределен-

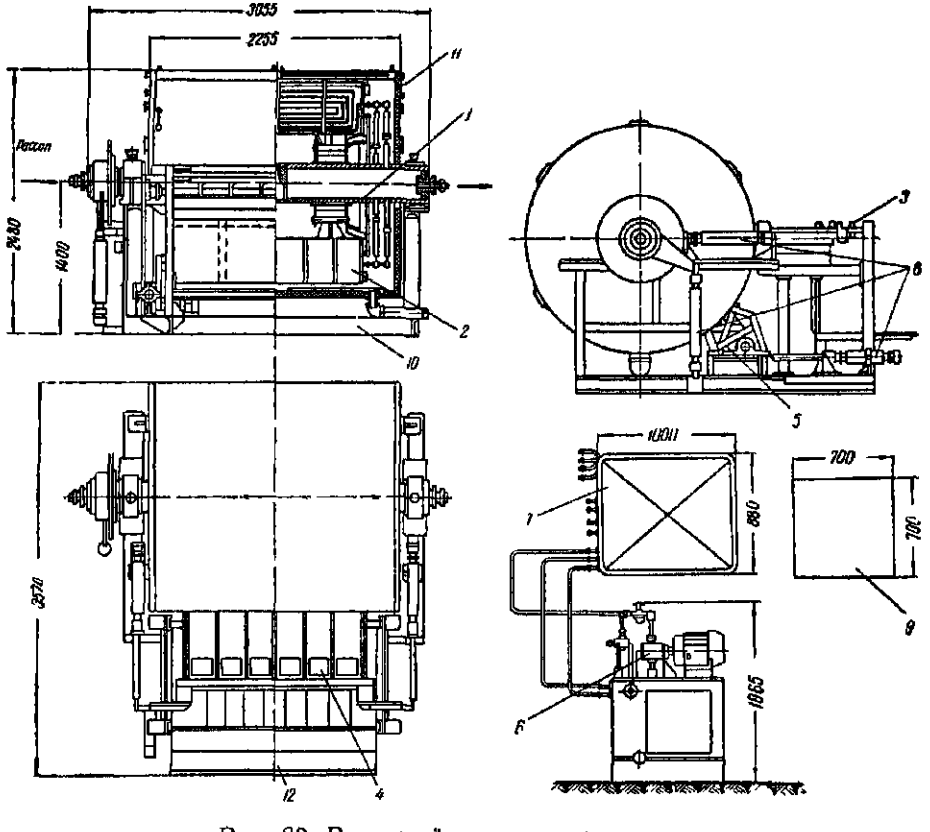


Рис 80 Роторный морозильный агрегат

ные по окружности. Каждая блок-форма имеет шесть гнезд для замораживаемого продукта и состоит из двух полуформ, сидящих на общей оси. Блок-форма может раскрываться на величину до 35 *мм*.

Холодоноситель, подведенный с торца полого вала ротора, проходит через коллекторы, гибкие шланги, змеевики, скрытые в теле полуформ, и отводится с другого торца вала.

Ротор поворачивается гидроцилиндром с помощью храпового механизма и фиксируется пружинным фиксатором.

Загрузочное устройство агрегата *3* состоит из загрузочных кассет с поршнями Кассеты *4* представляют собой шесть

противней, объединенных одиой траверсой. В каждый противень вставлен поршень, являющийся подвижной задней стенкой кассеты. Два гидроцилиндра придают кассетам и поршням возвратно-поступательное движение в горизонтальной плоскости. При подаче вперед кассета с помощью специальных клиньев открывает дверцу загрузочного люка, раскрывает блок-форму, находящуюся в положении загрузки, и вдвигается внутрь формы.

Разгрузочное устройство *5* состоит из кулачкового распределительного вала, привода и исполнительных механизмов. Вал приводится в движение от гидроцилиндра. За цикл он делает один оборот, воздействуя в определенной последовательности на исполнительные механизмы — ножи для фиксирования блока перед раскрытием формы и клинья для ее открывания.

Гидропривод состоит из лопастного насоса, фильтра и специальной гидроаппаратуры, с помощью которой масло под давлением приводит в движение все механизмы агрегата.

Насос с электродвигателем расположен на маслобаке *6*, а гидроаппаратура смонтирована в шкафу *7*.

Электрическая аппаратура агрегата состоит из электродвигателя насоса, пускателя, выключателей и набора реле, смонтированных в электрошкафу *9*.

Все узлы агрегата, кроме гидрошкафа и электрошкафа, смонтированы на станине *10;* на ней устаиовлены кожух ротора *11* и загрузочный стол *12* с площадкой для рабочего (оператора).

Гидроцилиндры *8* механизмов кассеты, поршней и привода распределительного вала закреплены на станине жестко, а гидроцилиндр поворота ротора — шарнирно.

Агрегат работает по полуавтоматическому циклу. К рабочему месту подается рыба или филе и загружается в кассеты. Рабочий разравнивает их и включает механизм. В дальнейшем процесс работы агрегата продолжается без участия рабочего: кассеты с рыбой попадают в блок-форму, где рыба подпрессовывается, замораживается за три полных оборота ротора и выгружается из агрегата.

Роторный полуавтоматический скороморозильный агрегат МАР-8 выдает блоки подпрессованными, правильной геометрической формы, удобные для упаковки в тару, экономичен по расходу холода и электроэнергии на 1 *т* замороженной рыбы.

В этом агрегате устранен основной недостаток всех туниельных морозилок — необходимость оттаивания блоков для их выгрузки из форм. Агрегат можно применять на промысловых судах и в стационарных условиях.

Техническая характеристика

Производительность при температуре холодоносителя — 32°, *т/сутки*	7,5
Время замораживания блоков до температуры —25°, час	2,3
Размеры замораживаемых блоков, *мм*	250 × 400 × 60
Вес одного блока, *кг*	5,5
Вес рыбы, находящейся в агрегате, *кг*	760
Электродвигатель насоса гидропривода:	
мощность, *квт*	2
число оборотов, об/мин	940
Холодоносители	раствор хлористого кальция
Габаритные размеры, *мм*:	
длина	3570
ширина	3055
высота	2480

Новые механизированные установки для замораживания продуктов в блоках

Конструкторские и проектные организации работают над совершенствованием имеющихся конструкций воздушных скороморозильных аппаратов. Эти работы направлены на механизацию грузовых устройств и создание поточности процессов замораживания.

ВНИХИ совместно с конструкторским бюро судостроительной промышленности создана специальная судовая морозильная установка, в которой блок-формы шарнирно закреплены на цепном конвейере. Конвейер перемещает их внутри морозильного туннеля и вне его, механизируя все процессы загрузки продукта, замораживания и выгрузки, а также выгрузки готового блока.

Гипрорыбпром разработал морозильный аппарат, в котором противни с замораживаемым продуктом, поступая в морозильный туннель, внутри его последовательно передвигаются специальным механическим устройством сначала снизу вверх, затем вдоль туннеля сверху вниз и, наконец, в замороженном виде выдаются с противоположного конца аппарата.

В обеих конструкциях холодный воздух продувается вдоль туннеля.

Представляет интерес конструкция морозильного аппарата, разработанная в Научно-исследовательском институте механизации рыбной промышленности, в которой замораживаемый продукт формируется в блок и подпрессовывается в самом аппарате (рис. 81).

Основной формующий транспортер состоит из отдельных коротких стальных пластин с боковыми стенками, перекрывающими одна другую, и поперечными вертикальными перегородками, образующими блок-формы. Загрузочная его часть выходит из камеры и над ней расположен загрузочный бункер.

Рыба из загрузочного бункера падает в блок-формы и, продвигаясь в морозильную камеру, оказывается под действием

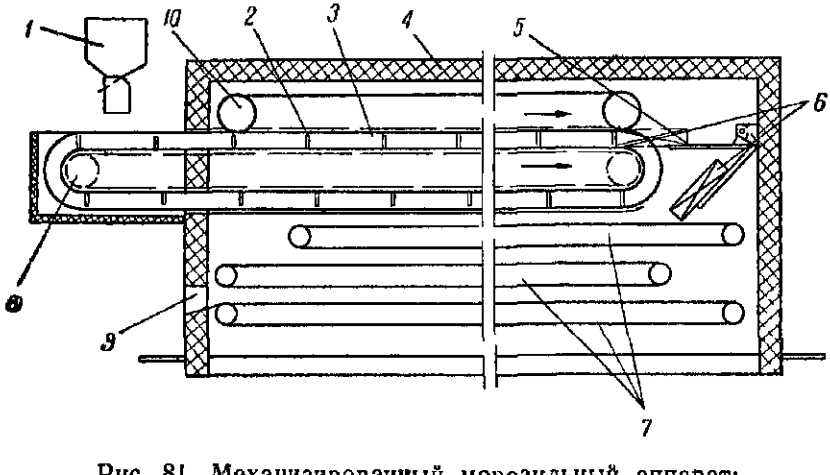


Рис. 81. Механизированный морозильный аппарат:

1 — загрузочный бункер, *2* — вертикальные перегородки транспортера, *3* — боковые стенки транспортера, *4* — воздушная камера, *5* — поворотная площадка, *6* — блоки продукта, *7* — транспортеры с сетчатыми лентами, *8* — основной формующий транспортер, *9* — место выгрузки продукта, *10* — транспортер со сплошной стальной лентой

стальной ленты расположенного выше транспортера. Последний подпрессовывает продукт и окончательно формует его в блоки. Одновременно начинается процесс замораживания рыбы, так как внутри камеры циркулирует холодный воздух, поток которого создается вентилятором. Во время перемещения блоков под стальной лентой верхнего транспортера она, плотно закрывая продукт сверху, устраняет непосредственный контакт его с циркулирующим воздухом и уменьшает усушку продукта в начальный период замораживания.

В конце основного транспортера при огибании им звездочек короткие пластины, из которых состоит транспортер, легко отрываются от сформованного продукта. Блоки поступают на специальную поворотную площадку, автоматически откидывающуюся и плавно передающую их на расположенный ниже сетчатый транспортер. Сетчатые транспортеры установлены так, что блоки легко передаются с транспортера, находящегося выше, на нижний.

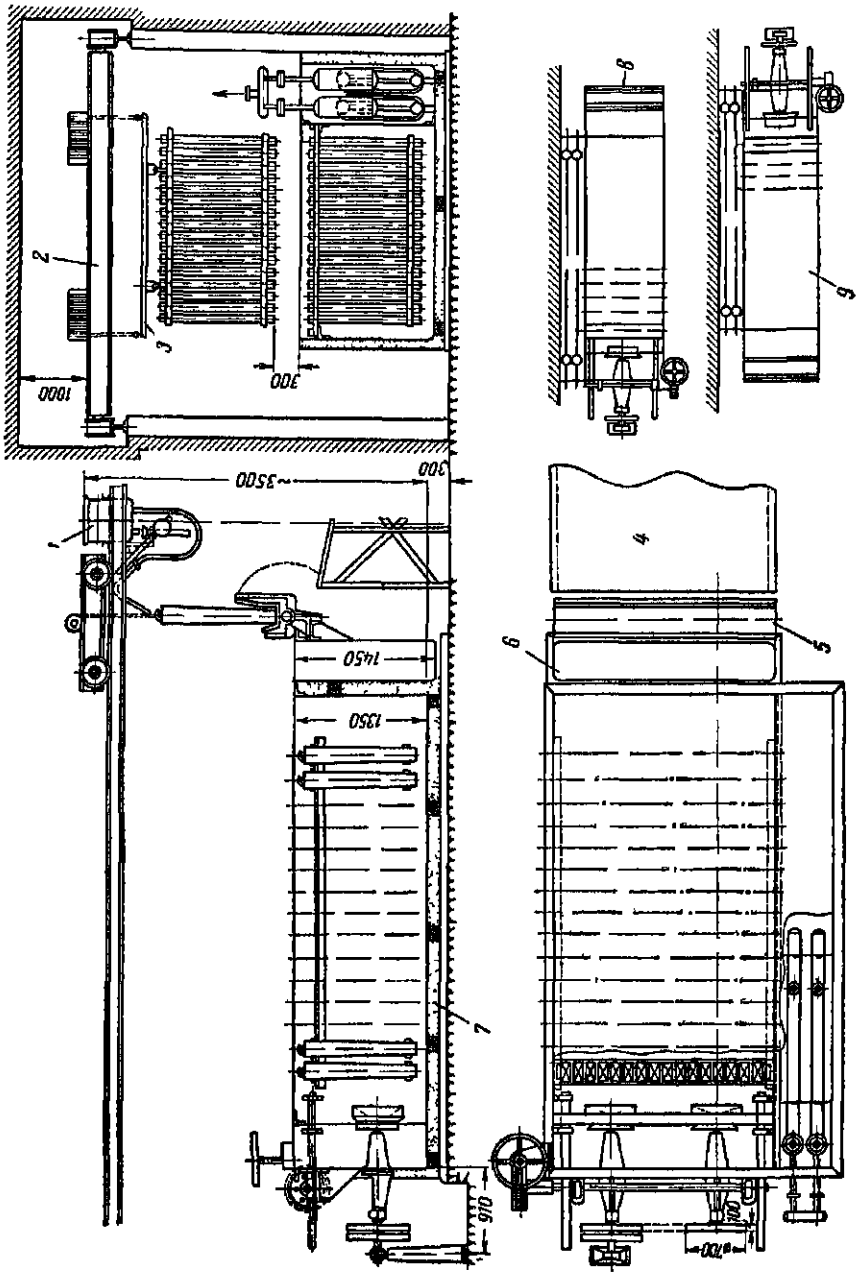


Рис. 82. Рассольный льдогенератор:

1 — наполнительное устройство, *2* — мостовой кран, *3* — траверса, *4* — льдоскат, *5* — опрокидывающее устройство, *6* — оттаивательный сосуд, *7* — изоляция, *8* — льдогенератор, левый тип, *9* — льдогенератор, правый тип

Льдогенераторы

Наиболее распространенным типом льдогенераторов является рассольный генератор блочного льда (рис. 82). Основная часть его — металлический бак, в котором размещены испарительная трубчатая система, батареи металлических льдоформ и мешалки для циркуляции рассола.

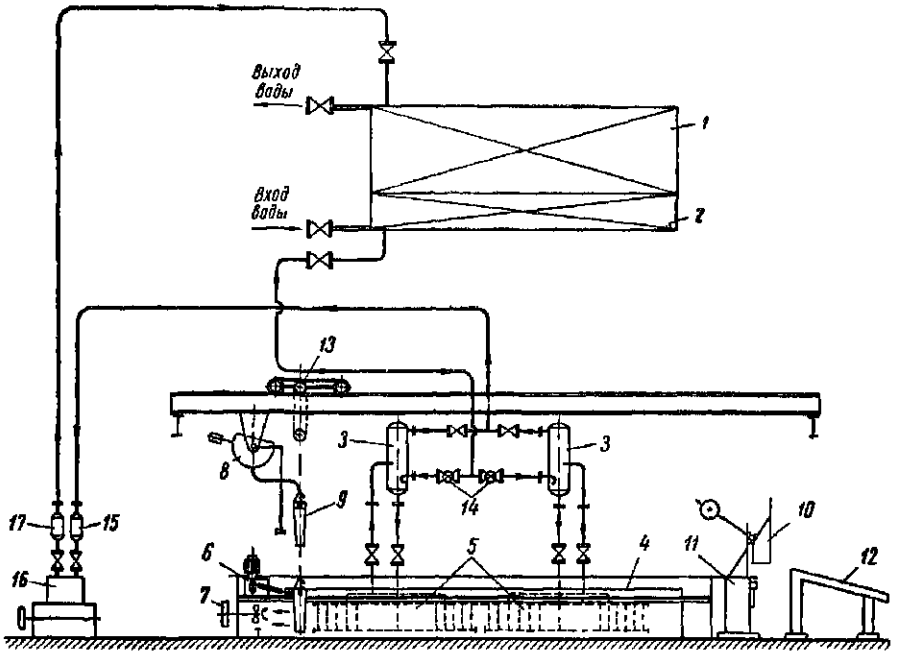


Рис. 83. Рассольная льдогенераторная установка:

1 — конденсатор, *2* — переохладитель, *3* — отделитель жидкости, *4* — рассольный бак, *5* — испарители, *6* — толкатель льдоформ с двигателем, *7* — рассольная мешалка, *8* — водонаполнитель, *9* — рама с льдоформами, *10* — опрокидыватель льдоформ, *11* — оттаивательный сосуд, *12* — льдоскат, *13* — тележка подъемного крана, *14* — регулирующий вентиль, *15* — грязеуловитель, *16* — холодильный компрессор, *17* — маслоотделитель

Металлические формы наполняются водой и погружаются в бак с холодным рассолом ($t = -10°$). После того как вода в формах замерзла, батареи при помощи тельфера поднимают из бака, погружают в оттаивательный сосуд, затем устанавливают на опрокидыватель и освобождают от блоков льда, которые по льдоскату поступают к месту складирования.

В то же время толкающий механизм продвигает все формы, находящиеся в баке, и освобождает место с торцовой стороны

бака для погружения в него повторно заполненных водой форм.

Испарительная трубчатая система представляет собой вертикальнотрубный испаритель интенсивного действия. Отепленный рассол, попадая в испаритель, отдает холодильному агенту теплоту, воспринятую от воды при ее замораживании.

Рассольные льдогенераторы выпускаются серийно производительностью от 3 до 60 *т*/сутки. Продолжительность замораживания воды в формах вместимостью по 12,5 *кг* составляет 8 часов, 25 *кг* — 12 часов и 50 *кг* — 16 часов.

Льдогенераторы являются значительными потребителями холода и в большинстве случаев их подключают к общей схеме холодильников наряду с другими потребителями. Автономный льдогенератор охлаждается посредством обычных компрессионных холодильных машин; схема такой установки показана на рис. 83.

В настоящее время разработаны новые типы льдогенераторов, описание которых дано в главе VIII.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ АППАРАТЫ И ПРИБОРЫ

Воздухоотделители

Воздухоотделителем называется аппарат для удаления из системы холодильной установки воздуха, попадающего в нее через неплотности в соединениях и сальник, а также при осмотре и ремонте установки (рис. 84). Воздух и другие неконденсирующиеся газы в системе увеличивают давление конденсации, расход энергии и ухудшают теплопередачу в конденсаторе.

Воздухоотделитель конструкции Ш. Н. Кобулашвили состоит из четырех цельнотянутых труб разного диаметра, вставленных одна в другую. По принципу действия он является теплообменным аппаратом, в котором с помощью холодного жидкого агента охлаждается воздушно-аммиачная смесь.

Через специальный вентиль регулирующей станции *9* во внутреннюю трубу *10* воздухоотделителя *1* подается некоторое количество жидкого агента, который по изогнутому колену попадает в межтрубное пространство и выходит из воздухоотделителя через патрубок *11* в испарительную систему установки. Из конденсатора и ресивера *2, 3* по внешней трубе воздухоотделителя *4* поступает воздушно-аммиачная смесь. В наружном межтрубном пространстве часть аммиака конденсируется и стекает вниз к вентилю *6*.

Далее воздушно-аммиачиая смесь проходит по внутреннему межтрубному пространству, где еще более охлаждается жидким аммиаком. В результате этого теплообмеиа аммиак из

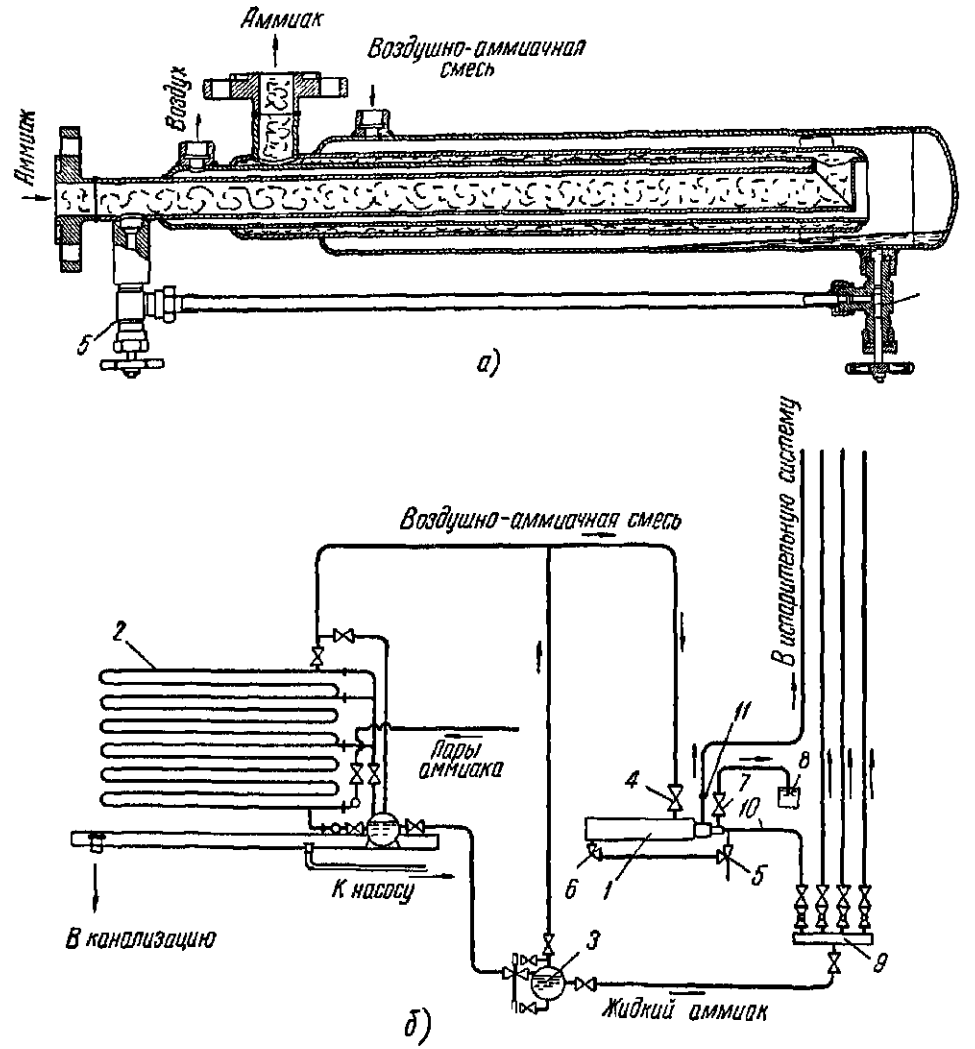


Рис. 84. Воздухоотделитель конструкции Кобулашвили:
а — разрез, *б* — схема включения в аммиачную систему

смеси конденсируется, выделяются воздух и неконденсирующиеся газы. Сконденсировавшийся аммиак стекает к вентилю *6* и затем через другой вентиль *5* поступает во внутреннюю трубу воздухоотделителя, а воздух удаляется через вентиль *7* и стеклянный сосуд *8* с водой в атмосферу.

Маслоотделители

Маслоотделителем называется аппарат, при помощи которого предотвращается попадание смазочного масла в теплообменные аппараты установки (рис. 85). Горячие пары аммиака увлекают с собой частицы масла из компрессора, которое, попадая в конденсатор, может значительно ухудшить его коэффициент теплопередачи. Маслоотделитель включается в схему установки на нагнетательной стороне между компрессором и конденсатором, возможно ближе к последнему.

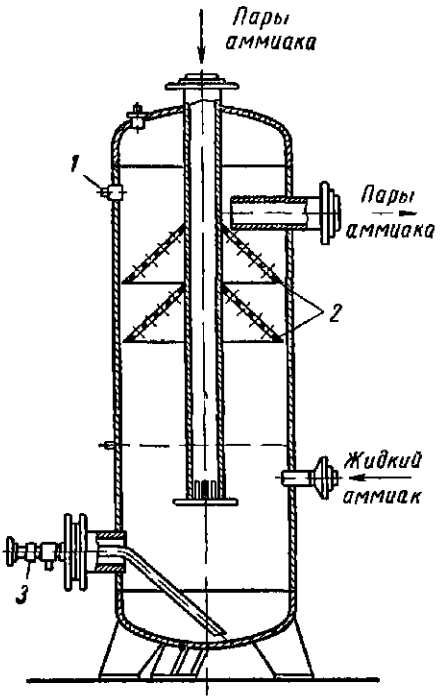


Рис. 85. Маслоотделитель

1 — бобышка для манометра, *2* — решетчатые конические отбойники, *3* — маслоспускной вентиль

Современные маслоотделители работают по принципу охлаждения паро-масляной смеси путем барботирования. Внутри металлического сосуда проходит труба, конец которой на 150—200 *мм* опущен под слой жидкого аммиака. По этой трубе в маслоотделитель поступают горячие пары аммиака из компрессора. При барботировании они промываются и охлаждаются, при этом масло отделяется и собирается в нижней части сосуда.

Охлажденный парообразный аммиак проходит в верхнюю часть сосуда, встречая на пути решетчатые конические отбойники, отделяющие от паров аммиака остаточные количества смазочного масла. Через правый верхний патрубок пары аммиака выходят из маслоотделителя, направляясь к конденсатору. Масло из маслоотделителя сливается в маслосборник, соединенный со всасывающей стороной установки.

Грязеуловители, фильтры и осушители

Грязеуловители служат для предохранения цилиндров компрессоров от попадания твердых частиц (ржавчины, окалины, песка), которые могут вызвать задиры или образовать риски на зеркале цилиндра компрессора. Грязеуловитель (рис. 86) пред-

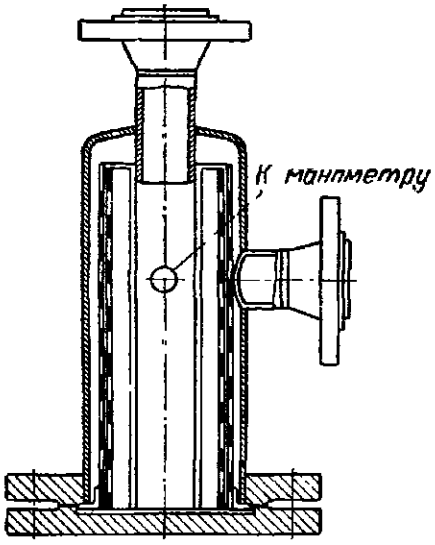


Рис. 86. Грязеуловитель

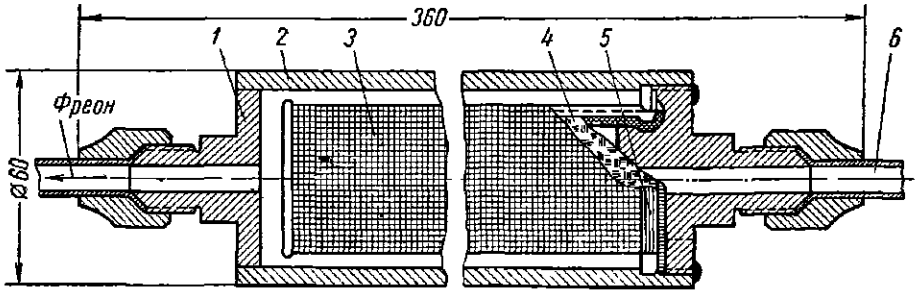


Рис. 87. Фильтр:

1 — крышка, *2* — обечайка, *3* — латунная сетка, *4* — асбест, *5* — проволока для крепления фильтра к корпусу, *6* — трубка

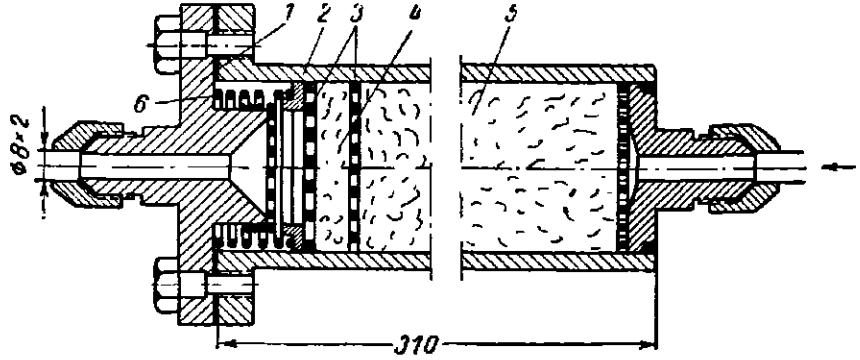


Рис. 88. Осушитель:

1 — корпус, *2* — кожух, *3* — сетка, *4* — вата, *5* — силикагель, *6* — пружина

ставляет собой металлический корпус, внутрь которого вставляется двухслойная мелкоячеистая проволочная сетка. Сетка периодически очищается. Для этого она извлекается из корпуса через съемную крышку. В схему холодильной установки грязеуловитель включается на всасывающей стороне вблизи компрессора. Парообразный агент легко проходит через ячейки сетки, а загрязнения остаются внутри сетчатого цилиндра.

Фильтры устроены по такому же принципу, они служат для защиты приборов автоматики от засорения. В корпусе фреонового фильтра (рис. 87) устанавливают латунную сетку с асбестовой прокладкой.

В схему установки фильтры включают на жидкостной линии перед приборами автоматического действия.

Кроме того, на жидкостной линии фреоновых холодильных установок включают осушители (рис. 88), корпус которых заполняется силикагелем (SiO_2 — окись кремния). Силикагель адсорбирует влагу, предотвращая замерзание ее в регулирующем вентиле. Периодически силикагель извлекают из корпуса осушителя, прокаливают при температуре 120—130° и снова используют как поглотитель влаги.

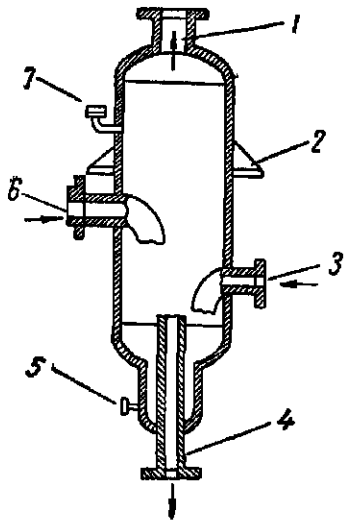


Рис. 89. Отделитель жидкого холодильного агента:

1 — выход паров, *2* — опорные кронштейны, *3* — вход жидкого агента от регулирующей станции, *4* — выход жидкости, *5* — спуск масла, *6* — вход паров аммиака, *7* — патрубок для манометра

Отделители жидкого холодильного агента

Отделители жидкого агента — это аппараты обычно в виде вертикального цилиндрического сосуда с патрубками для подключения трубопроводов жидкого и парообразного агента, предназначенные для обеспечения сухого хода компрессора. Такого рода отделитель работает по принципу изменения направления и уменьшения скорости движения паров холодильного агента на пути их к компрессору. Аппараты включают в схему аммиачных установок при охлаждении камер батареями непосредственного испарения. Устройство отделителя показано на рис. 89. Частицы жидкого аммиака, как более тяжелые, собираются в нижней части отделителя, а пары агента, как более легкие, поднимаются вверх, откуда отсасываются компрессором.

Жидкий аммиак из отделителя стекает в приборы непосредственного испарения.

Для уменьшения потерь холода отделители жидкости покрывают тепловой изоляцией.

Ресиверы

Ресиверы выполняют в виде стального сварного горизонтального цилиндрического сосуда (рис. 90).

Они предназначаются для разгрузки конденсатора от жидкого холодильного агента и обеспечения равномерного потока

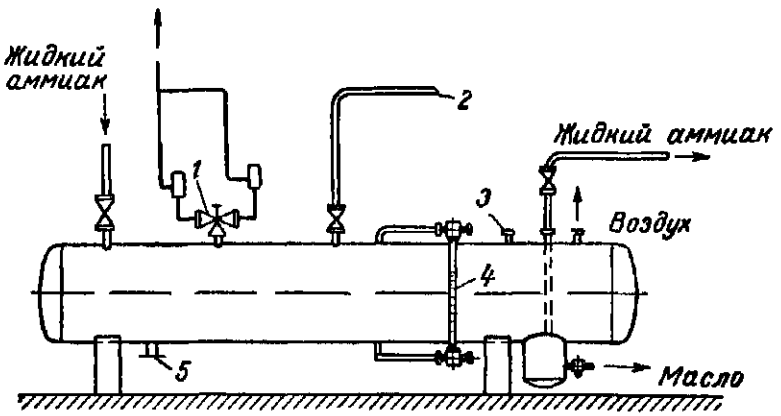


Рис. 90. Ресивер:

1 — трехходовой вентиль с двумя предохранительными клапанами, *2* — уравнительная труба, *3* — патрубок для манометра, *4* — указатель уровня, *5* — патрубок для выпуска загрязнений

его к регулирующему вентилю (линейный ресивер), спуска холодильного агента из батарей перед снятием с них снеговой шубы (дренажный ресивер) и хранения запаса холодильного агента (запасной ресивер).

На корпусе ресивера имеются несколько патрубков: для подачи и отвода жидкого агента; для уравнительной трубы, идущей к конденсатору; для выпуска из ресивера воздуха; для трехходового запорного вентиля с двумя предохранительными клапанами и манометра; для выпуска загрязнений. Линейный ресивер должен вмещать $^1/_2$—$^1/_3$ количества агента, циркулирующего в системе в час. Емкость дренажного ресивера должна быть не меньше емкости наибольшей группы одновременно оттаиваемых батарей или одного самого емкого аппарата.

Промежуточные сосуды

Промежуточные сосуды включают в схему холодильной установки двухступенчатого сжатия между линиями нагнетания цилиндра низкого давления и всасывания цилиндра высокого давления. Они предназначаются для сбива перегрева, паров аммика, поступающих в сосуд из цилиндра низкого давления, и переохлаждения жидкости перед дросселированием. Устройство промежуточного сосуда показано на рис. 91. В змеевик, расположенный в нижней части сосуда, поступает жидкость после конденсатора или переохладителя. Здесь она переохлаждается вследствие испарения в межзмеевиковом пространстве холодильного агента, поступающего после первого дросселирования. Сильно переохлажденная в змеевике жидкость направляется к регулирующему вентилю.

Одновременно по вертикальной трубе под уровень жидкости сверху поступает перегретый пар из компрессора низкого давления, этот пар охлаждается до температуры насыщения, соответствующей промежуточному давлению. Промежуточный сосуд имеет штуцеры для подключения поплавкового регулирующего вентиля и дистанционного указателя уровня жидкости в сосуде.

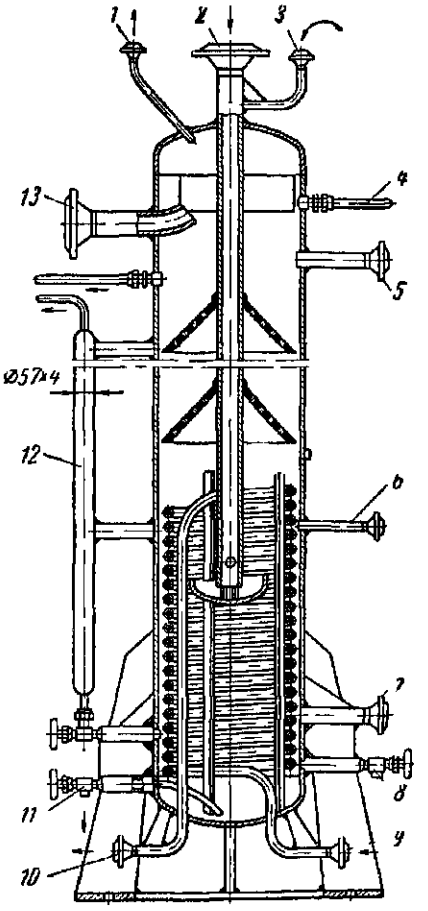


Рис. 91. Промежуточный сосуд:

1 — присоединение предохранительного клапана, *2* — вход паров аммиака из ц. н. д., *3* — вход паров аммиака из воздухоотделителя, *4* — присоединение к манометру, *5* — присоединение к уравнительной паровой линии, *6* — вход жидкого аммиака от РВ, *7* — присоединение к уравнительной жидкостной линии, *8* — спуск аммиака, *9* — вход жидкого аммиака в змеевик из конденсатора, *10* — выход жидкого аммиака из змеевика в РВ, *11* — спуск масла, *12* — указатель уровня, *13* — выход паров аммиака в ц. в. д.

КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Указатели уровня жидкости, термометры и манометры

Эти аппараты относятся к контрольно-измерительным приборам.

Уровень воды и рассола контролируют посредством водомерных стекол или поплавков с указателями. Уровень жидкого холодильного агента в испарителях, отделителях жидкости, ресиверах контролируют поразному: в аппаратах на стороне высокого давления установки, где температура насыщения жидкости обычно выше температуры окружающего воздуха (например, в линейных ресиверах) — мерными стеклами Клингера; в аппаратах на стороне низкого давления эти стекла не могут показывать уровень жидкости вследствие вскипания холодильного агента. Уровень жидкого аммиака в испарителе приблизительно можно определить по образованию снеговой шубы на вертикальной неизолированной металлической трубке, концы которой соединены с паровым и жидкостным пространством. По закону сообщающихся сосудов жидкий аммиак в трубке будет на том же уровне, что и в испарителе.

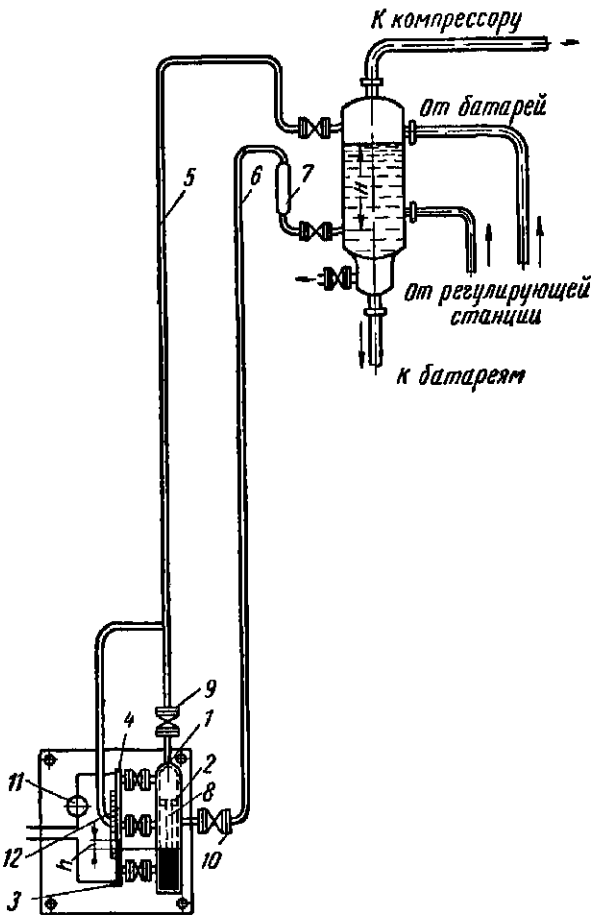


Рис. 92. Дистанционный указатель уровня жидкости

Более точно уровень жидкости в этих аппаратах определяют с помощью гапсометра — дистанционного ртутного указателя уровня жидкости (рис. 92).

Гапсометр устроен следующим образом. Стальной баллон *1* внутри имеет поперечную перегородку *2* с приваренной к ней трубкой *8*. Этой перегородкой баллон делится на две неравные части. К угловым вентилям, расположенным вверху и внизу баллона, присоединена стеклянная трубка *12*, имеющая два электроконтакта и снабженная шкалой. К верхнему контакту *4* прикреплена стальная проволока диаметром 0,4—0,5 *мм*, опущенная в трубку *12* до отметки, соответствующей максимальному уровню жидкости в аппарате. К нижнему контакту *3* прикреплена другая проволока.

Баллон соединяется с аппаратом (испарителем или отделителем жидкости) трубками: верхняя часть баллона с паровым пространством — трубкой *5*, нижняя часть с жидкостным пространством — трубкой *6*. Баллон заполняется ртутью до отметки *0*, нанесенной на корпусе баллона и шкале.

Соединительные трубки *5* и *6* заполнены перегретыми парами холодильного агента, так как жидкость, попавшая сюда, испаряется и выдавливается обратно в аппарат. Давление в трубке *6*, соединяющей баллон с жидкостным пространством, больше, чем в трубке *5*, на величину столба жидкости *H*. Следовательно, соединительные трубки служат для передачи этой разности давлений. Поэтому гапсометр можно располагать на любом расстоянии от аппарата и в любом месте.

Под влиянием более высокого давления в трубке *6* часть ртути из баллона перейдет в стеклянную трубку *12*. Когда ртуть в ней поднимется до нижнего конца стальной проволоки, замкнутся контакты *3* и *4* электросети и включится сигнальная лампа *11*.

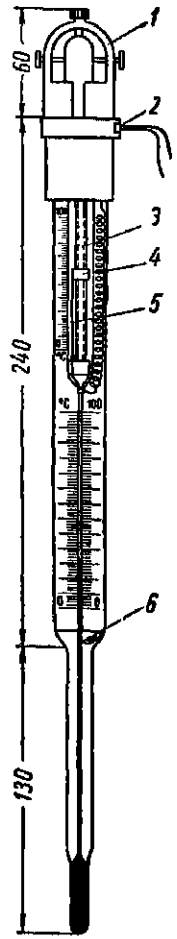


Рис. 93. Ртутный контактный термометр с магнитной регулировкой:
1 — магнитная муфта, *2* — электропровода, *3* — винт, *4* — подвижная гайка, *5* — платиновая проволока, *6* — впаянный контакт

Термометрами определяют температуру жидкого и парообразного холодильного агента. Для этого применяют ртутные термометры с удлиненной ножкой. Их вставляют в гильзы, вваривaемые в трубопроводы на всасывающей и нагнетательной стороне компрессора. Гильзы изготовляют из трубы диаметром 17 × 2 *мм*, длиной 100 *м* и вваривают так, чтобы ртутные шарики термометров находились в центре трубы и против потока холодильного агента. Для

контакта гильзу с вставленным термометром заливают маслом. На рис. 93 показан ртутный контактный термометр, сигнализирующий при достижении заданной температуры. Сигнал включается ртутным столбиком при расширении ртути. Применяют и другие типы приборов для измерения температуры (например, термометры сопротивления).

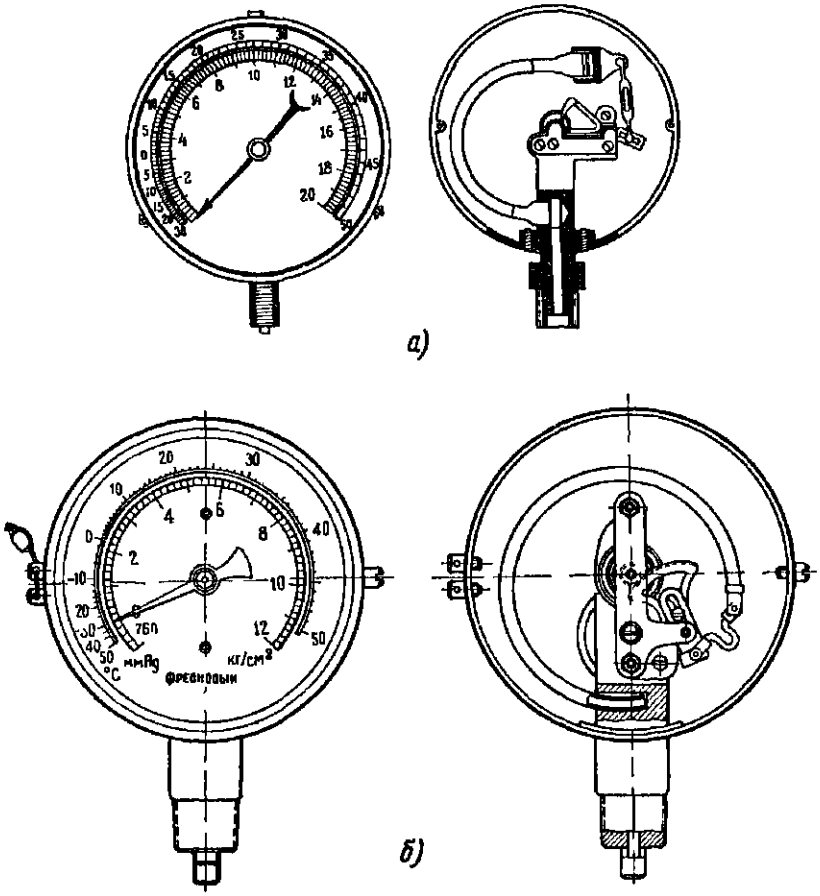


Рис 94 Приборы для измерения давления в холодильной системе:
а — манометр аммиачный, *б* — мановакуумметр фреоновый

Манометры служат для измерения давления холодильного агента в установке. Устройство пружинного манометра показано на рис. 94. Главная часть его — изогнутая, пружинная, овального сечения металлическая трубка, которая своей открытой частью присоединяется к аппарату, сосуду или трубопроводу, где контролируют давление, закрытая часть трубки

соединена со стрелкой, показывающей давление. При изменении давления в аппарате трубка меняет свою кривизну, чем и определяется положение указательной стрелки.

Каждому значению давления конденсации и испарения холодильного агента соответствует вполне определенное значение температуры, поэтому манометры имеют две шкалы: внутреннюю шкалу давлений и внешнюю шкалу температур насыщенного пара агента.

В холодильной технике применяют приборы для измерения давления выше и ниже атмосферного; такие приборы называются мановакуумметрами. Манометры и мановакуумметры, работающие в установках различных холодильных агентов, делают из разного металла и с различной градуировкой шкал. Например, приборы аммиачных машин изготовляют из стали и не допускается применение меди и ее сплавов, в то время как для фреоновых машин — из стали и сплавов меди.

Для аммиачных машин манометры градуированы на давление от 0 до 20—25 *кг/см*^{2}, мановакуумметры от 760 *мм* рт. ст. до 12 *кг/см*^{2}; для фреоновых машин соответственно от 0 до 12 *кг/см*^{2} и от 760 *мм* рт. ст. до 12 *кг/см*^{2}; для углекислотных машин от 0 до 200 *кг/см*^{2} и от 760 *мм* рт. ст. до 120 *кг/см*^{2}.

Самопишущие манометры и мановакуумметры снабжают пишущим механизмом и механизмом привода диаграммы.

Все приборы следует один раз в два-три месяца проверять по контрольному прибору. Показания приборов должны совпадать с контрольными приборами.

ПРИБОРЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

Применение приборов, автоматизирующих работу холодильной установки, является важнейшим фактором технического прогресса в холодильной технике, так как при помощи этих приборов достигают наиболее эффективной работы холодильных машин, более высокой производительности труда обслуживающего персонала при сокращенных эксплуатационных расходах и меньшего износа машин, кроме того, они обеспечивают защиту установок от аварий и, следовательно, более продолжительный срок их службы. Автоматически работающие холодильные установки более точно поддерживают заданный температурный режим в охлаждаемых помещениях. Это имеет значение для рыбопромышленных холодильников и рефрижераторных судов, имеющих дело с сырьем, качество которого быстро ухудшается при нарушении технологического режима.

Техническая эксплуатация автоматически действующих холодильных установок имеет существенные преимущества, так

как эти установки не нуждаются в постоянном наблюдении за работой машины, аппаратов и приборов.

Автоматизация холодильных установок — быстроразвивающийся раздел холодильной техники: непрерывно создаются новые приборы, усовершенствуются конструкции существующих устройств и разрабатываются новые принципы автоматизации.

В учебнике рассматриваются устройство и действие наиболее важных приборов автоматического контроля и регулирования холодильных установок. Одни из этих проборов предназначены для регулирования рабочнх давлений в машнне: они гарантируют безопасность ее работы (реле давления); другие — для регулирования подачи холодильного агента в испаритель или воды на конденсатор: они обеспечивают нормальную работу установки (поплавковые регулирующие вентили, терморегулирующие, водорегулирующие и соленоидные вентили): приборы для регулирования температуры в охлаждаемых помещениях (термостаты) поддерживают оптимальный температурный режим обработки и хранения пищевых продуктов.

Реле давления

Этот прибор (рис. 95) служит для автоматической защиты машины от чрезмерного понижения давления всасывания и повышения давления нагнетания, останавливая в этих случаях компрессор посредством отключения электродвигателя. Прибор объединяет регулятор (реле) давления всасывания — прессостат и выключатель максимального давления — маноконтроллер. Конструктивно обе эти части обычно монтируют в общей металлической коробке, они воздействуют на одну систему электрических контактов.

Маноконтроллер (рис. 96) состоит из сильфона *1*, соединенного трубкой с нагнетательной линией компрессора. Над сильфоном шарнирно закреплен контактный рычаг *2*, посредством которого замыкают или размыкают электроконтакты, включающие или выключающие электродвигатель компрессора.

По другую сторону контактного рычага *2* находится регулнровочная пружина *3*, стремящаяся замкнуть контакты. При недопустимом повышении давления в конденсаторе (давления нагнетания) усилие сильфона преодолевает усилие регулировочной пружины и контактный рычаг перемещается вверх, разомкнув электроконтакты. Вследствие прекращения подачи тока к электродвигателю компрессора холодильная машина останавливается.

Прессостат в принципе устроен аналогичным образом. Но диаметр сильфона его больше. Одним из важнейших элемен-

тов реле давления является сильфонгофрированная тонкостенная металлическая трубка, реагирующая на изменение давления в системе Сильфон помещают в корпус, через который прибор присоединяют к холодильной машине. При повышении давления сильфон сжимается, при понижении — расширяется.

Прибор действует следующим образом (см. рис. 95). К коробке сильфона *2* прессостата поступает холодильный агент из

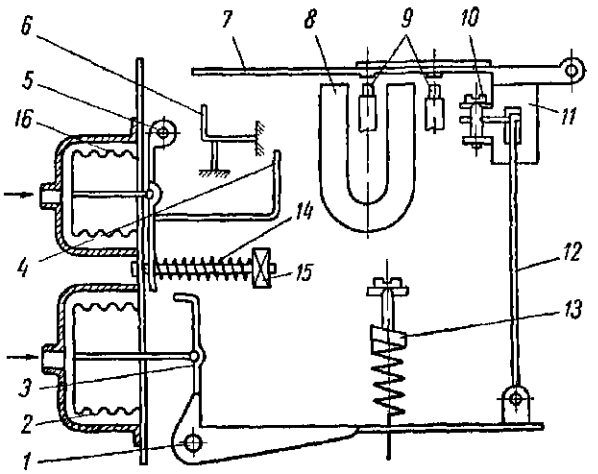
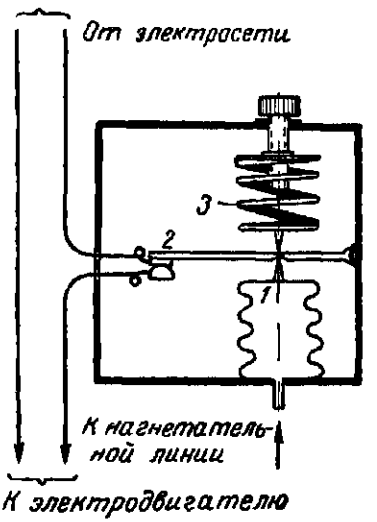


Рис 95. Схема реле давлеиия

1 — ось, *2* и *16* — сильфон, *3* — рычаг, *4* — пружина, *5* — рычаг, *6* — угловой рычаг, *7* — пластина, *8* — магнит, *9* — контакты, *10* — винт, *11* — рамка, *12* — тяга, *13*, *14* — пружина, *15* — гайка



Ряс. 96. Схема манокоитроллера

всасывающей линии. При понижении давления всасывания сильфон растягивается, действуя посредством рычага *3*, поворачивающегося вокруг оси *1* на тягу *12* так, что она поднимается, стремясь оторвать пластину *7* от контактов *9*. При чрезмерном понижении давления всасывания усилие пружины *13* преодолеет притяжение магнита *8*, пластина *7* отойдет от контактов *9*, подача тока к электродвигателю прекратится и компрессор остановится.

При повышении давления всасывания и, следовательно, в коробке сильфона *2*, последнй будет сжиматься, рычаг *3* повернется так, что тяга *12* опустится, потянув за собой рамку *11* и пластину *7*, контакты *9* замкнутся, автоматически включая электродвигатель компрессора.

К коробке сильфона *16* маноконтроллера поступает холодильный агент из нагнетательиой линии. При чрезмерном повышении давления нагнетания и соответствующем сжатии

сильфона игла его, упираясь в рычаг *5*, поворачивает последний против часовой стрелки. В свою очередь рычаг *5* сжимает пружину *14* и растягивает пружину *4*. Пружина *4* поднимает угловой рычаг *6*, когда он упрется в пластину *7*, контакты *9* разомкнутся и электродвигатель компрессора будет остановлен.

Регулирование прессостата осуществляют при помощи винта *10*, а маноконтроллера — натяжением пружины *14*. При повороте винта *10* по часовой стрелке продолжительность остановки компрессора уменьшается, и наоборот. При повороте гайки *15* по часовой стрелке натяжение пружины *14* увеличивается, давление включения компрессора возрастает, и наоборот.

Аммиачное и фреоновое реле давления по устройству и принципу действия аналогичны, но отличаются характеристиками пружин и сильфонов, а также материалами, из которых они изготовляются. Для аммиачного реле в прессостате пределы давления размыкания 0,15—3,3 *кг/см²*, а разность между давлениями включения и выключения (дифференциал) от 0,4 до 1,2 *кг/см²*, в маноконтроллере соответственно от 16 до 19 *кг/см²* и около 2,5 *кг/см²* (нерегулируемый).

Для фреонового реле диапазон настройки давления размыкания прессостата от 550 *мм* рт. ст. до 3,8 *ати*, дифференциал можно изменять от 0,4 до 1,5 *кг/см²*. Маноконтроллер рассчитывают на размыкание контактов (т. е. на выключение компрессора) в пределах давлений от 6 до 12 *ати*, дифференциал не регулируется и составляет около 2,5 *кг/см²*. Сильфоны аммиачных реле изготовляют из нержавеющей стали, фреоновых — из сплава меди и цинка.

Поплавковые регулирующие вентили

Устройство поплавкового регулирующего вентиля и схема его включения в холодильную систему показаны на рис. 97.

Корпус *3* имеет крышку *1* со сверлениями для проходящего через нее холодильного агента и два фланца — нижний и верхний — для соединительных трубопроводов с испарителем. Внутри корпуса находится коромысло *10*, к которому с одной стороны заклепкой *5* прикрепляется поплавок *9*, а с другой — противовес *4*, закрепляемый к коромыслу винтом *8*.

Коромысло подвешено на оси *6* и шарнирно связано со шпинделем *15*, левый заостренный конец его является игольчатым клапаном. Шпиндель-клапан горизонтально перемещается в направляющем штуцере *12* в зависимости от поворота коромысла, при этом дроссельное отверстие в седле *11* открывается или закрывается заостренным концом шпинделя.

Жидкий холодильный агент подключается к поплавковому регулирующему вентилю через верхнее сверление крышки. Верхним фланцем прибор соединяется с паровым пространством испарителя, а нижним — с жидкостным.

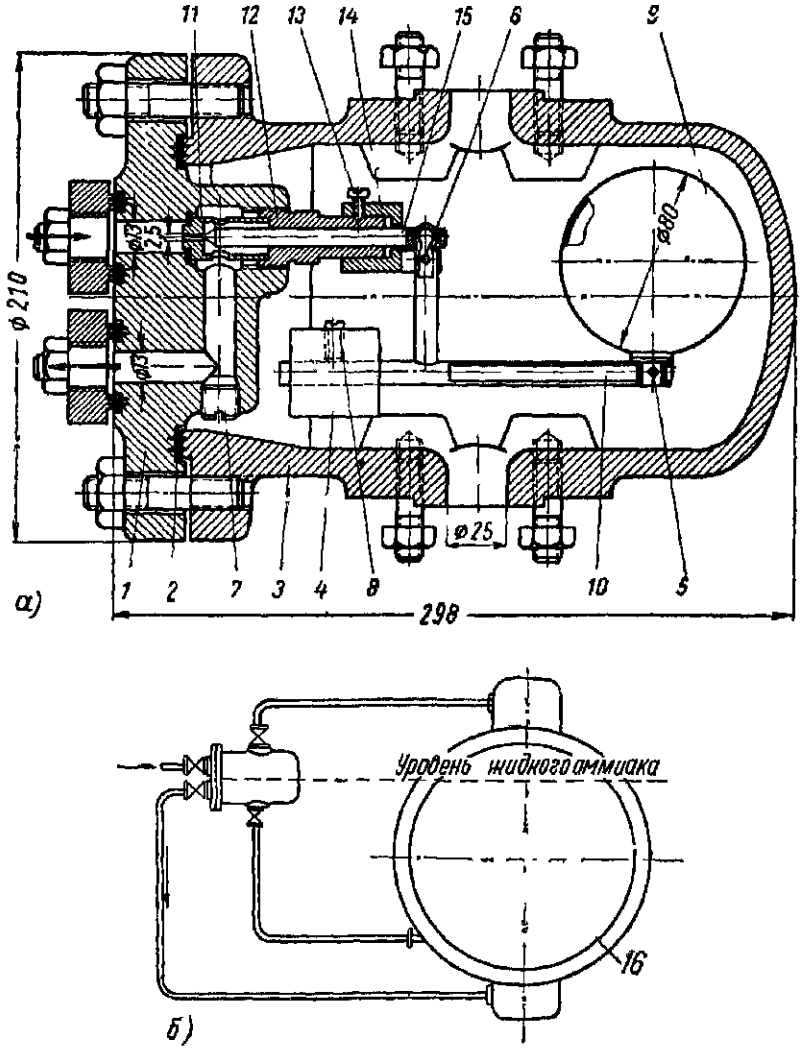


Рис. 97. Поплавковый регулятор низкого давления:
а — разрез; *б* — схема присоединения

Эти приборы регулируют подачу жидкого холодильного агента из конденсатора в испаритель.

Жидкий холодильный агент, пройдя дроссельное отверстие, через вертикальный канал, закрытый снизу пробкой 7, и нижнее сверление крышки проходит в испа итель.

Поплавковая камера и испаритель *16* являются сообщающимися сосудами, поэтому при понижении уровня жидкого холодильного агента в испарителе падает уровень и в поплавковой камере За изменением уровня в ней следует поплавок; если он опускается, клапан отходит от седла, увеличивая подачу жидкого холодильного агента в испаритель; когда поплавок поднимается, проходное отверстие клапана прикрывается.

Прибор служит поплавковым регулятором низкого давления, так как устанавливается на стороне низкого давления холодильной машины. Известны также поплавковые регуляторы высокого давления; их ставят на стороне высокого давления для обеспечения определенного уровня жидкости в ресивере.

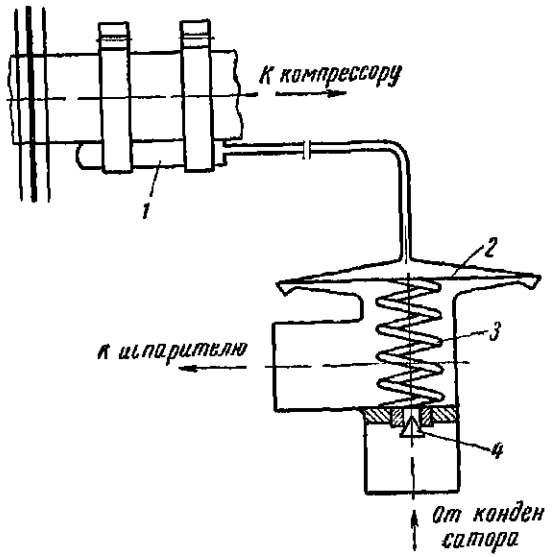


Рис. 98. Схема терморегулирующего вентиля

Поплавковые регулирующие вентили низкого давления имеют номинальную производительность от 10 до 800 тыс. *ккал/час*.

Терморегулирующие вентили

Терморегулиру ю щ и е вентили предназначены для автоматического регулирования количества холодильного агента, поступающего в испаритель. Действие их определяется степенью перегрева паров, выходящих из испарителя к компрессору. Поэтому терморегулирующие вентили называют также регуляторами перегрева агента. Конструктивно терморегулирующие вентили выполняются сильфонные и мембранные, но принцип действия их одинаковый (рис. 98).

В металлическом герметическом корпусе укреплена мембрана *2*, изготовленная из бериллиевой или фосфористой бронзы (для фреона) и из нержавеющей стали (для аммиака). В корпусе ниже мембраны находится пружина *3*, на которую действует мембрана. Пружина связана с клапаном *4*, в котором дросселируется холодильный агент, проходящий из конденсатора в испаритель.

Полость над мембраной соединена капиллярной трубкой с термобаллоном или чувствительным патроном *1*. Термобаллон, трубка и верхняя полость корпуса заполнены легкокипящим веществом (обычно тем же холодильным агентом).

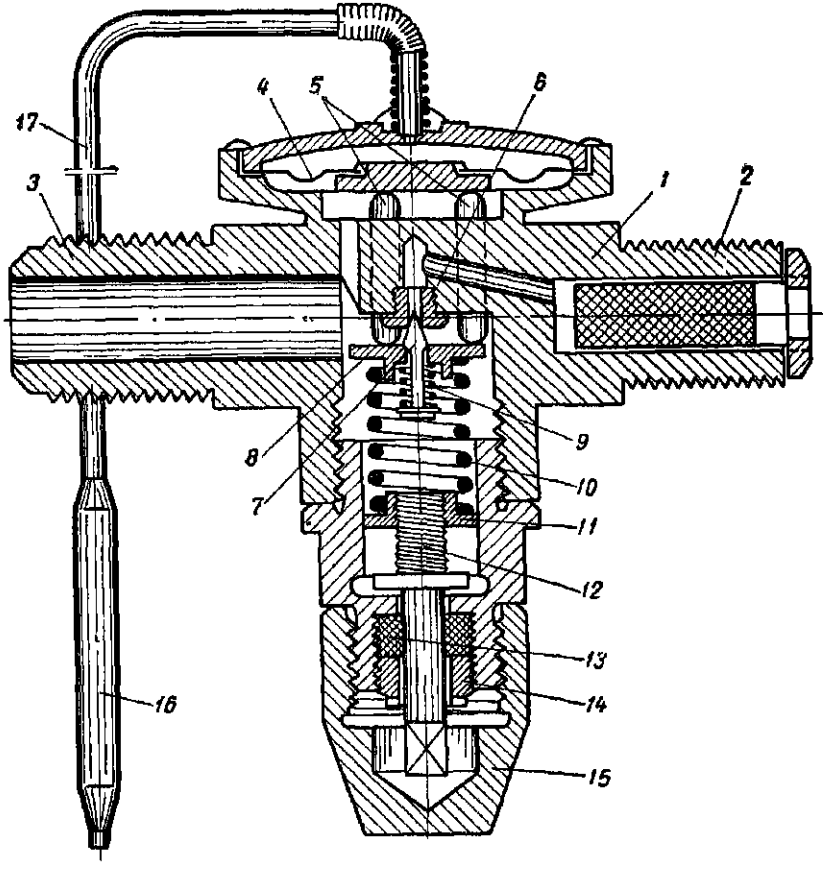


Рис. 99. Мембрааиый терморегулирующий вентиль

1 — корпус, *2* — входной штуцер, *3* — выходной штуцер, *4* — мембрана, *5* — толкатели, *6* — седло, *7* — игла, *8* — иглодержатель, *9*, *10* — пружины, *11* — гайка, *12* — регулировочный винт, *13* — сальник, *14* — букса, *15* — колпачковая заглушка, *16* — чувствительный патрон, *17* — капиллярная трубка

Эта замкнутая система называется силовым элементом прибора, а части ниже мембраны — регулирующим элементом прибора.

Чувствительный патрон *1* должен быть плотно прижат к всасывающему трубопроводу у выхода из испарителя. Легкокипящее вещество термобаллона имеет такую же температуру, как и выходящие из испарителя па ы холодильного агента.

С изменением температуры паров холодильного агента изменяется температура, а следовательно, и давление вещества в силовом элементе прибора. Силовой элемент действует на регулирующий элемент, определяя степень открытия проходного отверстия клапана *4*. При повышении перегрева количество проходящего в испаритель агента увеличивается, а при понижении — уменьшается.

В сильфонных терморегулирующих вентилях при эксплуатации часто нарушается герметичность сильфона, в то время как мембранные более надежны, проще устроены и компактны.

На рис. 99 показан мембранный терморегулирующий вентиль для фреоновой установки. Корпус прибора выполнен из латуни. Вверху к корпусу припаян силовой элемент, внизу укреплен узел иглы клапана и винт настройки.

Игла вставлена в иглодержатель и находится под воздействием пружины *9*. На иглодержатель действует другая пружина *10*, стремящаяся прижать иглу к седлу.

Давление паров легкокипящего вещества через мембрану и стержни-толкатели передается на иглодержатель. Холодильный агент, поступая в прибор, проходит через сетчатый фильтр, в котором отделяются механические примеси, далее дросселируется и выходит через выходной штуцер. Настройка прибора осуществляется при помощи винта *12*. При ослаблении пружины перегрев уменьшается и наоборот. Пределы настройки от 2 до 10°.

Водорегулирующие вентили или регуляторы давления конденсации

Эти вентили применяют при водяном охлаждении конденсаторов, в которых отсутствуют устройства для охлаждения оборотной воды. Этот прибор регулирует подачу воды на конденсатор соответственно его тепловой нагрузке и позволяет поддерживать в конденсаторе приблизительно постоянными давление и температуру конденсации агента.

Устройство и принцип действия водорегулирующего вентиля показаны на рис. 100. Пространство над мембраной *1* сообщается с конденсатором, и положение мембраны определяется давлением холодильного агента в конденсаторе. Мембрана действует на связанный с ней клапан *2*, через живое сечение которого подается вода на конденсатор. При повышении давления в конденсаторе клапан автоматически приоткрывается, и подача воды увеличивается; с понижением давления клапан прикрывается, и количество воды уменьшается.

На рис. 101 показан водорегулирующий вентиль конструкции ВНИХИ. При помощи этого вентиля не только регулируется подача воды на конденсатор, но компрессор автоматически останавливается в том случае, если в конденсатор прекращается подача воды и в нем устанавливается чрезмерно повышенное давление.

Соленоидные или электромагнитные вентили

Они служат для автоматического пропуска жидкости (холодильного агента — аммиака или фреона, воды и рассола) по трубопроводам, работают как автоматически действующие запорные вентили. Принципиальная схема устройства соленоидного вентиля показана на рис. 102.

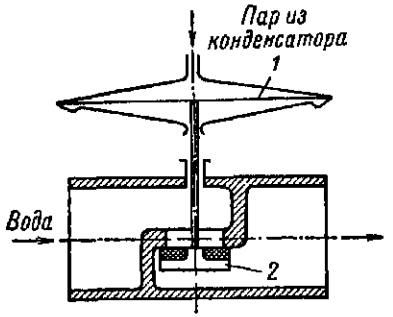


Рис. 100. Принципиальная схема водорегулирующего вентиля

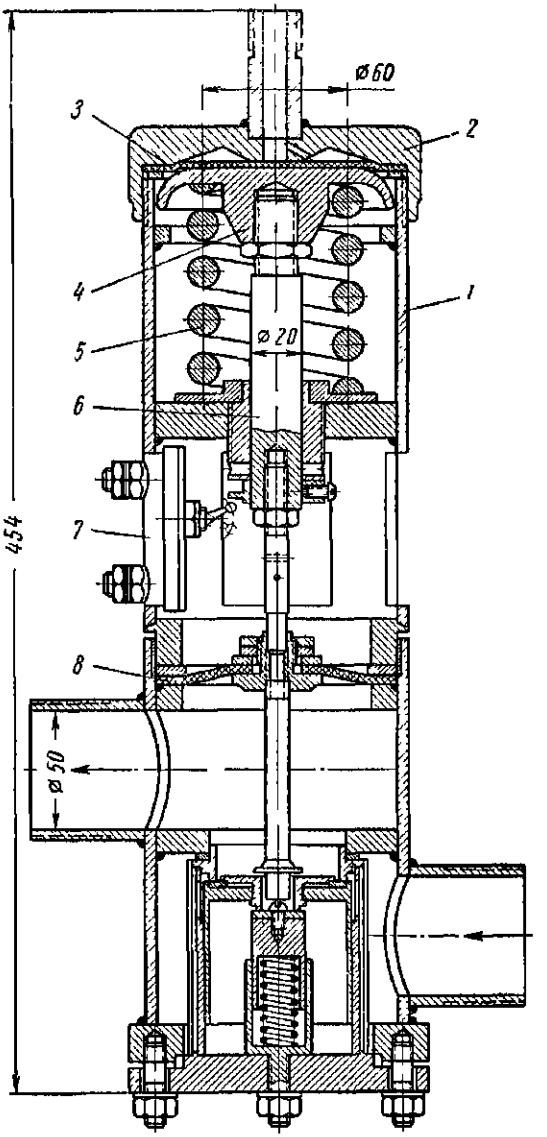


Рис. 101. Водорегулирующий вентиль ВРВ-50:

1 — корпус, *2* — крышка, *3*, *8* — мембраны, *4* — грибок, *5* — пружина, *6* — стержень, *7* — клеммы выключателя максимального давления

Прибор состоит из электромагнитной катушки *1* (соленоида) и клапана *2*. Соленоидный вентиль является двухпозиционным автоматическим вентилем (клапан открыт или полностью

закрыт). Монтируют его комплектно с каким-либо другим первичным прибором, например прибором автоматического регулирования температуры в охлаждаемых помещениях или с дистанционным указателем уровня жидкости в испарителе.

При повышенной температуре в охлаждаемых помещениях регулятор температуры замыкает электрическую цепь, электроток поступает в электромагнитную катушку; возникающая при этом электромагнитная сила заставит сердечник подняться — клапан открывается. При достижении в охлаждаемом помещении достаточно низкой температуры регулятор температуры разомкнет электрическую цепь, поступление электротока к соленоиду прекратится, и сердечник опустится под действием собственного веса — клапан закроется. Аналогичным образом действует соленоидный вентиль в комплекте с дистанционным указателем уровня.

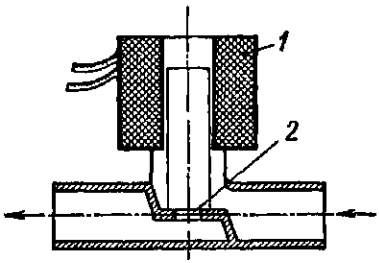


Рис. 102. Схема соленоидного вентиля

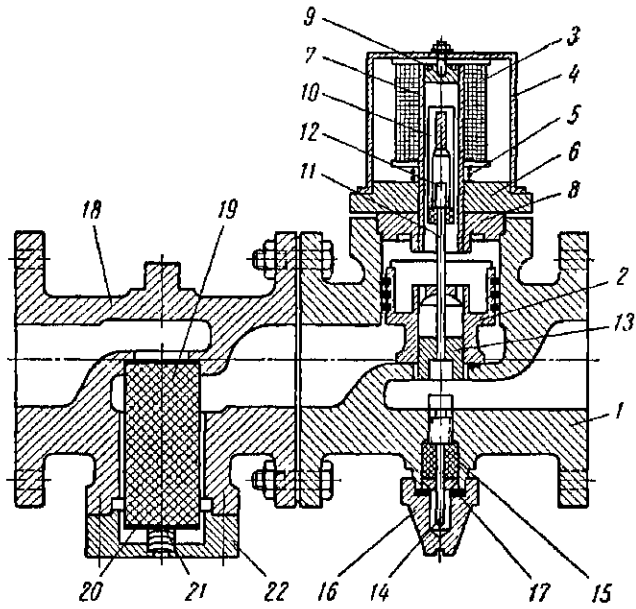


Рис. 103. Солеиоидиый рассольный вентиль: *1* — корпус, *2* — клапан поршня, *3* — электромагнитная катушка, *4* — кожух, *5* — пружина, *6* — фланец, *7* — трубка, *8* — диск, *9* — упор, *10* — сердечник, *11* — шток, *12* — стержень, *13* — штуцер, *14* — винт, *15* — сальник, *16* — колпачок, *17* — прокладка, *18* — корпус фильтра, *19* — сетка, *20* — диск, *21* — пружиiа, *22* — крышка

На водяном трубопроводе при входе воды в конденсатор соленоидный вентиль устанавливают в случае отсутствия водорегулятора. На рассольном трубопроводе соленоидные вентили располагают на входе рассола в охлаждающие батареи.

На рис. 103 показан соленоидный рассольный вентиль СВР-50 конструкции ВНИХИ. Вентили для аммиака и фреона отличаются применением различных материалов, например, детали, соприкасающиеся с холодильным агентом, для аммиака выполняют из нержавеющей стали, для фреона — из латуни.

Реле температуры или термостаты — это приборы, регулирующие температуру воздуха охлаждаемых помещений или рассола в испарителях, двухпозиционные, действующие путем замыкания или размыкания электроцепи в зависимости от ко-

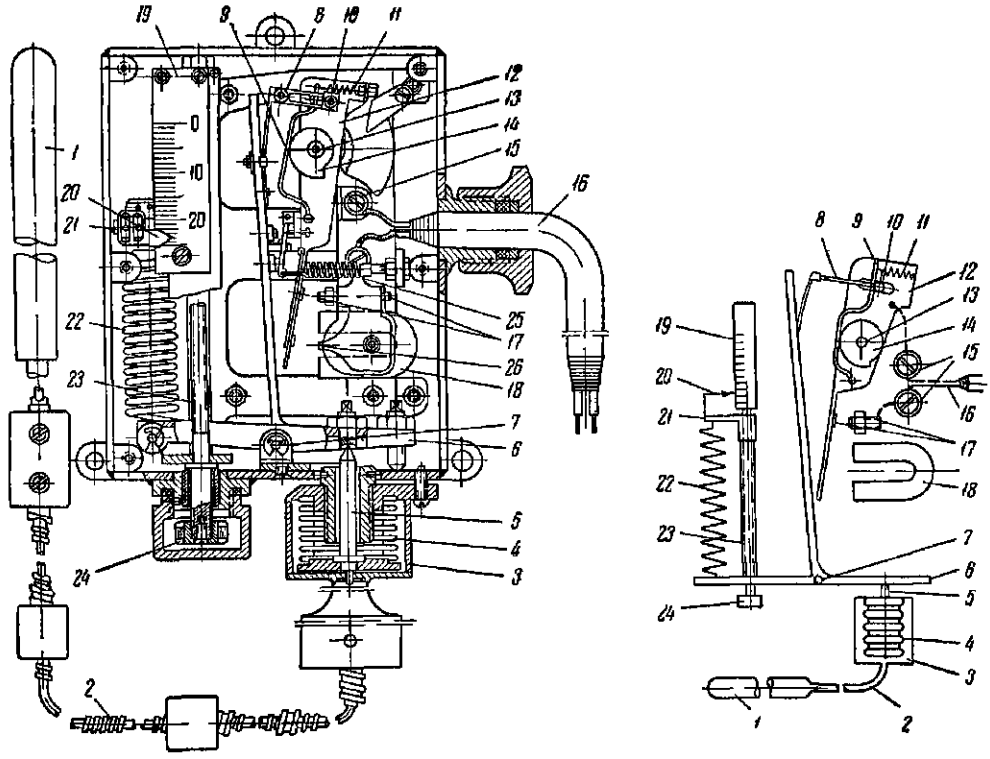


Рис. 104. Реле температуры:

1 — термобаллон, *2* — капиллярная трубка, *3* — камера сильфона, *4* — сильфон, *5* — игла, *6* — угловой рычаг, *7* — ось, *8* — тяга, *9* — рычаг, *10* — палец, *11* — пружина, *12* — контактная пластина, *13* — ось, *14* — кулачок, *15* — клеммы, *16* — электрические провода, *17* — основные контакты, *18* — подковообразный магнит, *19* — температурная шкала, *20* — указатель, *21* — каретка, *22* — пружина, *23* — винт, *24* — ручка, *25* — пружина, *26* — искрогасительные контакты

лебаний температуры охлаждаемой среды. Таким образом они управляют каким-либо исполнительным механизмом (например, соленоидным вентилем).

На рис. 104 показано реле температуры ТДДА, т. е. термореле двухпозиционное дистанционное аммиачное. Основные части прибора: корпус, чувствительный элемент и исполнительный механизм.

В термобаллоне *1*, трубке *2* и сильфонной камере *3* находится фреон-12. Термобаллон устанавливают в холодильной камере или в рассольном баке. Когда повышается температура

контролируемой среды, давление в чувствительном элементе возрастает и вследствие этого сжимается сильфон *4*. В этом случае игла *5* поворачивает рычаг *6* вокруг оси *7* так, что верхний конец рычага, отклоняясь влево, увлекает через тягу *8* палец *10*.

Палец может перемещаться в прорези контактной пластины *12*, дойдя до амортизирующего рычага *9*, он поворачивает кон-

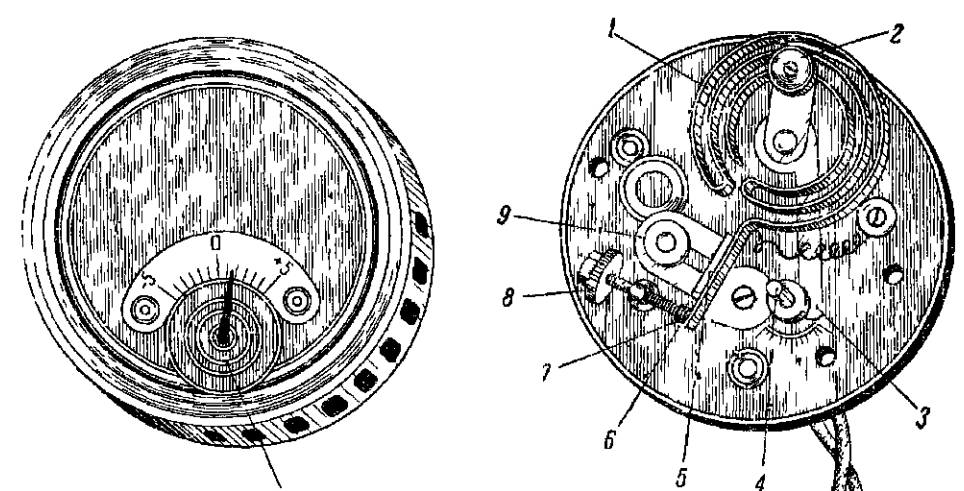


Рис. 105. Реле температуры с биметаллическим чувствительным элементом:

1 — биметаллическая спираль, *2* — стойка, *3* — пластинка-рычаг, *4* — ось, *5* — пластинка (якорь), *6* — подвижный контакт, *7* — неподвижный контакт, *8* — винт для регулирования дифференциала прибора, *9* — магнит, *10* — круглая ручка

тактную пластину *12* вокруг оси *13* и приближает нижний конец ее к магниту *18*. Если пластина примкнет к магниту, контакты *17* замкнутся. Когда понижается температура контролируемой среды, давление фреона в чувствительном элементе понижается, рычаг *6* поворачивается в обратную сторону и электроконтакты *17* разомкнутся.

Этот прибор имеет манометрический чувствительный элемент.

Реле температуры с биметаллическим чувствительным элементом (рис. 105) — двухпозиционный терморегулятор, применяемый для поддержания заданной температуры воздуха в камерах. Чувствительный элемент выполнен в виде биметаллической спирали, один конец которой закреплен на стойке, а другой — свободный, снабжен подвижным контактом.

При повышении температуры воздуха в камере подвижной контакт приближается к неподвижному и происходит их замы-

кание. При понижении температуры контакты отходят друг от друга и исполнительный механизм выключается. Части прибора с биметаллическим элементом монтируют в небольшой пластмассовой коробке.

В зависимости от назначения холодильной установки в схему, кроме элементов, предназначенных для производства и использования холода, включаются также элементы вспомогательного характера и приборы контроля и регулирования.

СХЕМЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Все элементы схемы должны быть взаимосвязаны и так расположены, чтобы установка была надежной и гибкой при технической эксплуатации и ремонте, а обслуживающий персонал имел бы возможность наблюдать и контролировать процесс.

В схеме должна быть заложена возможность достаточно простой регулировки температур и экономичной эксплуатации установки; она должна быть по возможности проста и приемлема в отношении охраны труда и техники безопасности; соединительные трубопроводы должны иметь минимальную длину. В схеме предусматривают переключения универсальных камер на различные температуры и отключения холодильного оборудования отдельных этажей и камер холодильника от общей схемы, не нарушая режима работы других камер.

В схемах предусматривают взаимозаменяемость машин. Однако это должно быть обосновано, так как неоправданные дополнительные соединительные трубопроводы усложняют схему. Хорошо разработанная схема холодильной установки с правильным расположением ее элементов и расстановкой контрольно-измерительных приборов является необходимым условием, облегчающим техническую эксплуатацию всего оборудования.

В последние годы разработаны новые прогрессивные схемы холодильных установок. Рассмотрим следующие схемы: аммиачной насосной автоматизированной установки; малоемкой насосной автоматизированной установки с верхней подачей жидкого холодильного агента, с батареями каскад; аммиачной установки двухступенчатого сжатия; фреоновой автоматизированной холодильной установки; автоматизированной холодильной установки с рассольной системой охлаждения камер.

Схема холодильной установки, разработанная ВНИХИ для крупных холодильников, показана на рис. 106. В ней предусмотрены аммиачный насос, циркуляционный ресивер, отделитель жидкости, оребренные трехтрубные батареи, уровнедержатели,

коллекторы (жидкостные, газовые и дренажные) и приборы автоматики.

Насос подает жидкий аммиак из циркуляционного ресивера в уровнедержатель верхнего этажа холодильника. Из уровнедержателя он попадает в вертикальный коллектор, питающий

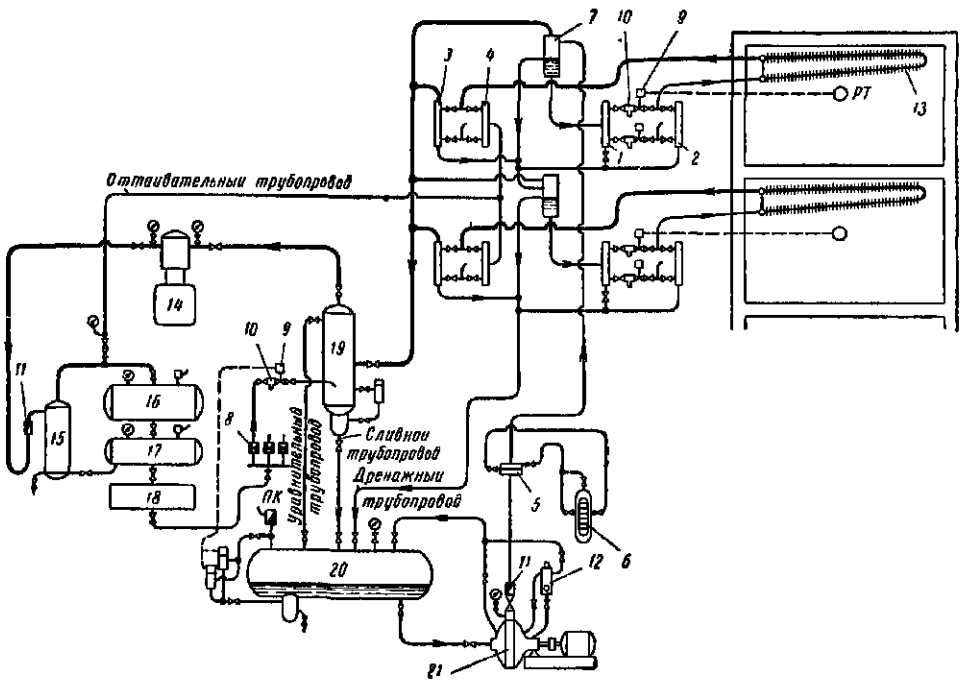


Рис. 106. Аммиачная насосная схема:

1 — жидкостной коллектор, *2* — дренажный коллектор, *3* — газовый коллектор, *4* — оттаивательный коллектор, *5* — диафрагма, *6* — ртутный гапсометр, *7* — уровнедержатель, *8* — регулирующий вентиль, *9* — соленоидный вентиль, *10* — фильтр, *11* — обратный клапан, *12* — бачок для смазки, *13* — батареи, *14* — компрессор, *15* — маслоотделитель, *16* — конденсатор, *17* — линейный ресивер, *18* — переохладитель, *19* — отделитель жидкости, *20* — циркуляционный ресивер, *21* — аммиачный насос

батареи этого этажа, а также по переливной трубе избыточное количество его поступает в уровнедержатель ниже расположенного этажа. Отсюда избыточное количество жидкого аммиака возвращается в циркуляционный ресивер. Питание батарей осуществляется через соленоидные вентили, включаемые в работу термостатами.

Таким образом, схемой предусмотрено автоматическое регулирование температуры в камерах. Так как насос подает аммиака больше, чем его испаряется в системе, то этим обеспечивается устойчивое питание приборов охлаждения.

Из батарей парообразный аммиак отсасывается компрессором через газовые коллекторы и отделитель жидкости. Для

поддержания определенного уровня аммиака в ресивере на нем устанавливают дистанционные указатели уровня, а у отделителя жидкости — соленоидный вентиль. Для оттайки снеговой шубы на батареях предусмотрен специальный трубопровод подачи горячего агента в батареи. При этом процессе жидкий аммиак из батарей сливается в циркуляционный ресивер.

Преимущества схемы — равномерное распределение в системе агента, отсутствие влияния столба жидкости на температуру кипения в батареях, меньшая вероятность гидравлического удара в компрессоре, высокая эффективность работы батарей.

Схема малоемкой насосной автоматизированной установки с верхней подачей жидкого холодильного агента с батареями каскад показана на рис. 107.

Жидкий аммиак из конденсатора по трубопроводу *1* поступает в ресивер *3*, проходя через соленоидный или поплавковый вентиль *2*. Ресивер снабжен дистанционным указателем уровня *4*, который вместе с соленоидным вентилем поддерживает в нем постоянный уровень жидкого аммиака.

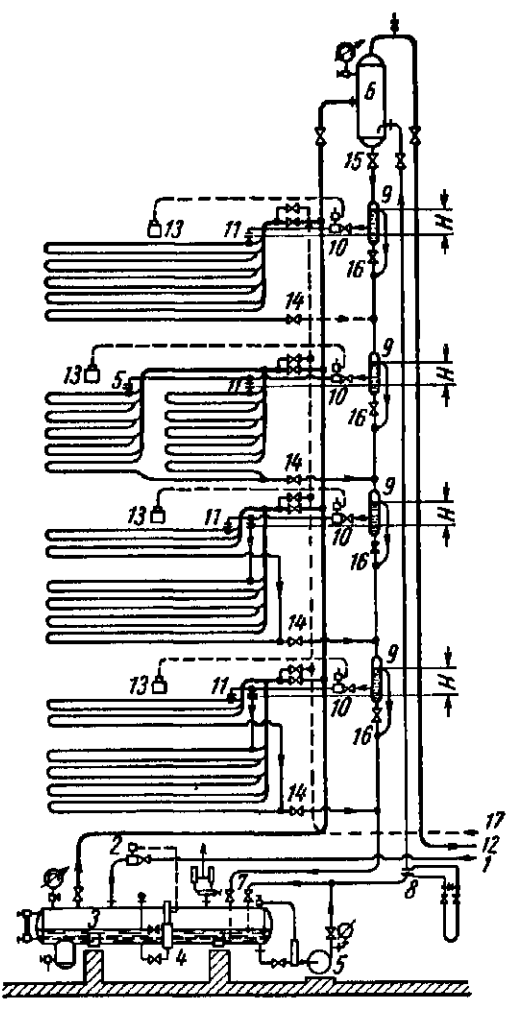


Рис. 107. Схема малоемкой системы охлаждения с батареями каскад

Центробежный насос *5* подает аммиак из ресивера в распределительный сосуд *6*, установленный в верхней части системы. Вентиль *7* байпаса насоса регулирует подачу жидкости в распределительный сосуд, контролируемую при помощи дифманометра, подключаемого к соплу *8*.

Из распределителя жидкий аммиак самотеком по трубе *15* поступает в напородержатель *9*, а оттуда п и закрытом вен-

тиле *16* через соленоидный вентиль *10* и дифрагмы *11* под напором *H* — в охлаждающие батареи камер верхнего этажа. Холодильный агент стекает по шлангам батареи каскад неполным сечением.

Пары в батареях отделяются от жидкости и направляются через паровую магистраль в распределительный сосуд. Из верхней зоны распределительного сосуда пары холодильного агента по трубопроводу *12* отсасываются компрессором. Неиспарившаяся в батареях верхнего этажа жидкость стекает в трубопровод *14* и далее в напородержатель нижерасположенного этажа и т. д. Из батарей нижнего этажа жидкий аммиак стекает в ресивер *3* для повторной циркуляции.

В камерах холодильника установлены термостаты *13*, которые регулируют действие соленоидных вентилей, питающих охлаждающие батарен камер. Подача жидкого аммиака в батареи зависит от сечения диафрагмы *11* и величины гидравлического напора жидкости над ней *H*, поддерживаемого напородержателем.

Испытания и эксплуатация малоемких систем с батареями каскад показали их чувствительность к изменениям в подаче жидкого холодильного агента; при включении этих систем быстро достигается нормальный режим работы, при выключении или перебоях в подаче жидкого аммиака теплопередача значительно ухудшается.

Одно из важнейших условий нормальной работы малоемкой системы бесперебойная работа циркуляционного аммиачного насоса для обеспечения необходимой подачи из ресивера в распределительный сосуд холодильного агента.

Эксплуатация каскадных и частично затопленных систем показывает также благоприятное их влияние на работу компрессоров холодильных установок. Компрессоры работают нормально без влажного хода даже в случаях переменного теплового режима. Снеговую шубу с батарей удаляют горячими парами холодильного агента по трубе *17*, после того, как прекращена подача в батареи жидкого агента и батареи камеры отключены от системы.

Схема аммиачной установки двухступенчатого сжатия, разработанная ЦКБХМ, приведена на рис. 108. Эта схема позволяет использовать одноступенчатые компрессоры путем соответствующего подбора для осуществления процесса двухступенчатого сжатия и получения низких температур испарения (—35°, —45°).

Схема фреоновой автоматизированной холодильной установки небольшой холодопроизводительности показана на рис. 109.

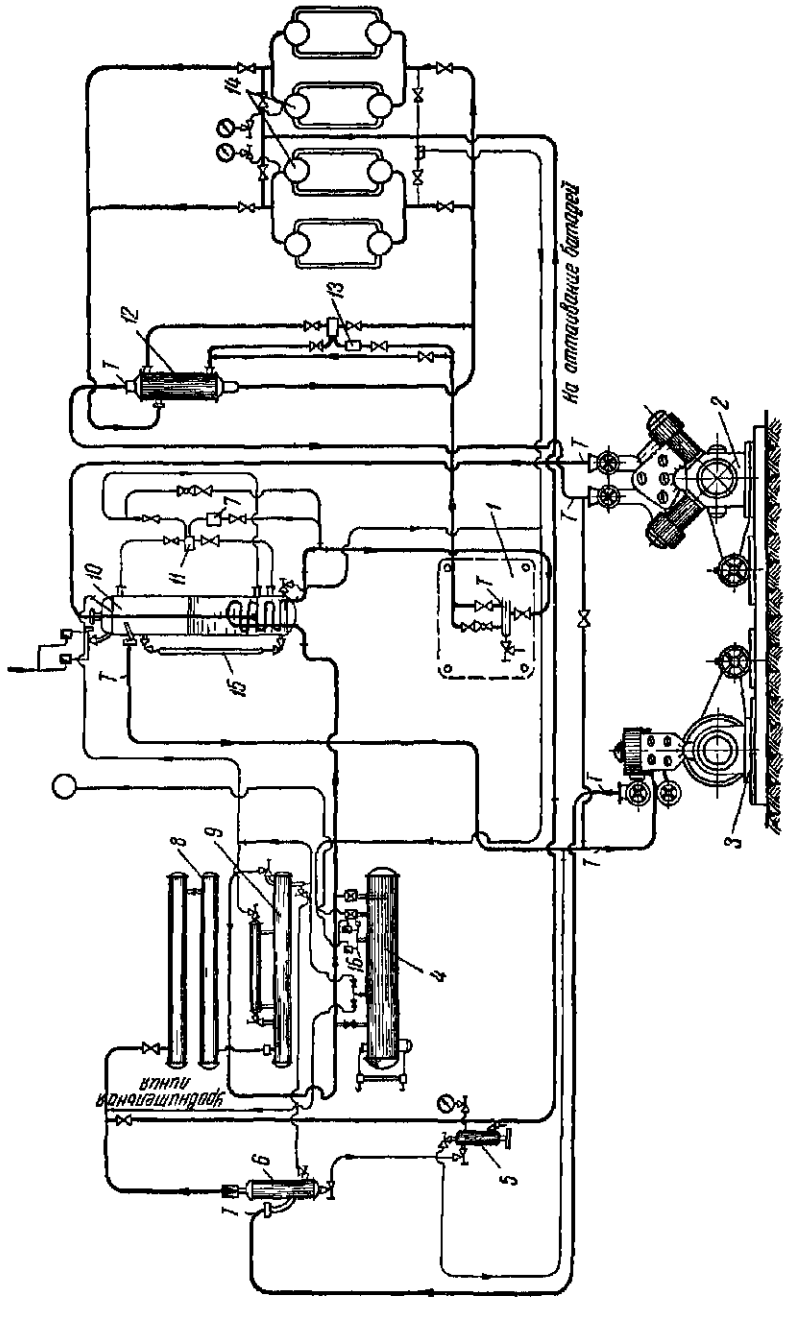


Рис. 108. Аммиачная двухступенчатая холодильная установка:

1 — регулирующая станция, *2* — компрессор низкого давления, *3* — компрессор высокого давления, *4*, *9* — ресиверы, *5* — маслосборник, *6* — маслоотделитель, *7*, *13* — фильтры, *8* — конденсатор, *10* — промежуточный сосуд, *11* — поплавковый регулирующий вентиль, *12* — отделитель жидкости *14* — испаритель, *15* — указатель уровня, *16* — предохранительные клапаны, *T* — термометры

Терморегулирующие вентили, которыми снабжены приборы охлаждения, регулируют заполнение испарителя жидким холо-

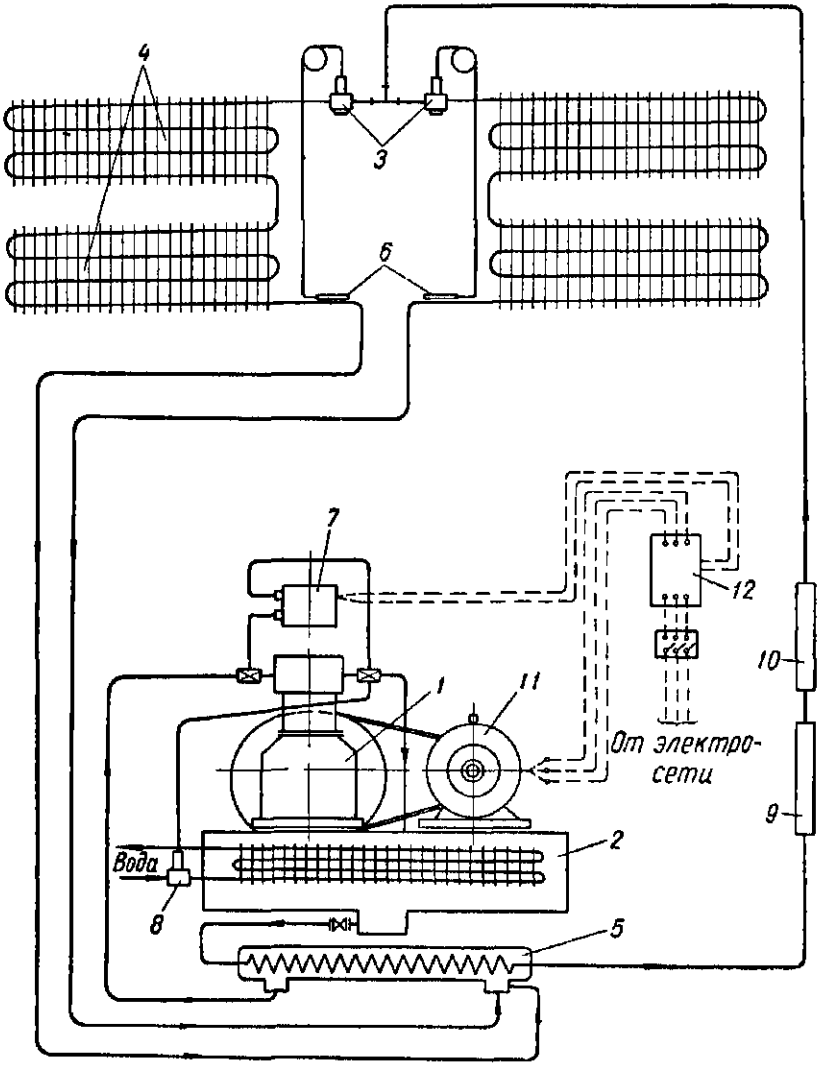


Рис. 109. Автоматическая фреоновая холодильная машина:
1 — компрессор, *2* — конденсатор, *3* — терморегулирующие вентили, *4* — испарители, *5* — теплообменник, *6* — чувствительные патроны, *7* — реле давления, *8* — водорегулирующий вентиль, *9* — осушитель, *10* — фильтр, *11* — электродвигатель, *12* — магнитный пускатель

дильным агентом в зависимости от тепловой нагрузки испарителя.

Работа компрессора регулируется прессостатом реле давления, останавливающего или включающего компрессор в зави-

симости от давления всасывания, а также манометром реле давления, который предупреждает повышение давления нагнетания сверх допустимого предела.

Схема автоматизированной холодильной установки с рассольной системой охлаждения камер приводится на рис. 110.

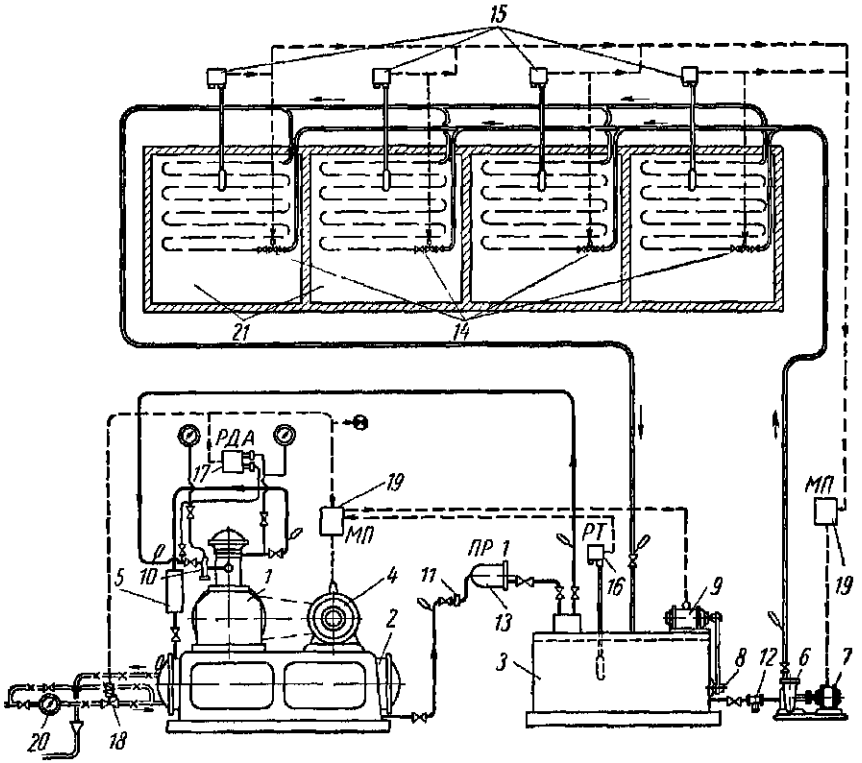


Рис. 110. Схема автоматизированной аммиачной холодильной установки:

1 — компрессор, *2* — конденсатор, *3* — испаритель, *4* — электродвигатель компрессора, *5* — маслоотделитель, *6* — рассольный насос, *7* — электродвигатель насоса, *8* — мешалка, *9* — электродвигатель мешалки, *10* — грязеуловитель, *11* — аммиачный фильтр, *12* — рассольный фильтр, *13* — поплавковый регулятор высокого давления, *14* — соленоидные рассольные вентили, *15, 16* — реле температуры, *17* — реле давления, *18* — соленоидный водяной вентиль, *19* — магнитные пускатели, *20* — водомер, *21* — камеры

Из приборов автоматики в схему включены поплавковый регулятор (регламентирует работу испарителя), реле температуры (регулирует работу компрессора), соленоидный вентиль для пропуска воды на конденсатор, реле давления (манометр и прессостат) и камерные реле температуры с соленоидными вентилями.

Глава V

АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И УСТРОЙСТВО АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Принцип действия абсорбционных холодильных машин, работающих бинарными смесями, был рассмотрен в главе I.

Основное преимущество этих машин заключается в возможности использования для их работы дешевых источников тепла низкого потенциала, например отработавшего пара, использованной в производстве горячей воды, отходящих газов, низкосортного топлива и др. Это преимущество указывает на целесообразность применения абсорбционных машин, прежде всего на тех производственных предприятиях, которые являются потребителями холода и одновременно имеют дешевые источники тепла. Кроме того, эти машины выгодно применять в районах, которые, не располагая электроэнергией, имеют низкосортное топливо.

Абсорбционные машины просты в обслуживании, их основные элементы не имеют быстро изнашивающихся движущихся частей.

В качестве рабочего вещества современных абсорбционных машин обычно применяют бинарную смесь — водоаммиачный раствор, в котором холодильным агентом является аммиак, а поглотителем — вода.

В процессах получения холода при помощи компрессионных и абсорбционных машин, а также в устройстве и принципе действия ряда аппаратов той и другой системы имеется много общего. Основное отличие абсорбционной машины заключается в том, что в ней для сжатия паров холодильного агента используют принцип термохимического компрессора, для работы которого требуется затрата энергии не в виде механической работы, а в виде тепла (пара, горячей воды, дымовых газов).

В замкнутой системе абсорбционной машины (рис. 111) осуществляются процессы выпаривания холодильного агента из раствора, конденсация аммиака, кипение и абсорбция (поглощение).

В генераторе-кипятильнике *9* находится водоаммиачный раствор, нагреваемый змеевиком, внутри которого проходит какой-либо источник тепла, используемый в абсорбционной машине (отработавший пар, горячая вода и др.). При нагревании раствора из него выделяют пары, содержащие главным образом аммиак и 10—15% воды. Из генератора пары поднимаются в ректификатор *10* — аппарат, служащий для повышения концентрации пара. Здесь более нагретые пары соприкасаются с менее нагретым крепким водоаммиачным раствором, поступающим из абсорбера *5*. При этом раствор нагревается, выделяя некоторое количество аммиака, а пары охлаждаются, выделяя (в виде коидеисата) некоторое количество воды. Следовательно, в ректификаторе в результате изъятия из паров одного из компонентов — водяного пара и присоединения к нему другого — аммиака, повышается концентрация паров, и содержание в них аммиака увеличивается до 95—99,5%.

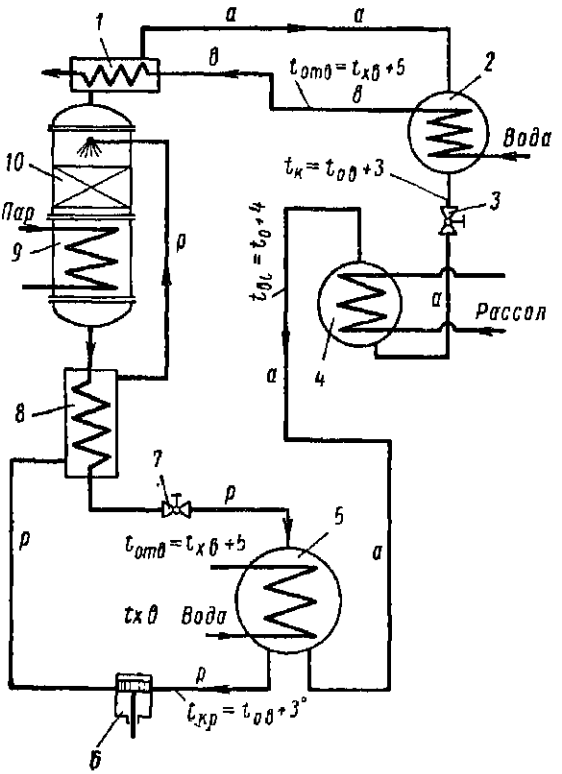


Рис. 111. Абсорбциоиная машина:
а — аммиак; *в* — вода; *р* — раствор

В аппарате-дефлегматоре *1* пары окончательно освобождаются от содержащейся в них остаточной воды. В этом аппарате пары охлаждаются примерно на 30° холодной водой, полученной из какого-либо природного источника. При таком значительном охлаждении водяные пары, которые сжижаются легче аммиачных, конденсируются. Флегма, т. е. сконденсированные водяные пары с содержанием небольшого количества аммиака, удаляется из дефлегматора и возвращается в ректификатор. Практически чистые аммиачные пары из дефлегматора направляются в конденсатор *2,* где под воздействием холодной воды, проходящей в змеевике, конденсируются. Правильная регулировка температуры паров, выходящих из дефлегматора,

является одной из основных операций при эксплуатации абсорбционных холодильных машин. Чрезмерное переохлаждение паров после дефлегматора вызывает частичную конденсацию аммиачных паров, что заметно снижает производительность машины. Колониа, т. е. комплекс — кипятильник, ректификатор и дефлегматор,— в этом случае будет работать на себя, т. е. замкнутым циклом. В то же время иедостаточное охлаждение паров после дефлегматора, приводит к значительному увеличению в парообразном аммиаке водяных паров, что ухудшает работу испарителя *4*, так как в этом случае в испарителе для достижения того же температурного режима приходится поддерживать более низкое давление p_0, а это в свою очередь ведет к ухудшению работы абсорбционной холодильной машины.

Жидкий аммиак из конденсатора подходит к регулирующему вентилю *3*, дросселируется в нем и при пониженном давлении кипит в испарителе *4*, отнимая тепло у рассола. Холодный рассол используется для охлаждения камер холодильника или других целей.

Парообразный аммиак из испарителя *4* направляется в абсорбер *5*. Сюда же стекает слабый водоаммиачный раствор из генератора-кипятильника *9* и смешивается с ним. В абсорбере водоаммиачный раствор жадно поглощает, как бы отсасывает пары аммиака, вследствие чего создается возможность непрерывного кипения аммиака в испарителе.

При абсорбции выделяется большое количество тепла, которое отводится водой, проходящей по змеевику. Крепкий раствор, образующийся в абсорбере в результате поглощения паров аммиака слабым раствором, перекачивается насосом *6* для повторного процесса в генератор-кипятильник. На пути между генератором-кипятильником и абсорбером в схему установки включают теплообменник *8*, в котором крепкий раствор на 40—50° нагревается за счет охлаждения на 50—70° горячего слабого раствора, идущего из генератора-кипятильника в абсорбер.

Процесс в теплообменнике весьма выгоден, так как при понижении температуры слабого раствора абсорбция протекает более энергично, а при повышении температуры крепкого раствора достигается экономия в затрате тепла на выпаривание аммиака в генераторе-кипятильнике. Так как давление в кипятильнике-генераторе высокое, а в абсорбере низкое, слабый раствор по пути из первого аппарата во второй проходит через дроссельный вентиль *7*.

Назначение и принцип действия конденсатора, регулирующего вентиля, испарителя и большей части вспомогательных аппаратов, а также приборов в абсорбционных машинах те же.

что и в компрессионных машинах, поэтому и конструкция этих частей машины одинаковая, только маслоспускные устройства заменяются водоспускными. Поршневой компрессор в абсорбционной машине отсутствует, он заменен термохимическим компрессором, состоящим из генератора-кипятильника, абсорбера, насоса и дроссельного вентиля для слабого раствора, соединенных между собой трубопроводами.

АППАРАТЫ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Рассмотрим устройство аппаратов, относящихся к термохимическому компрессору.

Генератор-кипятильник

Наиболее рациональным типом аппарата является вертикальнокожухотрубный генератор-кипятильник (рис. 112), предложенный проф. И. С. Бадылькесом. Большая нижняя часть внутри его вертикального кожуха занята трубчатой системой, в которой находится крепкий водоаммиачный раствор, стекающий пленкой по внутренней поверхности труб. Греющий пар поступает в межтрубное пространство, отделенное от других частей кожуха трубными досками, он подводится через левый верхний, а отводится из генератора через нижний правый патрубок. Образующийся в генераторе-кипятильнике пар с высокой концентрацией аммиака собирается в верхней части кожуха и отводится через патрубок по стрелке.

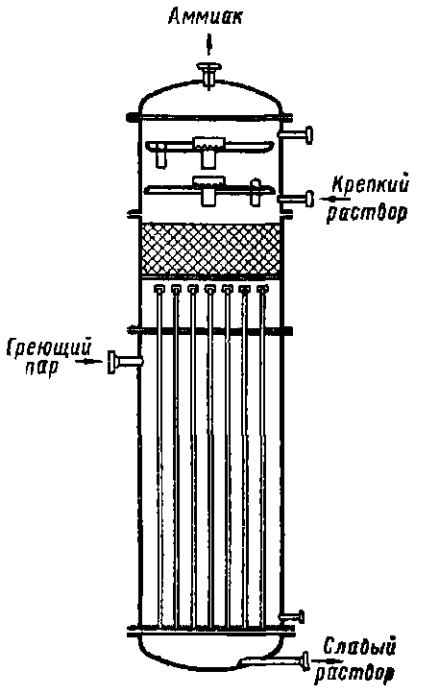


Рис. 112. Генератор-кипятильник

Крепкий раствор подается в генератор через правый верхний патрубок, а слабый отводится через патрубок в нижней части аппарата.

Коэффициент теплопередачи вертикальнокожухотрубного генератора-кипятильника с пленочным орошением составляет около 800, в то время как горизонтальнокожухотрубного лишь 500 *ккал/м²час° С*. Существуют также конструкции элементных генераторов.

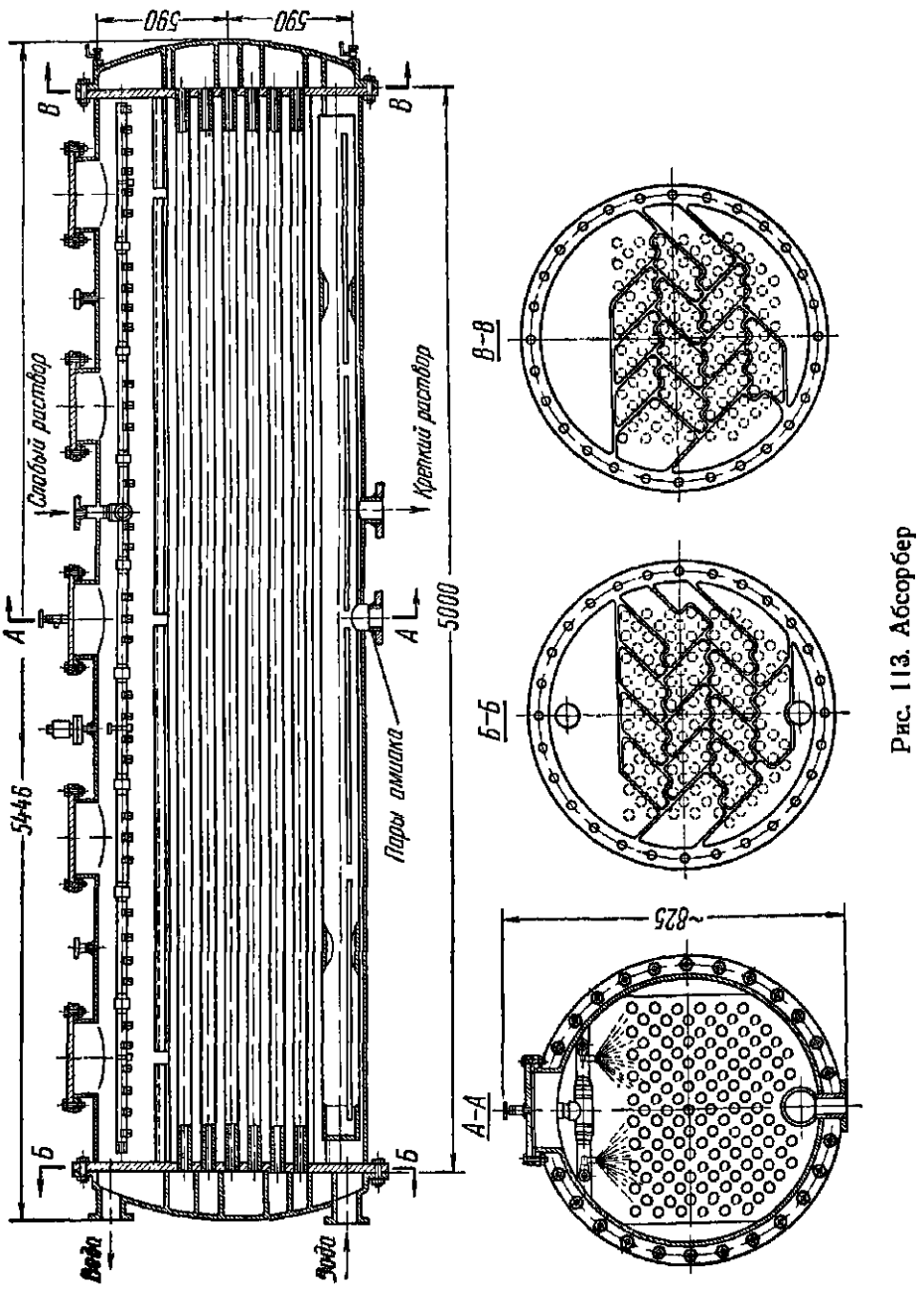


Рис. 113. Абсорбер

Абсорбер

Абсорбер горизонтально-оросительного типа (рис. 113) представляет собой кожух, внутри которого находятся водные трубы, ввальцованные в торцовые трубные доски, и оросительная система, смонтированная в верхней его части. Кожух снабжен крышками с перегородками для повышения скорости воды в абсорбере (принцип многоходовости). Слабый раствор, поступая через верхний патрубок кожуха в распределительную систему, равномерно орошает водяные трубы.

Пары аммиака из испарителя поступают в абсорбер через нижний патрубок кожуха и проходят в аппарате навстречу стекающему слабому раствору, который жадно поглощает аммиак, в результате чего образуется крепкий раствор. Через специальный патрубок в нижней части кожуха крепкий раствор перекачивается в генератор-кипятильник. Теплота поглощения отводится водой, протекающей по трубчатой системе абсорбера.

Коэффициент теплопередачи такого абсорбера составляет 250 *ккал/м² час°* С. Существуют также абсорберы элементные, двухтрубные и др.

Насос для водоаммиачного раствора

Обычно применяются насосы поршневого типа, которые должны удовлетворять требованиям, предъявляемым к насосам для перекачивания кипящих жидкостей. Устанавливают их под абсорбером, что необходимо для создания напора при заполнении насоса, так как иногда даже незначительное разряжение в процессе всасывания вызывает вскипание раствора, нарушающее его работу. Число оборотов насоса не должно превышать 30 в минуту.

Кроме поршневых применяются также центробежные и ротационные насосы.

Ректификатор

Ректификатор выполняют в виде кожуха, внутри которого размещается насадка из тарелок или керамических колец (пустотелых цилиндров).

Тарелки в кожухе располагают в виде каскадной системы. Раствор подается на тарелку, откуда стекает через переливную трубку. Пар поднимается снизу вверх через отверстия, покрытые колпачком с прорезями в нижней части, барботируя через

слой раствора. Непосредственным соприкосновением пара с жидкостью достигается его охлаждение и ректификация.

При использовании керамических колец, орошаемых раствором, пар также проходит через них снизу вверх. И в этом случае непосредственный контакт между паром и раствором приводит к охлаждению и ректификации паров.

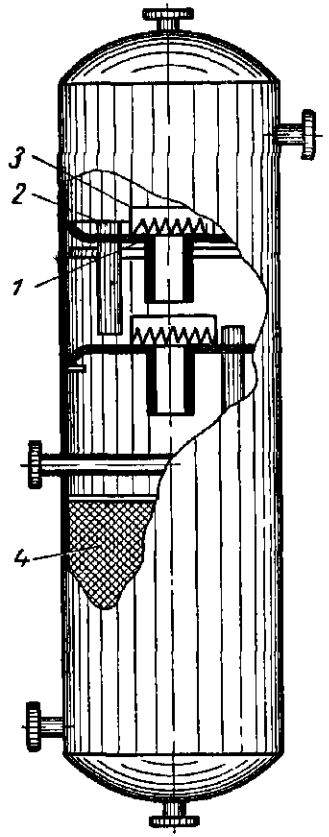


Рис. 114. Ректификатор: *1* — тарелка, *2* — переливная трубка, *3* — колпачок, *4* — цилиндрические кольца

Часто в ректификаторе совмещают оба вида насадок (рис. 114).

Ректификатор располагают обычно в верхней части генератора-кипятильника и конструктивно объединяют с ним.

Для окончательного отделения водяных паров за ректификатором в схему включается дефлегматор (теплообменный двухтрубный, кожухотрубный или кожухозмеевиковый аппарат).

Теплообменник

Теплообменник выполняют обычно в виде элементного двухтрубного или кожухотрубного аппарата. В трубах его протекает слабый водоаммиачный раствор (из генератора-кипятильника в абсорбер), а в межтрубном пространстве противотоком — крепкий раствор (из абсорбера в генератор-кипятильник).

Коэффициент теплопередачи для элементных и двухтрубных теплообменников составляет 600—800, для кожухотрубных 300—400 *ккал/м² час* °С.

ПРИМЕНЕНИЕ АБСОРБЦИОННЫХ МАШИН В РЫБНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ИХ РАБОТЫ

В рыбной промышленности СССР применяют абсорбционные холодильные машины больше, чем в других областях пищевого производства. Несколько десятков абсорбционных холодильных установок различной холодопроизводительности сооружено на береговых предприятиях рыбной промышленности Камчатки, Сахалина и Охотского побережья, в районах, имеющих возмож-

ность широко использовать местные источники тепла, приемлемые для абсорбционных холодильных машин.

В период с 1938 по 1945 г. на рыбокомбинатах Камчатки были сооружены холодильники емкостью 500 *т* с морозильными установками производительностью до 20 *т/сутки*, оборудованные абсорбционными холодильными установками холодопроизводительностью до 150 тыс. *ккал/час* при $t_0 = -32°$ и $t = 25°$.

В каждую абсорбционную установку входило: по два генератора-кипятильника поверхностью по 9,5 $м^2$, два абсорбера поверхностью по 65 $м^2$, два дефлегматора по 2 $м^2$, два водоаммиачных насоса производительностью по 2000 *л/час*, теплообменник поверхностью 36 $м^2$, испаритель 50 $м^2$, конденсатор 50 $м^2$, переохладитель 6,8 $м^2$ и газовый переохладитель 2,6 $м^2$.

Сооружением этих холодильников было положено начало промышленному использованию в рыбной промышленности абсорбционных холодильных машин.

В дальнейшем для предприятий рыбной промышленности Дальнего Востока были разработаны абсорбционные холодильные установки холодопроизводительностью 100 тыс. *ккал/час* при $t_0 = -35°$ и $t = 30°$. Они смонтированы на береговых холодильниках емкостью 700 *т* и производительностью по замораживанию рыбы 50 *т/сутки* (по три установки на каждом холодильнике). Эксплуатация этих машин показала их надежную работу, обеспечивающую поддержание в холодильных камерах запроектированного температурного режима.

По расчетам ВНИХИ средняя стоимость в условиях Камчаткн 1000 *ккал* холода, выработанных абсорбционной установкой, составляет 11,1 коп., в то время как 1000 *ккал* холода, выработанных компрессионной установкой,— 19,2 коп.

Расчеты показывают, что абсорбционные холодильные машины целесообразно устанавливать также на рефрижераторных судах; по энергозатратам в условиях эксплуатации рефрижераторных судов абсорбционные холодильные машины (АХМ) выгоднее, чем компрессионные (КХМ), что показывают кривые на рис. 115.

Несмотря на это абсорбционные холодильные машины применяют на судах лишь в единичных случаях, что объясняется трудностью эксплуатации отдельных аппаратов установки во время качки судна и отсутствием серийного выпуска оборудования. В этом отношении представляет большой нитерес опыт эксплуатации рефрижератора «Невельск», на борту которого смонтирована абсорбционная холодильная установка холодопроизводительностью 500 тыс. *ккал/час* при $t_0 = -40°$ и $t = 30°$. Принципиальная схема этой установки показана на рис. 116.

На судне установлены четыре воздушных морозильных агрегата интенсивного действия общей производительностью 50 *т/сутки* рыбы. В трюмах рефрижератора емкостью 3750 $м^3$ при помощи воздушного охлаждения поддерживается температура —15°.

Опыт работы холодильной установки рефрижератора «Невельск» показывает возможность и целесообразность дальнейшего применения судовых абсорбционных установок.

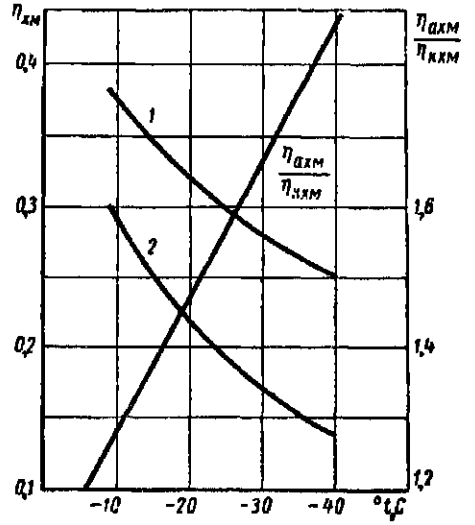


Рис. 115. Тепловые коэффициенты при $t = 30°$:
1 — абсорбционные машины, *2* — компрессорные машины

Однако даже при наличии безусловной целесообразности применения абсорбционных машин (на дизельных судах — использование тепла отходящих газов, на береговых предприятиях — дешевые источники тепла) они пока имеют малое распространение, что объясняется наличием непреодоленных еще недостатков в конструкции и компановке аппаратов машины. По сравнению с компрессионными абсорбционные машины имеют большой вес и громоздки, в них больше расходуется охлаждающей воды.

Работами советских специалистов (проф. Усюкина, инж. Лурье) в области конструирования комплектации и компоновки судовой абсорбционной машины доказано, что эти недостатки вполне преодолимы.

В абсорбционных установках, как и в компрессионных, все большее применение находят приборы автоматики: в схему установки включаются соленоидные вентили, контактные термометры и другие приборы. Контактные термометры, замыкая и размыкая электрическую цепь при достижении соответствующих температур, открывают соленоидные вентили для подачи пара в генераторы-кипятильники и воды в абсорберы.

Абсорбционные холодильные установки могут быть изготовлены практически любой холодопроизводительности. Широкое применение находят машины малой холодопроизводительности, используемые в торговых и домашних шкафах; разработаны и применяются машины холодопроизводительностью 10—30 тыс. *ккал/час*; на предприятиях и судах рыбной промышленности — установки холодопроизводительностью 100—500 тыс. *ккал/час*

и в химической промышленности очень мощные абсорбционные машины.

Приведем некоторые эксплуатационные показатели для машин холодопроизводительностью 30 и 100 тыс. *ккал/час*. В первой машине на 1000 *ккал* при температуре испарения —17 ÷ —18°

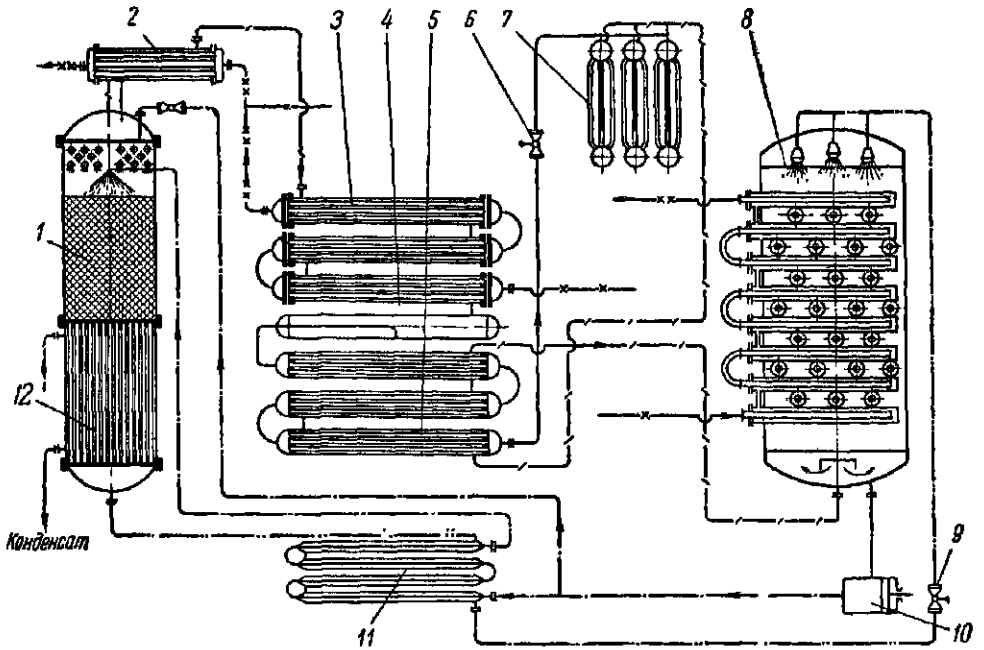


Рис. 116. Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины:
1 — ректификатор, *2* — дефлегматор, *3* — конденсатор, *4* — ресивер жидкого аммиака, *5* — переохладитель, *6* — регулирующий вентиль, *7* — испаритель, *8* — абсорбер, *9* — регулирующий вентиль на слабом растворе, *10* — насос, *11* — теплообменник, *12* — генератор-кипятильник

— · — крепкий раствор,
— / — газообразный аммиак,
— х — свежая вода,
— — — — греющий пар
— ·· — слабый раствор,
——— жидкий аммиак,
— хх — отработанная вода

расход греющего пара составляет 4,5—5,5 *кг*, при температуре испарения —29 ÷ —30° от 5,5 до 6,5 *кг*; расход охлаждающей воды с температурой 16—18° при этих температурах испарения соответственно 200—225 и 300 *л*. Во второй машине при $t_0 = -45°$ и $t = 30°$ общий расход греющего пара (давлением 4 *ати*) — 570 *кг/час*, общий расход охлаждающей воды (с температурой 22°) — 55 $м^3$/*час*.

Для крупных абсорбционных установок на каждые 1000 *ккал* холодопроизводительности в среднем составляет: расход греющего пара 4—7 *кг*, охлаждающей воды (в зависимости от температуры) 250—450 *л*.

Изготовление аппаратов, проектирование установок и техническая эксплуатация их должны осуществляться при строгом соблюдении правил техники безопасности. Согласно этим правилам для заполнения системы рабочим веществом следует применять только дистиллированную воду; при образовании водоаммиачного раствора жидкий аммиак вводить постепенно и с осторожностью.

В местностях с благоприятными климатическими условиями абсорбционные холодильные установки могут быть смонтированы вне помещения, и в закрытое помещение вынесены только измерительные приборы и насосы.

Для достижения наиболее целесообразного режима работы абсорбционной холодильной машины рекомендуется вести процесс при соблюдении следующих соотношений:

температура слабого раствора на 15—25° ниже температуры греющего источника;

температура крепкого раствора равна температуре конденсации и на 3—4° выше температуры отепленной воды;

температура паров после дефлегматора на 20° выше температуры конденсации;

давление в генераторе на 0,3—0,6 *ат* выше давления конденсации;

давление в абсорбере на 0,05—0,1 *ат* ниже давления кипения холодильного агента и давление крепкого раствора после насоса на 0,5—1,0 *ат* выше давления в генераторе.

Необходимо тщательно контролировать уровень жидкости в аппаратах, следить за ее концентрацией и не допускать забрасывания флегмы в конденсатор.

В области исследования процессов абсорбционных холодильных машин и конструктивного их усовершенствования значительная работа проводится ВНИХИ и рядом специалистов (проф. И. С. Бадылькес, проф. Б. М. Блиер, проф. Л. М. Розенфельд и др.). Результаты этой работы служат основанием для более широкого применения абсорбционных холодильных установок во многих областях промышленности Советского Союза.

Глава VI .

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Холодильное оборудование — основное и вспомогательное, с контрольно-измерительными аппаратами и приборами, а также приборами автоматики предназначается для производства определенного количества холода и рационального использования его в технологических целях.

Важным условием осуществления основных функций холодильного предприятия является правильная техническая эксплуатация оборудования, так как только при этом условии можно проводить научно обоснованные процессы холодильной обработки продуктов, создать и поддерживать оптимальный режим хранения. Кроме того, правильная техническая эксплуатация оборудования является условием более продолжительного использования оборудования, его безаварийности, безопасности в работе обслуживающего персонала, снижения себестоимости и сохранения высокого качества выпускаемой продукции.

Инженерно-технический персонал, ответственный за эксплуатацию оборудования холодильников (машинисты, механики, инженеры), должен хорошо знать техническую часть предприятия, схему холодильной установки и ее технические возможности (взаимозаменяемость элементов установки, переключения трубопроводов и т. д.), принцип действия, конструкцию, особенности и техническую характеристику всех элементов холодильной установки, а также правила техники безопасности на холодильных установках и инструкции по их обслуживанию.

Холодильная установка действует безотказно и четко, если оборудование правильно смонтировано и испытано, систематически подвергается техническому осмотру и профилактическому ремонту. После того как холодильная установка смонтирована, она должна быть подготовлена для нормальной эксплуатации, испытана на прочность и плотность, из системы удаляют воздух и воду, а затем ее заполняют чистым холодильным агентом.

Техническая эксплуатация холодильных установок неавтоматического действия значительно отличается от эксплуатации

автоматизированных установок; так, в последнем случае многие операции регулирования и управления холодильными процессами с большой четкостью осуществляются механизмами и приборами. Рассмотрим наиболее важные моменты технической эксплуатации основного холодильного оборудования.

ПУСК В ХОД И ОСТАНОВКА ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Пуск в ход холодильной машины должен осуществляться работником, хорошо знающим схему холодильной установки, устройство и особенности ее частей и указания завода-изготовителя данного оборудования. Перед пуском машины машинист должен документально проверить причину последней остановки машины (по журналу машинного отделения) и, если причиной явилась неисправность машины, убедиться, что она устранена.

Машинист должен также проверить наличие в компрессоре смазочного масла, тщательно осмотреть компрессор и удалить посторонние предметы от движущихся частей, на водяных трубопроводах открыть вентили, через которые питаются водой охлаждающая рубашка компрессора и конденсатор, проверить открыты ли вентили на нагнетательном трубопроводе от компрессора до конденсатора, а также на последующих участках до регулирующего вентиля и испарителя, за исключением самого регулирующего вентиля, нагнетательного и всасывающего вентилей компрессора, которые должны быть закрыты.

Машинист, пускающий машину, проводит следующие операции: открывает нагнетательный клапан у компрессора и вентили у манометров. Затем включает двигатель компрессора и наблюдает за показаниями контрольно-измерительных приборов. После этого открывает всасывающий вентиль компрессора, делая это постепенно, чтобы исключить возможность попадания в компрессор жидкого холодильного агента, могущего вызвать гидравлический удар. При рассольной системе охлаждения вслед за пуском компрессора включает мешалки испарителей и рассольные насосы.

Работающий компрессор отсасывает из испарительной системы холодильный агент и, когда давление в системе будет соответствовать заданному режиму работы машины, приоткрывает регулирующий вентиль. В дальнейшем должна быть найдена такая позиция регулирующего вентиля, при которой машина устойчиво работает по заданному режиму.

Чтобы остановить холодильную машину, нужно прежде всего закрыть регулирующий вентиль, затем закрыть всасывающий вентиль компрессора и остановить компрессор. Вслед за остановкой компрессора быстро закрывают вентиль на нагне-

тательной стороне. После этих основных операций выключают все другие элементы установки (водяные и рассольные насосы, мешалки и т. д.). Если холодильная машина остановлена на длительный срок, закрывают все запорные вентили установки.

В машинах, состоящих из двух компрессоров и осуществляющих процесс двуступенчатого сжатия, подготовка к пуску и пуск компрессоров производятся аналогично машине одноступенчатого сжатия, но в этом случае необходимо последовательно ввести в действие компрессор высокой ступени; произвести отсос паров холодильного агента из промежуточного сосуда, доведя в нем давление и температуру до значений, соответствующих установившемуся режиму работы; включить водяной промежуточный охладитель и пустить компрессор низкой ступени.

РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Холодильная установка обычно работает при часто меняющихся внешних условиях — теплопритоки холодильника то увеличиваются, то уменьшаются. Если за этими условиями не следить, холодильная машина, не имеющая специальных автоматических приборов регулирования, не сможет обеспечить устойчивой работы по заданному режиму. Заданный режим работы машины (температуры испарения, конденсации, переохлаждения) поддерживают непрерывным регулированием работы установки, в котором важная роль принадлежит регулирующему вентилю.

Количество жидкого холодильного агента, поступающего в испарительную систему, и теплоприток должны находиться в строгом соответствии. Если это условие нарушается, например при неизменном теплопритоке, увеличивается подача в испарительную систему холодильного агента, последний, не успевая выкипать, накапливается в ней, что приводит к нарушению заданного режима в испарителе (повышается давление и температура испарения агента).

При чрезмерном открытии регулирующего вентиля количество поступающей в испарительную систему жидкости превышает количество паров, образующихся в ней, батареи переполняются жидким аммиаком и возникает опасность гидравлических ударов в компрессоре.

При недостаточном открытии регулирующего вентиля подача жидкого холодильного агента через него уменьшается и в батареи жидкости поступает меньше, чем выкипает. В этом случае батареи недостаточно заполняются жидким аммиаком, верхние части их омываются перегретым паром, который характеризуется более низким коэффициентом теплоотдачи при

кипении аммиака. Компрессор отсасывает определенный объем пара, в то время как количество пара, образующегося в батареях, уменьшается, поэтому давление и температура кипения агента понижаются и нарушается заданный температурный режим в камере.

Следовательно, регулирующий вентиль, изменяя подачу жидкого холодильного агента в испарительную систему, влияет на теплопередачу в ней, а это приводнт к изменению количества паров, отсасываемых компрессором. Если в испарительной системе образуется больше паров, чем отсасывается компрессором, то давление и температура кипения повышаются, если меньше,— то они понижаются.

Таким образом, поддержание температуры испарения агента достигается регулированием подачи его через регулирующий вентиль.

Через регулирующий вентиль должно быть подано в испаритель столько жидкого агента, сколько его может испариться при данном теплопритоке и сколько компрессор может отсосать паров агента из испарителя за тот же период времени Это главное условие установившегося режима работы холодильной установки.

При переполнении испарительной системы или отделителя жидкости, в результате поступления в компрессор паров повышенного влагосодержания или жидкого агента, в нем могут возникнуть гидравлические удары, которые вызывают серьезные последствия Эти явления наблюдаются чаще всего в системах непосредственного испарения, где они происходят в результате нарушения нормальных режимов работы установки или из-за несовершенства охлаждаемых систем. При переменных тепловых нагрузках в камерах происходит выброс части жидкого агента из батарей в отделитель жидкости, переполнение которого может привести к попаданию жидкости в компрессор. Чтобы избежать этого, отделитель жидкости и ресивер соединяют переливной трубой, но при этом ресивер должен быть большей емкости.

При переменных тепловых нагрузках батарей наблюдаются большие колебания в заполнении их жидким аммиаком, что также может явиться причиной попадания жидкости в компрессор. В этом отношении выгодно отличаются шланговые батареи с верхней подачей в них жидкости так как в этих системах, даже при резко переменных тепловых нагрузках, заполнение батарей жидким аммиаком и характер течения жидкости не изменяется и не сопровождается выбросом ее из батарей. В этом случае гидравлические удары маловероятны.

Иногда жидкость накапливается во всасывающем и даже

нагнетательном трубопроводах, и это также может явиться причиной гидравлического удара в компрессоре.

Температурный режим в конденсаторе и переохладителе регулируют подачей к этим аппаратам соответствующего количества охлаждающей воды. В процессе эксплуатации машинист должен следить, чтобы температура кипения агента была на 5—6° ниже температуры рассола в испарителе и на 10—12° ниже температуры воздуха в камерах холодильника. Температура конденсации должна быть на 4—5° выше температуры уходящей из конденсатора воды, а температура переохлаждения на 2—3° выше температуры входящей воды.

Большое значение при осуществлении контроля и регулирования работы холодильной установки имеют контрольно-измерительные приборы: манометры на всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора, термометр перед регулирующим вентилем и на нагнетательном и всасывающем патрубках компрессора, за показаниями которых должен непрерывно наблюдать машинист.

ПРАВИЛЬНАЯ РАБОТА И ОТКЛОНЕНИЯ ОТ НЕЕ

По некоторым производственным признакам и по показаниям контрольно-измерительных приборов можно судить о нормальной и правильной работе холодильной машины. К ним относятся: соотношения между температурами агента, рассола, воздуха в камерах и охлаждающей воды; нагрев воды в конденсаторе, который должен быть около 5°; нагрев рассола в батареях до 2—3°; нормальная температура перегрева сжатых паров (для аммиака 70—125°); нормальный нагрев трущихся частей компрессора (поршневой шток, подшипники), температура которых не должна превышать температуру машинного отделения более чем на 30°; равномерное, легкое, но отчетливое постукивание в компрессорах со шпиндельными клапанами и почти бесшумная работа компрессоров с пластинчатыми клапанами; отсутствие утечек из системы холодильного агента; равномерное колебание стрелок манометров.

Опыт эксплуатации показывает, что наиболее частыми ненормальностями в работе холодильной установки следует считать:

неправильное регулирование работы машины, при котором не достигается установившийся заданный режим. Не соответствующее теплопритоку открытие регулирующего вентиля вызывает влажный или излишне сухой ход компрессора;

неправильное заполнение системы холодильным агентом (недостаточное количество агента или переполнение им системы).

Эта ненормальность обнаруживается манометром по пониженному давлению в конденсаторе и испарителе в случае недостаточного заполнения системы агентом и по повышенному давлению в случае переполнения системы агентом. Недостаточное количество агента в системе сразу сказывается на понижении холодопроизводительности установки. Переполнение системы агентом часто приводит к влажному ходу компрессора;

присутствие в системе воздуха, что вызывает повышение давления в конденсаторе и большой перегрев парообразного агента; его обнаруживают по сильным и резким колебаниям стрелки манометра на нагнетательной стороне;

недостаточная подача воды на конденсатор, вследствие чего повышается давление в конденсаторе и вода нагревается в нем более чем на 5°;

засорение регулирующего вентиля, что приводит к повышению давления в конденсаторе и сильному перегреву пара. При открытии засоренного вентиля температура кипения холодильного агента не повышается;

загрязнение трубчатых систем конденсатора и испарителя (скопление в трубах масла, образование накипи и т. д.). Ненормальность, которая вызывает нарушение температурного режима работы машины (повышение температуры конденсации и понижение температуры кипения агента) и снижение ее холодопроизводительности;

неисправности отдельных частей компрессора — неплотности поршня, дефекты клапанов, неправильная набивка сальника, износ подшипников, неудовлетворительная смазка трущихся частей компрессора.

Только опытный машинист или механик может быстро установить действительную причину ненормальной работы машины, так как одни и те же признаки могут быть следствием различных причин. Например, повышенное давление в конденсаторе является следствием переполнения системы холодильным агентом, наличием в ней воздуха, недостаточной подачи воды, засорения регулирующего вентиля нли загрязнения труб конденсатора.

ОБСЛУЖИВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ

В процессе эксплуатации компрессоров наибольшее внимание уделяют его движущимся частям. Обслуживающий персонал должен следить за правильностью смазки трущихся частей, состоянием сальников и клапанов.

Смазочные масла, применяемые в холодильных установках, должны иметь соответствующую температуру воспламенения и застывания, они не должны содержать веществ, окисляющих

металлы, из которых сделаны смазываемые детали компрессоров. В холодильных установках применяют только минеральные масла. Наличие механических примесей в масле не допускается.

Для аммиачных машин используют масло марки ХА (фригус) с температурой вспышки не ниже 160°, а застывания — не выше —40°.

Для смазки фреоновых машин (фреон-12) применяется масло марки ХФ-12, которое характеризуется температурой помутнения смеси масла с фреоном не выше —28°.

Масло должно расходоваться по определенной норме, так как избыток или недостаток его в машине одинаково вредны. При избытке его оно проникает в систему холодильной установки, загрязняет и понижает эффективность работы теплообменных аппаратов. По данным ВНИХИ, слой масла 0,1 *мм* на внутренних поверхностях испарительных систем (батарей, аппаратов) понижает температуру кипения на 2,5° и увеличивает расход энергии на 10—12%. Недостаток масла ухудшает работу машины, приводит к преждевременному износу и даже порче деталей компрессора, отрицательно сказывается на режиме работы машины.

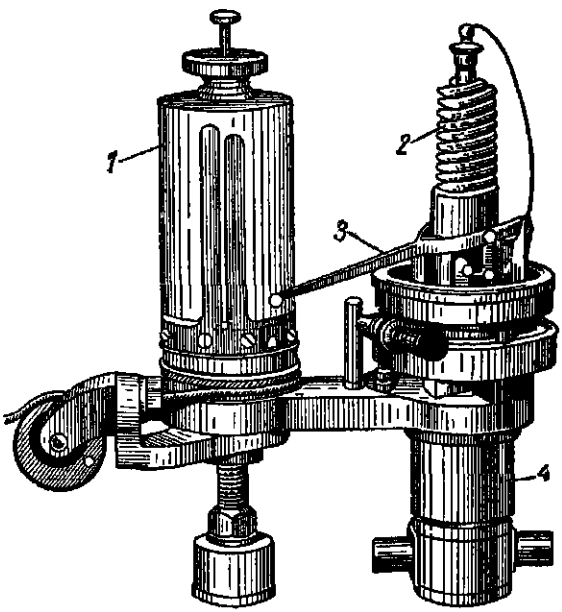


Рис. 117. Общий вид индикатора:
1 — барабан для бумажной ленты, *2* — калиброванная пружина, *3* — пищущий прибор, *4* — цилиндр с поршнем

Перед применением масла́ должны тщательно проверяться на их чистоту, кислотность, вязкость и зольность. Масло, утратившее свои основные свойства, заменяется свежим.

Ряд существенных показателей в работе холодильного компрессора устанавливают индицированием компрессора, которое проводится не реже одного раза в год. Особенно важно снять и проанализировать индикаторную диаграмму до и после ремонта компрессора. Индикатор (рис. 117) — прибор, фиксирующий изменение давления в цилиндре компрессора за один оборот вала машины, состоит из миниатюрного цилиндра с поршечьком,

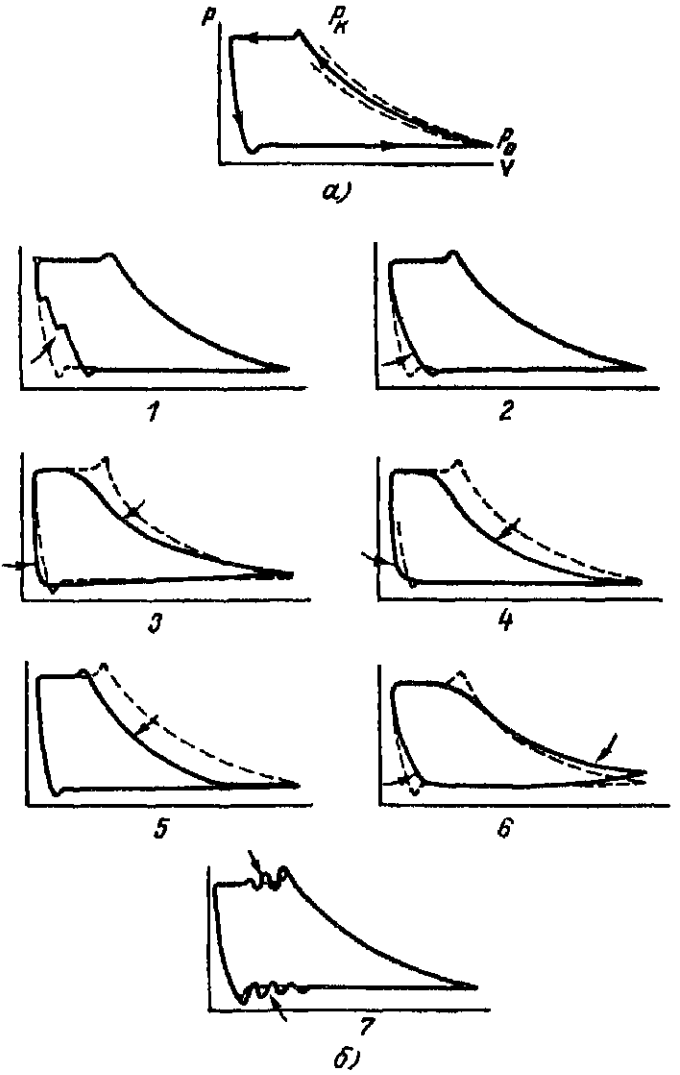


Рис 118 Индикаторные диаграммы

а — нормальная работа компрессора *б* — неправильная работа компрессора *1* — повторные подъемы нагнетательного клапана, *2* — влажный ход или большое вредное пространство, *3* — неплотности поршиевых колец, *4* — пропуски всасывающего клапана, *5* — заедание всасывающего клапана, *6* — неплотности нагнетательного клапана, *7* — тугие пружины клапанов

калиброванной пружины, пишущего прибора и барабана для бумажной ленты-диаграммы. Записи на днаграмме используют для определения среднего ниднкаторного давления в цилиндре компрессора при вычислении работы сжатия и для обнаружения дефектов в работе клапанов, поршневых колец, сальника и других частей компрессора.

На рис. 118 приведены наиболее характерные случаи неправильной работы компрессора, зафиксированные индикатором. На этих диаграммах пунктирными линиями воспроизведены очертания нормальной диаграммы. Все иеисправиости индикатора, как и неправильное пользование им при индицировании компрессора, также отображаются на индикаторной диаграмме. Это требует виимательного анализа полученных индикаториых диаграмм, для того чтобы сделать правильные выводы о работе компрессора.

ОБСЛУЖИВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Важнейшим условием нормальиой и достаточно эффективной работы теплообмеиных аппаратов (конденсаторов, испарителей, воздухоохладителей и батарей в холодильных камерах) является поддержаиие поверхностей теплопередачи и участвующих в процессе сред в состояиии благоприятном для теплообмена.

В отношении коиденсаторов для выполнения этого условия необходимо: стремиться не допускать в трубчатую систему масло, а проиикшее туда масло, а также воздух регулярно удалять, систематически очищать трубы коидеисатора от накипи. Важно, чтобы вода на конденсатор подавалась непрерывно и в достаточном количестве; на оросительных конденсаторах необходимо следить за равномерностью орошеиия трубчатой системы водой и за тем, чтобы в жалюзных шатрах ие образовывался туман. Равномерность орошеиия достигается правильным положением отбойиых щитков на конденсаторе, а образование тумана предотвращается усиленной цнркуляцией воздуха в жалюзном помещении (например, снять часть жалюзиых досок).

В отношении испарителей важными моментами технического обслуживания являются: удаление масла, тщательная очистка поверхностей, поддержание соответствующего уровия жидкого агента и рассола, концентрация которого должна систематически контролироваться, безотказио должны работать мешалки и рассольные иасосы.

Растворы солей оказывают корродирующее воздействие на металлы, что резко отрицательно сказывается иа сроке службы рассольных систем. Наиболее сильио подвергаются коррозии

те металлические детали, которые попеременно подвергаются воздействию рассола и кислорода воздуха. Для уменьшения коррозии в рассол добавляют антикоррозийные вещества или так называемые пассиваторы (силикат натрия, хромовая соль, фосфорная кислота), а также принимают меры, препятствующие иасыщеиию рассола кислородом воздуха и предохраняющие металлические части от прямого соприкосновения с рассолом и воздухом (не допускать взбалтывания рассола в местах его соприкосновения с воздухом, плотно закрывать рассольные баки, периодически окрашивать трубы и т. д.).

Тепловая изоляция испарителя должна поддерживаться в хорошем состоянии.

В сухих воздухоохладителях необходимо проверять трубчатую систему на плотность, не допуская утечек холодильного агента, следить за иадежностью закрытия дверок кожуха и правильным положением шиберов. При иормальиой работе воздухоохладителя его трубчатая система равномерно покрывается инеем, который должен систематически удаляться. Нельзя допускать иарастание на трубах инея толщиной более 5 *мм*.

В мокрых воздухоохладнтелях должна быть отрегулироваиа система орошения рассолом, безотказио работать форсунки, вентиляторы и насосы, поддерживаться определенная концентрация рассола.

Трубчатые батареи холодильных камер следует систематически очищать от инея (сиеговой шубы) и освобождать от попавшего в них масла.

Батареи иепосредственного испарения очищают от масла и механических примесей, продувая их горячимн парами холодильного агента илн воздухом в тот период, когда камера освобождена от продуктов.

Иией, образующийся на трубах воздухоохладителей и батареях, когда температура поверхностей их ниже точки росы и 0°, ухудшает теплопередачу и цнркуляцию воздуха. На холодильниках сиеговую шубу с батарей удаляют механическим способом или оттайкой горячими парами холодильного агента. Последний способ является наиболее совершенным и распространенным. На рис. 119 показана схема оттаивания иией с ресивером.

Снеговую шубу с батарей удаляют следующим способом: на батареях перекрывают вентили, через которые они питаются жидким аммиаком. Ресивер, свободный от аммиака, присоединяют к лиинн отсоса паров и батарей к отделителю жидкости, что понижает в нем давление до давления всасывания. Затем вентиль отсоса паров аммиака из батарей, предназначенных для оттаивания, закрывают, а вентиль на сливной линии откры-

вают. После этого жидкий аммиак из батарей самотеком поступает в расположенный ниже ресивер.

Когда батареи освобождены от жидкого аммиака, вентиль на сливной трубе перекрывают, а вентиль на трубопроводе подачи горячих паров аммиака в батареи открывают и оставляют

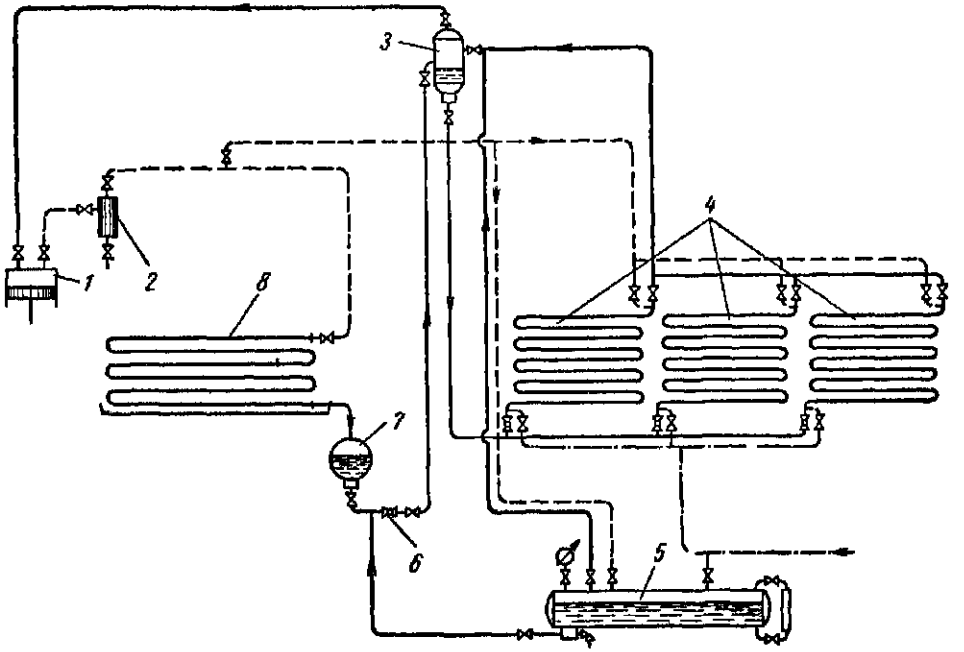


Рис. 119. Схема оттаивания иией с ресивером:
1 — компрессор, *2* — маслоотделитель, *3* — отделитель жидкости, *4* — батареи, *5* — ресивер оттаивания, *6* — регулирующий вентиль, *7* — линейный ресивер, *8* — коиденсатор

в этом положении до тех пор, пока ие закаичивается оттаивание. После этого трубопровод горячих паров отключают от батарей и от нагиетательного трубопровода. Затем открывают вентиль отсоса паров из батарей. Ресивер соединяют трубопроводом с линией подачи жидкого аммиака из конденсатора к регулирующей станции. Чтобы освободить ресивер от жидкого аммиака, регулирующую станцию времеино отключают от конденсатора, и парами высокого давления жидкий аммиак из ресивера выдавливается через регулирующую станцию в батареи. Освобожденный от аммиака ресивер отключают от регулирующей станции и присоединяют к всасывающей линии. После этого восстанавливают иормальную подачу жидкого агеита из конденсатора в систему.

Ресивер должеи быть снабжен предохранительным клапаном, уст ойством для аварийного выпуска аммиака, маномет-

ром и мерным стеклом Емкость реснвера должиа быть рассчитана для приема всего жидкого аммиака, сливаемого из батарей, одновремеино включаемых для оттаивания инея

Особенностью этой схемы является то, что в процессе оттаивания горячими парами нз батарей одиовремеино удаляется масло, которое вместе с аммиаком попадает в ресивер. Здесь оно отстаивается и направляется в маслосборник

ДОБАВЛЕНИЕ В СИСТЕМУ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

Холодильный агент, которым была заряжена система после монтажа устаиовки, циркулирует по замкнутой герметизированной цепи, теоретически агент должен служить бесконечно долго Однако в процессе эксплуатации часть его теряется системой через неплотности в соединениях Уменьшение количества холодильного агента в системе приводит к ухудшению работы компрессора (возникновение перегрева паров при сжатии, опасность повреждения клапанов и других деталей компрессора) и понижению холодопроизводительностн машин.

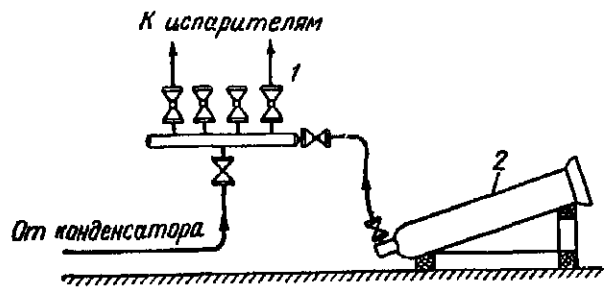


Рис. 120 Заполнеиие системы аммиаком
1 — регулирующая станция, *2* — баллон с аммнаком

Поэтому в систему должен периодически добавляться холодильный агент Практикой установлены удельные нормы среднего расхода холодильного агента, в зависимости от системы (непосредствениое охлаждение, рассольиое и смешанное) и продолжительности работы устаиовки (например, для аммиачной машины при непосредственном охлаждении — 2,5—3 *кг* в год аммиака на каждые 1000 н *ккал/час* холодопроизводительности машин). Этими нормами следует руководствоваться в процессе техиической эксплуатации машины, однако по мере достижений в области конструкции машин, их монтажа и технической эксплуатации добавочный расход холодильного агента непрерывно уменьшается.

Пополнение системы холодильным агентом — операция ответственная, так как в ней участвуют сосуды, находящиеся под давлением (баллоны или цистерны), поэтому она осуществляется старшим машинистом или машииистом первой категории, предварительно получившим инструктаж от механика

Баллоны с холодильным агентом предварительно проверяют по весу (норма заполнения), дате последнего испытания и на содержание в нем именно данного агента. Например, к аммиачному баллону, открыв не надолго его вентиль, подносят индикаторную бумажку, которая под действием аммиака краснеет. Баллон присоединяют к регулирующей станции трубкой небольшого диаметра с накидными гайками (рис. 120). Жидкий холодильный агент переходит из баллона в систему вследствие разности давлений, так как в системе создан вакуум. Количество холодильного агента, перешедшего в систему, определяют по разности веса баллонов с холодильным агентом и без него.

ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ НА ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Правила техники безопасности аммиачных холодильных установок определяют ряд положений, обязательных для должностного и инженерно-технического состава.[1] Они разделяют аммиачные холодильные установки на три группы: группа А — установки, содержащие в системе свыше 300 *кг* агента, группа Б — от 60 до 300 *кг* и группа В — от 20 до 60 *кг* по условному заполнению аппаратов установки аммиаком.

В отношении каждой группы правила устанавливают требования и нормы на материалы и конструкцию основных частей холодильной машины, арматуры и контрольно-измерительных приборов. В правилах изложены главные положения по эксплуатации холодильной установки и ее частей, указано, что трубопроводы холодильных установок должны иметь определенную окраску и на них стрелками обозначено направление движения рабочих веществ. Аммиачные трубопроводы окрашивают: синим цветом — всасывающие, желтым — жидкостные, красным — нагнетательные; рассольные трубопроводы: зеленым — нагнетательные, коричневым — сливные; водяные трубопроводы: зеленым цветом с желтыми кольцами — нагнетательные, зеленым с коричневыми кольцами — сливные.

В правилах даются указания о характере и нормах испытания машин и аппаратов при их изготовлении, монтаже и эксплуатации, а также сформулированы требования к составлению проектов холодильных установок и сооружений

---

[1] «Правила техники безопасности на аммиачных холодильных установках компрессионной и абсорбционной систем», утверждены Президиумом ЦК профсоюза рабочих пищевой промышленности 13 мая 1959 г., изданы ВНИХИ, 1960.

Кроме того, в правилах изложены меры предупреждения несчастных случаев на холодильниках и даются рекомеидации по оказанию первой доврачебной помощи пострадавшим.

К обслуживанию холодильной установки допускаются только лица (механики, машинисты, электрики, помощники машинистов), имеющие свидетельство квалификациоиной комиссии. Зиание действующих правил и ииструкций по обслуживанию холодильной установки и технике безопасности обязательно.

ОБСЛУЖИВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИ ДЕЙСТВУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Техническая эксплуатация автоматнчески действующих установок в большой степени определяется качеством монтажа установки, предварительной проверкой, правильным включением в схему и тщательной настройкой автоматических приборов, а также высокой квалификацией обслуживающего персонала. Приборы автоматики, замеияя действия последних, обеспечивают в холодильных установках: регулирование подачи жндкого холодильного агеита, рассола и охлаждающей воды; остановку компрессоров при чрезмерном повышении давления нагнетания или понижении давления всасывания; управление пуском и остановкой электродвигателей компрессоров, рассольных и водяиых насосов; поддержание заданных температур в охлаждаемых помещениях и аппаратах; защиту компрессоров от гидравлических ударов и при нарушении режима смазки его трущихся частей.

Одновременно в установках автоматического действия предусмотрена предупредительная сигиализация о нарушении режима работы установки, чрезмерном повышении уровией холодильного агента и рассола, недостатке в картере компрессора масла и т. д. Для четкой и эффективиой работы автоматически действующей холодильной установки необходимо: полиое соответствие отдельных ее частей (компрессора, испарителя, коиденсатора, приборов охлаждения) по их производительности; правильно выбрать и тщательно настроить систему регулирования, которая должна соответствовать заданным условиям работы установки; обеспечить нормальную работу системы смазки (подачу масла к трущимся деталям и циркуляцию его); обеспечить надежность соединений установки с гарантией безусловной плотности их; обеспечить надежность в работе движущихся частей компрессора (клапанов, масляного насоса и т. д.); тщательиио очищать от загрязнений, освобождать от влаги и воздуха всю систему установки перед зарядкой ее холодильным агентом; точно и надежно отрегулировать все приборы автоматики в соответствии с заданиым режимом их работы

ИСПЫТАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Наряду с периодическим иидицированием компрессора, результаты которого используются для вычисления величины затрачиваемой на компрессор работы, холодильную установку периодически испытывают для установлеиия ее холодопроизводительности. Результаты этого испытания уточняют ее возможности в связи с теми или иными изменениями условий работы и выявляют недостатки, которые приводят к понижению холодопроизводительности. Устранение выявленных при испытании недостатков является весьма важным условием нормальной технической эксплуатации устаиовки.

Холодопроизводительность можно определить по количеству циркулирующего в системе холодильного агента (холодопроизводительность брутто) и по внешним иосителям холода — по рассолу, воздуху, воде (холодопроизводительиость нетто, которая меньше холодопроизводительности брутто на величину неизбежных потерь в установке).

Для определения холодопроизводительности установки по количеству циркулирующего в ней холодильного агента необходимо включить на жидкостной лиииии измерительный аппарат (например, аппарат, работающий по принципу трубы Вентури с дифференциальным ртутным манометром). Показаиия этого аппарата служат для вычисления количества проходящего в системе аммиака

$$G_a = 284000\, d_1^2 \sqrt{h},$$

где d_1 — диаметр трубы в широком сечении, *м*;

h — показания ртутного манометра, *мм*.

Определив величину G_a, вычисляют холодопроизводительность установки по формуле

$$Q_0 = G_a q_0 \ \textit{ккал/час},$$

где q_0 — холодильное действие агеита (вычисляется по температурам в испарителе и перед регулирующим вентилем), *ккал/кг*.

Холодопроизводительиость установки (брутто) может быть определена также по нагрузке конденсатора Q_1 *ккал/час* и индикаторной мощности компрессора N_i *л. с.*, исходя из теплового баланса

$$Q_0 = Q_1 - 632 N_i.$$

Для установления тепловой нагрузки конденсатора измеряют расход циркуляционной воды G_w *кг/час* и ее температуру. Тогда

$$Q_1 = G_w c_w (t_{wa} - t_{we}) \ \textit{ккал/час},$$

где c_w — теплоемкость входящей в конденсатор воды;
t_{wa} — температура воды, уходящей с конденсатора, °С;
t_{we} — температура воды, поступающей на кондеисатор, °С.

Индикаторию мощность компрессора находят при помощи индикаториых диаграмм.

Холодопроизводительность установки (нетто) по количеству циркулирующего рассола определяют при помощи дроссельных шайб. Определив величину V_s *м³/час,* вычисляют холодопроизводительность

$$Q_0 = V_s \gamma_s c_s (t_{se} - t_{sa}) \text{ ккал/час},$$

где V_s — количество циркулирующего рассола, *м³/час;*
γ_s — удельный вес рассола, *кг/м³*;
c_s — теплоемкость рассола, *ккал/кг час* °С;
t_{se} — температура рассола при входе в испаритель, °С;
t_{sa} — температура рассола при выходе из испарителя, °С.

Если машина работает на воздухоохладитель, то холодопроизводительность может быть определена по формуле

$$Q_0 = \frac{V_e}{V_{be}} (i_{ie} - i_{ia}) \text{ ккал/сутки},$$

где V_e — объем воздуха, вошедшего в воздухоохладитель, *м³/час;*
V_{be} — удельный объем воздуха при входе в воздухоохладитель, *м³/кг;*
i_{ie} — энтальпия воздуха, входящего в воздухоохладитель, *ккал/кг;*
i_{ia} — эитальпия воздуха, выходящего из воздухоохладителя, *ккал/кг.*

Расход воздуха определяется по скорости его в поперечиом сечеиии канала.

УЧЕТ РАБОТЫ, ОСМОТР И РЕМОНТ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В машиином отделении систематически ведут специальный журнал, в который записывают осиовиые показатели работы холодильной установки: температуриый режим работы машины (температура испарения, конденсации и переохлаждеиия агента), температуру перегрева агента, воды, поступающей в конденсатор и уходящей из него. В журнале отмечают также результаты замера плотности рассола, анализа воды и рассола и другие данные, характеризующие состояиие и работу холодильной установки. По даиным этого журнала можно проконтролировать режим работы установки и установить некоторые иенормальности в ее состоянии (иапример, по результатам анализа воды и рассола иа аммиак — пропуски аммиака через неплотности в системе трубопроводов).

По даиным журнала составляют ежемесячную отчетность о технической эксплуатации холодильной установки. В отчете подсчитывают выработку холода и расход энергии за месяц.

Периодический осмотр, проверка и планово-предупредительный ремонт холодильного оборудования является важным условием нормальиой и долговечной работы холодильной устаиовки. При пернодическом осмотре оборудования составляется дефектная ведомость и немедленно устраняются мелкие дефекты оборудоваиия. Планово-предупредительиый ремонт осуществляется периоднчески (через каждые 720 часов работы устаиовки); в задачу его входнт устранение обнаружеииых в процессе эксплуатации недостатков, а также замеиа некоторых ответственных частей машины — ремонт или замена клапанов, крепление движущихся частей, устраиение пропусков холодильного агента, наладка сальиика, подтяжка подшипников, прочистка фильтров, иаладка масляного насоса, проверка и наладка контрольно-измерительных приборов и приборов автоматики.

Ежегодио в зимиее время проводится более основательный осмотр и ремонт компрессоров, конденсаторов, испарителей, насосов и вентилей. После 17—18 тыс. часов работы холодильной установки производится капитальный ремонт ее с осуществлением больших ответственных работ, таких, как расточка цилиндров компрессоров, замена поршней, переливка подшипников, очистка и ремонт аппаратов и других работ.

Глава VII

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

КЛАССИФИКАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

В условиях социалистического планового хозяйства Советского Союза в наиболее полной степени осуществляется принцип иепрерывной холодильной цепи. Он включает разиообразные холодильные сооружения и установки — холодильники в местах заготовкн и потребления пищевых продуктов, охлаждаемые железиодорожиые вагоны, холодильный автотранспорт и суда-рефрижераторы.

Все звенья холодильной цепи важны для сохранения скоропортящихся пищевых продуктов, но основными являются холодильники.

Холодильником иазывается специальное производственное сооружение, предназначеиное для холодильной обработки и хранения пищевых продуктов. По функциональному признаку различают производственные, заготовительиые, базнсные, распределительные, портовые и смешаиные холодильники.

Производственные холодильники входят в состав пищевых комбинатов (рыбокомбинат, мясокомбинат), являясь их цехом.

На заготовительных холодильниках, находящихся в районах заготовки пищевых продуктов, осуществляется первичиая холодильная обработка сырья и продуктов, в результате которой последним придаются свойства, иеобходимые для хранения. Однако длительное храненне продукции ие является функцией заготовительных холодильников. На базисных холодильниках создаются необходимые запасы и производится хранение пищевых продуктов. Продукция поступает в них с первых двух холодильников и по мере образования запаса отправляется в районы потребления.

Распределительные холодильннки предиазначены для длительного хранения пищевых продуктов, их сооружают в городах и крупных населеиных пуиктах. Это обычно холодильники боль-

шой единовремеиной емкости, обеспечивающие равномериое в течение всего года снабжение иаселения пищевыми продуктами необходимого ассортимента. На распределительные холодильиики продукты поступают с холодильников первых трех типов и поэтому обработка их (охлаждение, замораживание), как правило, ие входит в их фуикции.

Портовые холодильники предназначены для кратковременного хранения продуктов при перегрузке их с одного вида транспорта на другой, а также при экспорте и импорте скоропортящихся продуктов.

Эта классификация носит условный характер; очень часто холодильники, относящнеся к той или нной группе, выполняют более широкие функции, чем операции, вытекающие из принадлежности их к данной группе. Так, например, производствеиные и заготовительные холодильники одновременно являются и распределительными по отношению к тому городу или иаселениому пункту, в котором они находятся. Функции распределительного холодильника часто выполняются портовым холодильником. Кроме того, на распределнтельных и портовых холодильниках иногда производится холодильная обработка продуктов, и для этого на иих устанавлнвают соответствующее оборудование. Такие холодильники, на которых систематически осуществляют операции, присущие холодильникам различиых типов, называются смешанными.

При проектировании холодильников необходимо возможио полнее учитывать местные условия и экономическую целесообразность совмещения различных холодильных процессов в одном холодильнике, поскольку этим предопределяются не только функции холодильника, но и его основные элементы (плаиировка, техническое оснащение и т. д.).

Типичными рыбопромышленными холодильниками являются производствеиные и заготовительные.

Холодильник характеризуется единовременной емкостью камер хранеиия, суточной производительностью по охлаждению и замораживанию продуктов, а также типом и часовой производительностью холодильной установки. Под единовременной емкостью холодильника понимают вместимость всех камер хранения, выраженную в тоинах условной продукции, которой размещается 350 *кг* в 1 $м^3$ грузового объема холодильной камеры.

Холодильники по единовременной емкости можно разделить на три группы· крупные — емкостью 10000 *т* и выше, средние — от 500 до 10000 *т* и мелкие — от 10 до 500 *т*.

Холодильиики рыбной промышленности в большинстве относятся к средним, одиако в составе их имеются крупные (напрнме , Владивостокский, Находкинский, Петропавловский иа

Камчатке) и мелкие (емкостью 100, 200, 300 *т*). Суточная производительность по охлаждению и замораживанию продуктов определяется способностью устройств и аппаратов, а также холодильной машины произвести охлаждение или заморозить то или иное количество продукции в тоннах за сутки.

На рыбопромышленных холодильниках рыба и другие водные объекты промысла охлаждают с целью снабжения населения охлаждаемой продукцией или аккумуляции сырья для ее вторичной обработки. Производительность холодильника по охлаждению зависит от суточного поступления сырья на холодильник. Обычная производительность по замораживанию от 5 до 60 *т/сутки* рыбы, однако в крупных рыбных морских портах есть холодильники со значительно большей суточной замораживающей способностью. Соответственно единовременной емкости и суточной производительности на рыбопромышленных холодильниках применяют главным образом аммиачные одноступенчатые и двухступенчатые холодильные машины большой и средней холодопроизводительности.

ПРОЕКТНОЕ ЗАДАНИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ

Проектирование холодильников производится по плановому заданию, выдаваемому заказчиком проектной организации. Плановое задание должно содержать общую характеристику холодильника, районов строительства и обслуживания. В процессе составления планового задания производятся изыскательские работы, целью которых является получение сведений о районе и площадке строительства предприятия (данные, характеризующие сырье и график его поступления; наличие и стоимость электроэнергии, пара, горячей воды и топлива; сведения об источниках водоснабжения и водостоках, данные о грунтах площадки строительства холодильника, сейсмичности района; метеорологические данные; данные о стройматериалах, кадрах строительных рабочих, жилищном и культурно-бытовом строительстве в районе, о путях сообщения и др.).

Последовательно разрабатываемой проектной документацией является проектное задание и технический проект. Проектное задание составляется для выявления технической возможности и экономической целесообразности строительства или реконструкции холодильника. Проектное задание должно содержать разработки (основные решения) в технологической, энергетической, механической, транспортной, строительной, санитарно-технической и экономической частях.

В соответствии с проектным заданием разрабатывается технический или техно-рабочий проект холодильника, содержащий

более подробную и взаимно увязанную инженерную разработку всех его разделов. Проект холодильника состоит из двух частей: расчетио-пояснительной и графической.

В расчетно-поясннтельную часть входят: технико-экономическое обоснование строительства холодильника с данными, характеризующими экономику райоиа, сырье, предназначениое к обработке, и график его поступления в течение года. Эта часть проекта должна содержать обосиование мощности (емкости, производительности) предприятия и характеристику готовой продукции, продуктовый расчет и расчет необходимого штатного состава квалифицированных рабочих и специалистов.

В техническом проекте разрабатывается детальиая схема технологического процесса и коитроля производства, производится расчет и выбор техиологического оборудования. Основной частью проекта является планировка с расчетом площадей и емкости камер, калорнческнй расчет, а также расчет и выбор холодильного оборудования с обоснованием системы охлаждения.

В техническом проекте должны быть выявлены основные решения по строительным конструкциям, произведены расчеты и подбор тепловой изоляции (ограждений, аппаратов и трубопроводов), разработаны важнейшие мероприятия по техннке безопасности и охране труда; он должен содержать калькуляцию себестоимости готовой продукции, спецификации осиовного оборудования, сметы и выводы по эффективности проектируемого предприятия.

Графическая часть состоит из генплана; схемы технологических процессов; планов и разрезов здания холодильника с размещеиием иа них оборудования машинного и аппаратного отделения — в плане и разрезах; схем холодильной установки; чертежей строительных и изоляционных конструкций; графиков поступления сырья и выпуска готовой продукции.

Рассмотрим наиболее важные элемеиты проектирования применительио к рыбопромышленным холодильникам.

Расчет производительности и емкости холодильника

Производительность или пропускную способность холодильника по охлаждению и замораживанию определяют на основанин графика поступления сырья на холодильник; исходной расчетной величиной обычно принимается максимальное месячное поступление сырья

$$A = n \frac{G_{\text{м. м}}}{30} \tau,$$

где A — производительность холодильника, *т/сутки;*
n — коэффициент неравномерности поступления сырья, величину которого принимают с учетом местных условий, обычно 1,2—1,3;
$G_{м.м}$ — максимальное месячное поступление сырья, *т;*
30 — число дней в месяце.

Единовременную емкость камер (или аппаратов) охлаждения и замораживания для обеспечения их бесперебойной работы определяют по продолжительности охлаждения или замораживания с учетом времени, необходимого для загрузки и выгрузки продуктов

$$Б = AZ,$$

где $Б$ — единовременная емкость камер холодильной обработки, *т*;
Z — продолжительность холодильной обработки (охлаждения или замораживания) с учетом времени загрузки и выгрузки продуктов, сутки.

Продолжительность холодильной обработки зависит от способа охлаждения или замораживания, температуры среды, а также рыбы — в начале и конце процесса, формы и величины продукта и т. д. Продолжительность охлаждения рыбы может быть рассчитана теоретически или определена экспериментальным путем.[1] В виде примера укажем, что мерный судак во льду, в количестве 50% от веса рыбы, от 20 до 0° охлаждается за 5 час. 10 мин., а до 5° — 1 час. 50 мин.; при 75% льда к весу рыбы $Z_0^{20°}=2$ час. 18 мин., а $Z_{5°}^{20°}=1$ час. 08 мин., при 100% льда к весу рыбы $Z_{0°}^{20°}=2$ час. 14 мин., а $Z_{5°}^{20°}=1$ час. 03 мин.

Продолжительность замораживания рыбы весом до 3 *кг* на стеллажах при температуре в камере не выше —23° от 5 до —18° составляет около 8 часов, от 15 до —18° — 18 часов, соответственно для рыбы весом более 3 *кг* — 18 — 48 часов.

В скороморозильных воздушных аппаратах интенсивного действия при тех же условиях продолжительность замораживания в среднем составляет 4,5 часа и в многоплитных соответственно 1,5—3 часа.

По рассчитанной единовременной емкости камер охлаждения и замораживания определяется ориентировочная площадь их, которая затем уточняется по фактически необходимой площади для размещения аппарата или установки.

---

[1] В. П. Зайцев. Холодильное консервирование рыбных продуктов, Пищепромиздат, 1956

Единовременную емкость камер хранения определяют исходя из условий их оборачиваемости. Для холодильников в Европейской части нашей страны продукция, накопленная в заготовительном холодильнике, вывозится за 20—30 суток; для отдаленных рыбопромысловых районов Дальнего Востока и особенно Камчатки этот срок значительно больше и может быть принят до 60 дней. Тогда

$$B = mA,$$

где B — единовременная емкость камер холодильника, *т*;
m — оборачиваемость в днях (от 20 до 60 дней);
A — производительность, *т/сутки*.

При определении емкости необходимо различать строительную и грузовую кубатуру камер, которые подсчитывают — первую по строительной площади и высоте, вторую — по грузовой площади и высоте.

Строительную площадь определяют по внутренним размерам камеры, включая колонны, но без площади тамбуров и воздухоохладителей. Строительная высота измеряется расстоянием от пола до потолка при безбалочном перекрытии и от пола до нижней поверхности балок при перекрытии с балками.

Грузовая площадь меньше строительной на величину площади, занятой колоннами, и площади, приходящейся на отступы от стен на расстоянии 0,3 *м* и охлаждающих батарей на расстоянии 0,4 *м*.

Грузовой высотой камеры считают расстояние от пола до верха штабеля. Если в камере отсутствуют потолочные батареи или воздушные короба, то расстояние от потолка до верха штабеля составляет 0,2 *м*; при наличии потолочных батарей или воздушных коробок расстояние от верха штабеля до потолочной батареи составляет 0,4 *м*, а до воздушных коробок — 0,3 *м*

Расчет площадей основных производственных помещений

Площади камер охлаждения, замораживания и хранения определяют по единовременной емкости и удельным нагрузкам на единицу площади или объема. Единовременную емкость камер хранения рассчитывают по поступлению сырья, она может быть заданной величиной.

Площадь камеры охлаждения или воздушного замораживания находят по формуле

$$F_{оз} = \frac{Б}{g}\beta,$$

где $F_{оз}$ — площадь камеры охлаждеиия или воздушного замораживания, $м^2$;

δ — удельная нагрузка на 1 $м^2$ камер охлаждения или замораживания, $т$;

β — коэффициент увелнчения площади, учитывающий отступы от стен, проходы и отступы от установленного в камере оборудоваиия.

Удельную нагрузку для камер охлаждения рыбы (при охлаждении во льду) принимают равной $\delta = 150—200$ $кг$ иа 1 $м^2$, т. е. $\delta = 0{,}15—0{,}20$ $т/м^2$; для камер замораживания рыбы (при стеллажном замораживании) $\delta = 0{,}1$ $т/м^2$.

Если замораживание производится в скороморозильных аппаратах иитенсивного действия (воздушные) $\delta = 0{,}5$ $т/м^2$. Зиачения β можно прииимать для камер охлаждения 1,2; для камер замораживания 1,3—1,4.

Площадь камеры хранения замороженной рыбы определяют аналогичным способом, т. е.

$$F_{кх} = \frac{B}{b}\beta \ м^2,$$

где B — единовременная емкость камеры хранения, $т$;

b — удельная нагрузка на 1 $м^2$ для камер хранения мороженой рыбы, $т$.

Удельную нагрузку принимают равной $b = 0{,}8—1$ $т/м^2$, а для филе — до 1,4 $т/м^2$. Более точные значения удельиой нагрузки для камер хранения рыбы и рыбных продуктов установлены в расчете на 1 $м^3$ грузового объема. Удельная нагрузка приведена в табл. 32.

Таблица 32

Удельиая нагрузка иа 1 $м^3$ грузового объема

Охлаждаемые помещения	Удельная нагрузка, р, $т/м^3$
Камеры хранения мороженой рыбы	0,35—0,45
Камеры хранения слабо и среднесолеиой рыбы, пресервов и маринадов	0,37
Камеры хранения рыбы горячего копчения	0,30
Камеры хранения икры осетровой, зернистой, паюсной, лососевой и частиковой — соленой	0,28
Камеры хранения балыков, копченых и провесных из осетровых, а также кулинарии	0,30
Универсальные иамеры, камеры хранения лососевых и в ящиках	0,35
Аккумуляторы	0,25
Ледохраиилища	0,80
Камеры хранения мороженого филе и рыбы блочиой заморозки	0,45
Камера хранения рыбных консервов	0,50

При пользовании этими нормами сначала определяют необходимую кубатуру соответствующих камер, а затем уже их площадь.

Объем камер хранения $V_{к.х} = \frac{B}{P}$ $м^3$.

Задавшись высотой этажа холодильника (например, 3—4, 2 $м$), легко определить площадь камеры

$$F_{к.х} = \frac{V_{к.х}}{h} \beta \ м^2.$$

Планировка рыбопромышленных холодильников

Рыбопромышленные холодильники являются сложиымн сооружениями; главиые части их — помещения для холодильной обработки рыбы (камеры или установки для охлаждеиия или замораживания рыбы) камеры хранения продукции, машинные и аппаратные отделения, льдогенераторы и ледохранилища.

Охлаждаемые помещения холодильных сооружений для уменьшения теплопритоков защищают тепловой изоляцией. Для поддержания оптимальиого температурного режима их оборудуют приборами, компенсирующими внешние теплопритоки и тепловыделения виутри камер. Машинные и аппаратные отделения обычно размещают в отдельном помещении, примыкающем к одной из сторон холодильника. Иногда они включаются в общий контур холодильника, но тепловой изоляции для них не требуется.

Кроме перечисленных основных помещений в холодильниках предусматривают помещения для приемки сырья, сортировочные, упаковочные экспедиции, хранения запаса тары и вспомогательные (ремонтные мастерские, конторскне помещеиия, комнаты для отдыха и приема пищи рабочего персонала, душевые, туалеты). Состав н размеры этих помещеиий устанавливают в зависимости от величнны холодильника, графика его работы и назначения.

Теплопередающая наружная поверхность холодильника должна быть возможно меньше, поэтому целесообразной его формой будет куб; однако это требование не является единственным и конфигурация здания определяется с учетом следующих наиболее важных требований: достаточный фронт приема сырья и выпуска готовой продукции; поточность технологического процесса холодильной обработки и наиболее рациональная организация всех потоков (сырья, готовой продукции, тары, льда); высокий коэффициент использования площади холодильника.

При разработке планировки холодильника следует учитывать также необходимость увязки проектируемых на нем технологических процессов с процессом смежных производственных предприятий (в условиях рыбокомбината).

Рыбопромышленные холодильники обычно проектируют в виде самостоятельных одноэтажных или многоэтажных зданий, без окон, в форме прямоугольника с соотношением сторон 1 : 2. Грузовые платформы (причальная линия судов, железнодорожная и автогужевая платформа) располагают вдоль его больших сторон. В подвальном или полуподвальном этажах для предотвращения промерзания и вспучивания грунта размещают камеры хранения охлаждаемых грузов с температурой не ниже —2°.

В многоэтажных холодильниках помещают морозильные камеры, приемочные, экспедиции — в первом этаже; подъемники для грузов — в центре здания или возле грузовых платформ.

Вопрос об этажности холодильника должен решаться в зависимости от площадки строительства и местных условий; обычно холодильники проектируют емкостью до 4000—5000 *т* одноэтажными, большей емкости — многоэтажными. При размещении различных помещений холодильника необходимо учитывать строительную сетку здания (пролеты между осями колонн) так, чтобы перегородки между отдельными камерами и другими помещениями проходили по возможности по центру колонн.

Размеры камер назначают, исходя из необходимой емкости по тому или иному виду продукции, но стремятся к камерам большой емкости.

Камеры площадью до 100 $м^2$ относятся к малым, площадью 100—500 $м^2$ — к средним и площадью 500—1500 $м^2$ — к большим. Высоту камер принимают равной 2,8—3,2 *м*, а при наличии подвесных путей 3,6—4,2 *м*.

Двери в камерах проектируют стандартного размера, шириной не менее 1,2 и высотой 1,94 *м*. Шахты подъемников грузоподъемностью 2 т имеют размеры в плане 3,15 × 3,25 *м* при кабине 2,4 × 3 *м*.

Если район строительства холодильника является перспективным в отношении дальнейшего развития данной отрасли пищевой промышленности, то планировка холодильника должна предусматривать возможность его расширения, которое можно осуществить путем пристройки или надстройки холодильника и пристройки машинного отделения. Для этого должна быть зарезервирована территория на площадке строительства.

К планировке холодильника приступают, предварительно определив перечень основных и вспомогательных помещений,

произведя расчет необходимых площадей и приняв общее решение о расположении холодильника и машинного отделения на площадке строительства и размещении в здании основных помещений (приемной, аккумулятора, морозильных камер, камер хранения, экспедиции).

При проектировании холодильников имеется несколько типичных планировочных решений, схематически показанных на рис. 121.

В холодильнике с коридорами по всему периметру (рис. 121, *а*) охлаждаемые помещения как бы ограждены тепловым барьером, и камеры, соединенные коридорами, размещаются удобно для грузовых операций. Однако планировка малоэкономична, так как площадь изолированного контура недостаточно используется для технологической обработки и хранения продукции.

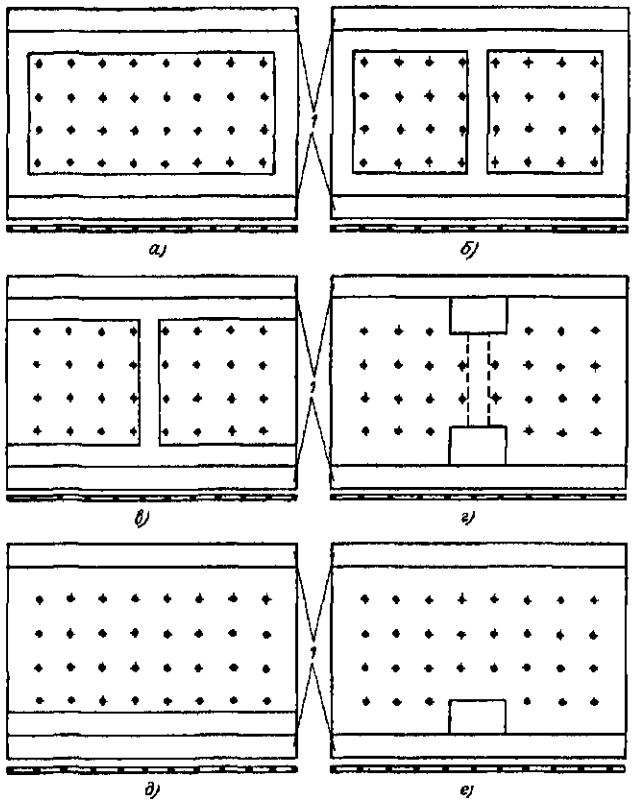


Рис. 121. Планировки рыбопромышленных холодильников

При планировке, показаниой на рис. 121, *б*, достигается еще большая связь между холодильными помещениями, но вместе с тем использование площади ухудшается, а стоимость строительства холодильника увеличивается.

Планировка холодильника (рис. 121, *в*) с двумя коридорами по его продольным сторонам (один приемный, другой выпускной) и центральным соединительным между ними удобна для заготовительного холодильника, так как в продольных коридорах можно сосредоточить значительное количество грузов при приемке сырья и выпуске готовой продукции, а внутренний соединительный коридор позволяет в случае

необходимости отправлять их с обеих платформ. Этот вариант планировки по стоимости и рациональному использованию холодильной площади немногим лучше, чем первый и второй.

Планировка с тамбурами по продольным сторонам и соединительным коридором между ними более целесообразна с точки зрения использования охлаждаемых помещений и при равномерном поступлении сырья на холодильник (рис. 121, *г*).

Холодильник с одним коридором (рис. 121, *д*) по продольной стороне или средним, соединяющим платформы, экономнее по стоимости строительства, но в эксплуатационном отношении планировка мало удобна и затрудняет организацию поточного производственного процесса

В планировке холодильников с тамбурами и вестибюлями отсутствуют коридоры, а тамбуры или вестибюли предусматривают в местах удобных для организации поточного процесса производства. Частным случаем такого планировочного решения для холодильников небольшого грузооборота является холодильник с одним тамбуром в центральной части по продольной стороне здания (рис 121, *е*). Планировки холодильников с тамбурами и вестибюлями обеспечивают лучшее использование охлаждаемой площади, более экономное строительство и эксплуатационные удобства при организации поточного производственного процесса В зависимости от конкретных условий, назначения холодильника и его особенностей, в основу планировки могут быть положены и первые варианты

Одним из важнейших показателей экономичности планировки является использование охлаждаемых помещений по прямому назначению для холодильной обработки сырья и хранения готовой продукции.

Коэффициентом использования площади холодильника называется отношение полезной площади (занятой под обработку, хранение, упаковку), без вычета колонн, ко всей площади включая колонны.

Чем совершеннее планировка холодильника, тем выше коэффициент использования площади, однако значение его зависит также от величины холодильника, и эта зависимость прямая. Обычно для мелких холодильников коэффициент использования площади η_x = около 0,7; площадью от 500 до 1000 $м^2$ η_x = 0,75—0,8; от 1000 до 3000 $м^2$ η_x = 0,8—0,85 и более крупных η_x = 0,85 и выше

Рассмотрим некоторые типовые проекты производственно-заготовительных рыбопромышленных холодильников, а также проект одного из новых больших рыбопромышленных холодильников, разработанные в последние годы Гипрорыбпромом

Характерные проекты рыбопромышленных холодильников

Холодильник емкостью 300 т и производительностью по замораживанию рыбы 20 *т/сутки* (рис. 122) предназначен для приема свежей рыбы от рыболовецких колхозов и государствен-

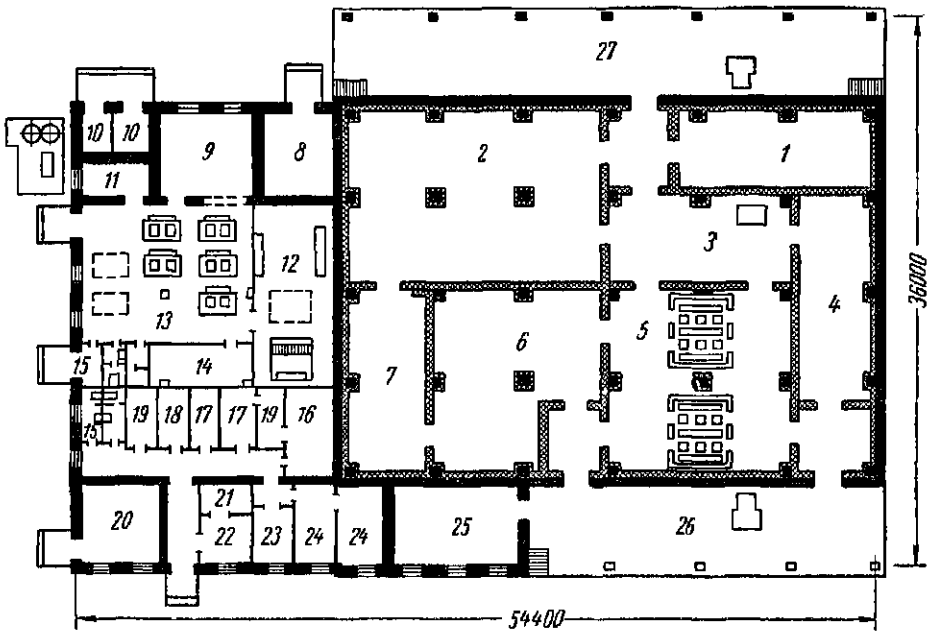


Рис. 122. Планировка холодильника емкостью 300 т и производительностью по замораживанию рыбы 20 *т/сутки:*

1, 2 — камеры хранения мороженой рыбы, *3* — упаковочная камера, *4* — универсальная камера, *5* — морозильный цех, *6* — аккумулятор, *7* — ледохранилище, *8* — распределительное устройство, *9* — щитовая, *10* — трансформаторная, *11* — механическая мастерская, *12* — льдогенераторная, *13* — машинное отделение, *14* — насосная, *15* — уборные, *16* — душевая, *17* — гардеробная, *18* — кладовая, *19* — сушилка, *20* — котельная, *21* — курительная, *22* — помещение для обогревания рабочих, *23* — медпункт, *24* — контора, *25* — мойка инвентаря, *26* — приемная платформа, *27* — разгрузочная платформа

ных рыбодобывающих организаций, замораживания, кратковременного хранения и отгрузки готовой продукции в районы потребления. Он является самостоятельным предприятием, т. е. заготовительным холодильником, но может также входить в состав предприятий рыбокомбинатов и рыбозаводов на положении цеха.

Для снабжения льдом рыболовецких судов, отправляющихся на промысел, предусмотрена установка льдогенератора. Искусственный лед используется и для временного хранения свежей рыбы в аккумуляторе или для производства охлажденной рыбы.

Суточная производительность льдогенератора 9 *т*, емкость ледохранилища 90 *т* и аккумулятора рыбы 50 *т*. Холодильник одноэтажный.

С рыболовецких судов рыбу доставляют на крытую приемную платформу, затем в камеру замораживания. Если рыбы по-

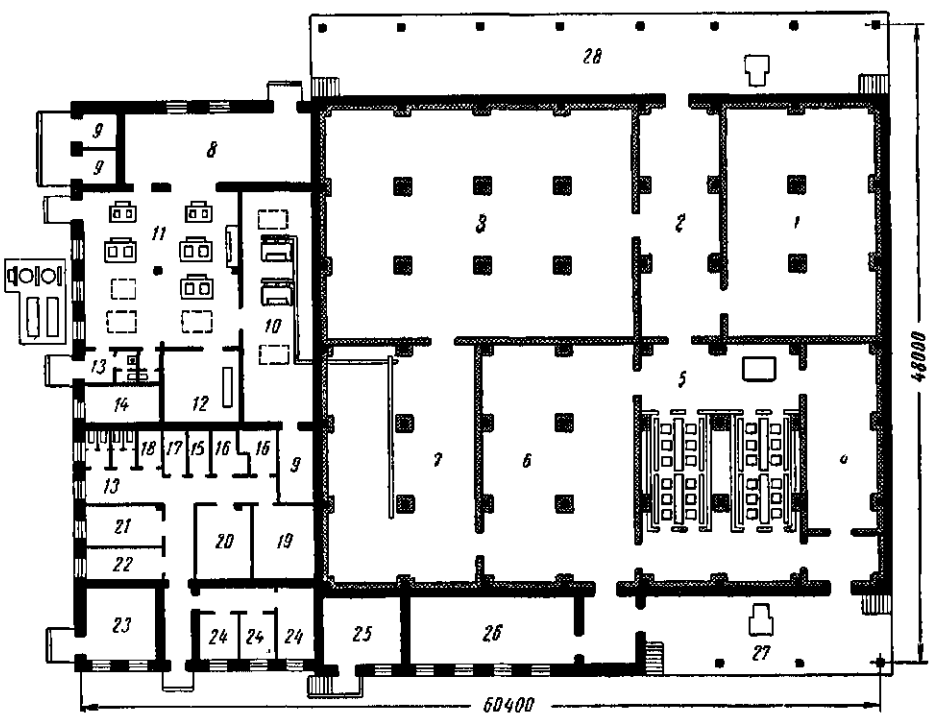


Рис. 123. Планировка холодильника емкостью 500 *т* и производительностью по замораживанию 30 *т/сутки:*

1, 3 — камеры хранения мороженой рыбы, *2* — вестибюль, *4* — универсальная камера, *5* — морозильный цех, *6* — аккумуляторная, *7* — ледохранилище, *8* — щитовая, *9* — трансформаторная, *10* — льдогенераторная, *11* — машинное отделение, *12* — насосная, *13* — уборная, *14* — механическая мастерская, *15* — водонагревательная, *16* — душевая, *17* — кладовая, *18* — сушилка, *19* — гардеробная женская, *20* — гардеробная мужская, *21* — медпункт, *22* — помещение для обогревания рабочих, *23* — котельная, *24* — контора, *25* — малая платформа, *26* — ящично-сколоточная мастерская, *27* — приемная платформа, *28* — разгрузочная платформа

ступило больше суточной замораживающей способности холодильника, ее направляют в аккумулятор. Здесь ее раскладывают в ящики, в которых равиомерно пересыпают льдом.

В камере замораживания установлены скороморозильные аппараты воздушного действия системы ВНИХИ. Замороженную рыбу после упаковки в упаковочной загружают в камеры хранения, смежные с ней. Одна из трех камер хранения универсального типа и может быть использована для хранения других пищевых продуктов (мясо, масло и т. д. .

Готовую продукцию из камер хранения погружают на отгрузочную платформу и далее грузят в железнодорожные вагоны или автотранспорт.

Льдогенератор и ледохранилище расположены удобно по отношению к машинному отделению и аккумулятору. Из ледохранилища лед направляют потребителям или в аккумулятор.

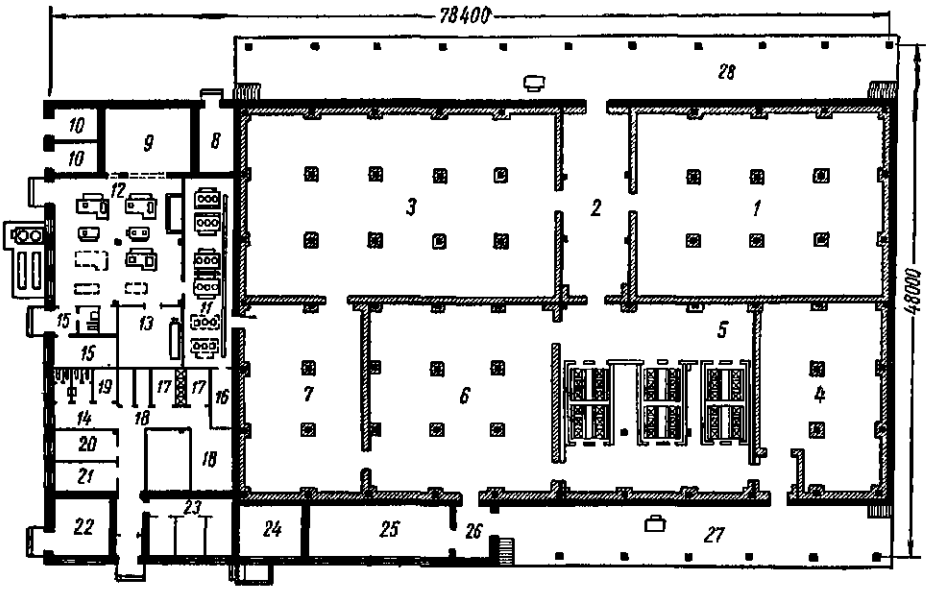


Рис. 124. Планировка холодильника емкостью 1000 *т* и производительностью по замораживанию 60 *т/сутки:*

1, 3 — камеры хранения мороженой рыбы, *2* — вестибюль, *4* — универсальная камера, *5* — морозильный цех, *6* — аккумулятор, *7* — ледохранилище, *8* — распределительное устройство, *9* — щитовая, *10* — трансформаторная, *11* — льдогенераторная, *12* — машинное отделение, *13* — насосная, *14* — уборные, *15* — механическая мастерская, *16* — водонагревательная, *17* — душевая, *18* — гардеробная, *19* — сушилка, *20* — медпункт, *21* — помещение для обогревания рабочих; *22* — котельная, *23* — контора, *24* — материальный склад, *25* — ящично-сколоточная мастерская, *26* — приемная, *27* — приемная платформа, *28* — разгрузочная платформа

К изолированному контуру холодильника слева примыкают машинное отделение и льдогенератор.

Платформы расположены по продольным сторонам холодильника, приемная — со стороны причалов судов и отгрузочная — с противоположной стороны, к которой подходит железнодорожная ветка.

Приемная платформа частично застроена бытовыми и вспомогательными помещениями. В связи с большой потребностью холодильника в энергии и паре, в блоке с машинным отделением запроектированы трансформаторная подстанция и котельная. В холодильнике предусмотрены два тамбура — угловой со

стороны приемной платформы и в центральной части со стороны железнодорожной платформы.

Планировка холодильников емкостью 500 *т*, производительностью по замораживанию 30 *т/сутки*, емкостью 1000 *т*, производительностью по замораживанию 60 *т/сутки* показаны на рис. 123 и 124.

В холодильниках вместо тамбура со стороны железнодорожной платформы запроектированы вестибюли, в которых можно упаковывать готовую продукцию и через которые последняя выдается с холодильника.

Суточная производительность льдогенераторов соответственно 18 и 36 *т*, емкость ледохранилища 150 и 200 *т* и аккумулятора 80 и 120 *т*.

Основные показатели типовых одноэтажных холодильников

По всем описанным холодильникам (емкостью 300, 500 и 1000 *т*) основные решения в строительной части приняты, исходя из условий ровной площадки, имеющей сухой непучинистый грунт с нагрузкой 2 *кг/см*^{2}. Предполагается, что предприятие снабжается электроэнергией и водой со стороны, а сточные воды сбрасываются вне площадки, без очистных сооружений.

Здания холодильников запроектированы с железобетонным сборным каркасом и самонесущими стенами из кирпича или шлакоблоков. Фундаменты под колоннами — сборные, железобетонные, стаканного типа, фундаменты под стенами — бетонные из пустотных блоков; перегородки — кирпичные. Колонны приняты сборные железобетонные, с консолями для укладки сборных железобетонных прогонов.

Полы холодильника и платформ — асфальтовые, в машинном отделении и санузлах — из метлахской плитки, в бытовых помещениях — дощатые. Термоизоляция стен, колонн и покрытия запроектирована из минеральной пробки, а полов — из минерального шлака. Кровельное покрытие — из крупнопанельного ребристого настила, кровля — бесчердачная, рулонная.

Максимальный вес сборных железобетонных элементов 3 *т*, поэтому их собирают с помощью автокрана или крана на гусеничном ходу со стрелой 16,5 *м* и грузоподъемностью 3 *т*.

В табл. 33 приводится строительная характеристика описанных холодильников, а также холодильников емкостью 50, 100 и 200 *т* с морозильными установками производительностью соответственно 5, 10 и 15 *т/сутки* и льдозаводами — 5, 6 и 9 *т/сутки*.

В холодильниках принят следующий температурный режим: в камерах хранения мороженой рыбы — 18°, ледохранилище —4° и аккумуляторе —0°.

Таблица 33

Строительная характеристика холодильников

Показатели	Емкость холодильников, *т*					
	50	100	200	300	500	1000
Площадь застройки (без платформ), $м^2$	405	590	961	1568	2636	3202
Площадь застройки (с платформами), $м^2$	519	862	1151	1906	3014	3806
Строительный объем, $м^3$	1938	2943	4641	9018	16097	19588
Площадь основных производственных помещений, $м^2$	207	420	663	763	1256	1853
Сетки колонн, *м*	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6	6×6

Замораживание рыбы осуществляют в аппаратах системы ВНИХИ, в которых процесс длится 2,5—4 часа. Камеры хранения рыбы оборудуют пристенными, оребренными батареями с внутренней циркуляцией аммиака.

Для обеспечения работы замораживающих аппаратов и температурного режима хранения мороженой рыбы запроектированы установки двухступенчатого сжатия, которые скомплектованы из компрессоров марки 4АУ-15 и 2АВ-15 завода «Компрессор», для работы льдогенераторов одноступенчатые машины из компрессоров тех же марок.

Холодильные установки снабжены приборами автоматического поддержания температур в камерах хранения и приборами защиты компрессоров от аварий. В камерах хранения установлены регуляторы температуры в комплекте с соленоидными вентилями на трубопроводах жидкого холодильного агента. Когда температура воздуха в камере понижается на 0,5° против заданной, регулятор температуры, управляющий соленоидным вентилем, размыкает электрическую цепь, вентиль закрывается, прекращая подачу жидкого аммиака в батареи. Если температура воздуха в камере наоборот повышается, регулятор температуры замыкает цепь управления соленоидного вентиля, последний открывается, увеличивая подачу жидкого агента в батарею камер.

Морозильные аппараты снабжены автоматикой, контролирующей нормальное заполнение испарительной системы жидким аммиаком — дистанционными указателями уровня в контакте с соленоидными вентилями.

Компрессоры снабжены регуляторами давлений всасывания и нагнетания, датчики которых устаиовлены на всасывающей и нагнетательной сторонах компрессора. Регуляторы тем-

пературы сжатых паров холодильного агента устанавливают на нагнетательной стороне компрессора. Эти приборы обеспечивают выключение компрессоров, если давление нагнетания превышает 18 *ата*. Компрессоры прекращают работу также, когда температура сжатых паров агента будет выше 140 или ниже 60°.

Если один компрессор машины двухступенчатого сжатия по той или иной причине останавливается, автоматически выключается и другой компрессор. В камерах хранения монтируют установку дистанционного контроля температур — телетермометрическую станцию.

В табл. 34 приводится основное холодильное оборудование этих холодильников.

Таблица 34

Оборудование холодильников

Оборудование	Емкость холодильников, *т*					
	50	100	200	300	500	1000
Компрессор 2АВ-27 $Q_0 = 400$ тыс. *ккал/час*	—	—	—	—	—	3
Компрессор 4АУ-15 $Q_0 = 150$ тыс *ккал/час*	—	1	1	2	3	2
Компрессор 2АВ-15 $Q_0 = 70$ тыс *ккал/час*	—	2	3	3	2	—
Компрессорный агрегат АК-4АУ 40/3	4	—	—	—	—	—
Конденсатор кожухотрубный:						
125-КТБ	—	—	—	—	—	2
75-КТБ	—	—	1	—	2	—
50-КТБ	—	1	—	2	—	—
Льдогенератор трубчатого льда 10-ЗТП, производительностью 9 *т/сутки*	—	—	1	1	2	4
Льдогенератор трубчатого льда 3-ЗТЛ, производительностью 3 *т/сутки*	1	2	—	—	—	—
Скороморозильные аппараты ВНИХИ СА-2, производительностью 20 *т/сутки*	—	—	—	—	2	3
СА-1, производительностью 10 *т/сутки*	—	1	2	2	—	—
СА-3, производительностью 3 *т/сутки*	2	—	—	—	—	—
Батареи оребренные, $м^2$	272	366	507	665	1455	1934

В табл. 35 приводится потребность основных строительных материалов и железобетонных изделий для строительства холодильников единовременной емкости от 50 до 1000 *т*.

Таблица 35

Потребность материалов и железобетонных изделий

Материалы	Емкость холодильников, *т*					
	50	100	200	300	500	1000
Цемент, *т*	62	81	130	213	267	390
Сталь, *т*	6,2	10	16,9	26	30,6	65
Кирпич, тыс. шт.	114	153	195	315	404	445
Лес, $м^3$	32	43	67	71	88	90
Кровельный материал (толь, рубероид), рул.	263	350	634	994	1350	1720
Минеральная пробка, $м^3$	105	280	424	526	709	975
Железобетонные изделия, $м^3$	52	107	131	203	240	323

Ориентировочная стоимость строительства рыбопромышленных холодильников зависит от величины холодильника и не является неизменной, так как стоимость материалов и оборудования меняется.

Общую стоимость сооружения холодильников удобно исчислять, относя ее к 1 *т* емкости холодильника. Но так как кроме камер хранения на рыбопромышленных холодильниках проектируют камеры и установки замораживания, то общая емкость холодильника условно складывается из емкости камер хранения и емкости, эквивалентной камерам замораживания, считая, что по стоимости 1 *т* суточного замораживания равнозначна 10 *т* емкости камеры хранения.

Общая емкость холодильника с учетом эквивалентной емкости камер замораживания называется приведенной.

В табл. 36 указана ориентировочная стоимость холодильников различной величины, отнесенная к 1 *т* приведенной емкости.

Таблица 36

Стоимость холодильников, руб.

Стоимость 1 *т* емкости холодильника	Приведенная емкость холодильника, *т*			
	200	500	800	1600
Общая	5,8	4,8	4,5	3,2
в том числе:				
строительная часть	3,1	2,7	2,4	1,6
оборудование и монтаж	2,7	2,1	2,1	1,6

Ориентировочная стоимость холодильника емкостью 100 *т* с установкой замораживания рыбы производительностью 10 *т/сутки* определяется по следующему расчету:

приведенная емкость холодильника составляет

$$100 + 10 \times 10 = 200\ m,$$

общая стоимость холодильника

$$5{,}8 \times 200 = 1160 \text{ руб.},$$

в том числе стоимость строительства

$$3{,}1 \times 200 = 620 \text{ руб.},$$

стоимость оборудования и монтажа

$$2{,}7 \times 200 = 540 \text{ руб.}$$

Многоэтажный рыбопромышленный холодильник

Холодильник на территории рыбного порта в Авачинской бухте предназначен для замораживания рыбы, которую доставляют добывающие суда, базирующиеся на Петропавловский рыбный порт, для приема мороженой рыбы, доставляемой с береговых холодильников Камчатки, перед транспортировкой ее на материк и для производства льда, необходимого рыболовецким судам, уходящим на промысел, а также для кратковременного хранения рыбы в аккумуляторе холодильника. Емкость камер хранения мороженой рыбы 8000 *т*, суточная производительность рыбоморозилок 250 *т*, производство блочного льда 120 *т/сутки*.

Пятиэтажный холодильник размещен на узкой портовой косе и потому с трех сторон открыт для подхода с моря. С одной стороны к нему подходят суда, вернувшиеся с промысла — средние и крупные траулеры и морозильные траулеры типа БМРТ. Со средних и крупных траулеров рыба поступает в приемную и затем в морозильный цех, а с судов типа БМРТ мороженая рыба и филе — непосредственно в камеры хранения верхних этажей. Со второй стороны крупные суда-рефрижераторы принимают мороженую рыбу с холодильника для доставки на материк, и с третьей — грузят лед на суда, направляющиеся на промысел.

Здание холодильника по вертикали разделено на два отсека — охлаждаемый и теплый. Такое деление позволяет запроектировать замкнутый изоляционный контур, не нарушая непрерывности изоляции. Это условие весьма важно для холодильников, поскольку прерывная изоляция приводит к дополнительным расходам холода.

В охлаждаемом отсеке размещены камеры хранения мороженой рыбы, цех замораживания, приемная, аккумулятор и ледохранилище; в теплом — машинное отделение, трансформаторная, насосная, льдозавод, склады, бытовые и административные помещения.

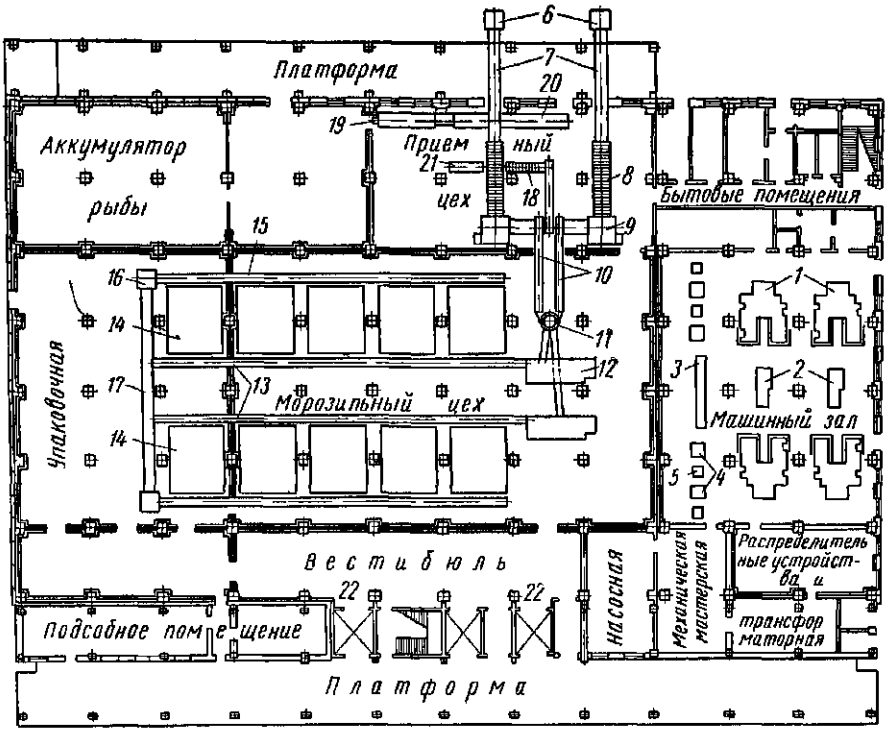


Рис. 125. План первого этажа холодильника:

1 — двухступенчатый компрессор АГК-47, *2* — одноступенчатый компрессор АВ-300, *3* — регулирующая станция, *4* — промежуточный сосуд, *5* — маслоотделитель, *6* — приемный бункер, *7, 10* — транспортер для рыбы, *8* — моечная машина, *9* — взвешивающие устройства, *11* — распределительный бункер, *12* — стол для укладки рыбы в противни, *13* — транспортер для противней со свежей рыбой, *14* — автоматизированный морозильный аппарат, *15* — транспортер для противней с замороженной рыбой, *16* — глазировочный аппарат, *17* — упаковочный стол, *18* — агрегат для охлаждения рыбы, *19* — ящично-моечная машина, *20* — транспортер для ящиков, *21* — транспортер для охлажденной рыбы, *22* — лифт

На рис. 125 показан план первого этажа холодильника. Поступившую в порт с промысла рыбу, пересыпанную льдом, выгружают из траулеров портальными кранами и подают в приемные буикеры. Отсюда по транспортерам ее направляют в моечные машины, в которых промывают и отделяют от льда, сбрасываемого по лоткам в канализационную систему.

После взвешивания рыба по транспортерам поступает в распределительный бункер и отсюда по наклонным лоткам на

укладочные столы. Здесь ее укладывают в противни, которые по транспортерам доставляют к замораживающим аппаратам производительностью 25 *т/сутки* каждый и продолжительностью замораживания 4 часа. Загрузка аппаратов и выгрузка противней с замороженной рыбой происходит автоматически.

Из глазировочных аппаратов, в которых осуществляется отлайка противней и глазирование блоков рыбы, пустые противни возвращаются к укладочным столам, а размороженные глазированные блоки поступают на специальные столы для механизированной упаковки в картонную тару.

Упакованная продукция электропогрузчиками и лифтами доставляется в камеры хранения. На первом этаже размещен аккумулятор, рассчитанный на суточное хранение свежей рыбы. Количество поступившей на холодильник рыбы, которое не может быть принято морозильным цехом, подается в агрегат для охлаждения. В нем ее размещают в стандартные деревянные ящики и перекладывают двумя слоями дробленого льда при соотношении 5 : 1.

Ящики с рыбой и льдом электропогрузчик отвозит в аккумулятор для складирования.

Во втором этаже (рис. 126) находятся камеры хранения мороженой рыбы и ледохранилище, в теплом отсеке — льдозавод и бытовые помещения. Планировка помещений третьего и четвертого этажей одинаковая (рис. 127); в теплом отсеке четвертого этажа находятся материальный склад и конторские помещения.

На пятом этаже размещены три универсальные камеры, а в теплом отсеке — склад хранения консервов и помещение для водонапорного бака. Со стороны глубоководного причала транспортных судов-рефрижераторов расположены три лифта грузоподъемностью по 3,5 *т*, которые используют для транспортировки рыбы из морозильного цеха в камеры хранения и отсюда на автогужевую платформу для той части продукции, которая предназначена для снабжения местного населения.

Прием грузов с рефрижераторных судов и погрузку мороженой рыбы на транспортные суда-рефрижераторы производят через грузовые балконы, которые обслуживают два портальных крана грузоподъемностью по 3 *т* и стрелой вылетом 22,5 *м*. Поэтажные балконы имеются и с мелководной стороны, они предназначены для приема мороженых рыбных товаров.

В ледохранилище устаиовлены дробилки, которые дробят лед на куски размером 2—3 *см*, затем по транспортеру и гофрированной трубе лед подается в трюмы рыболовных судов. СРТ загружается льдом в течение 1,5—2, а РТ — около 3—4 часов.

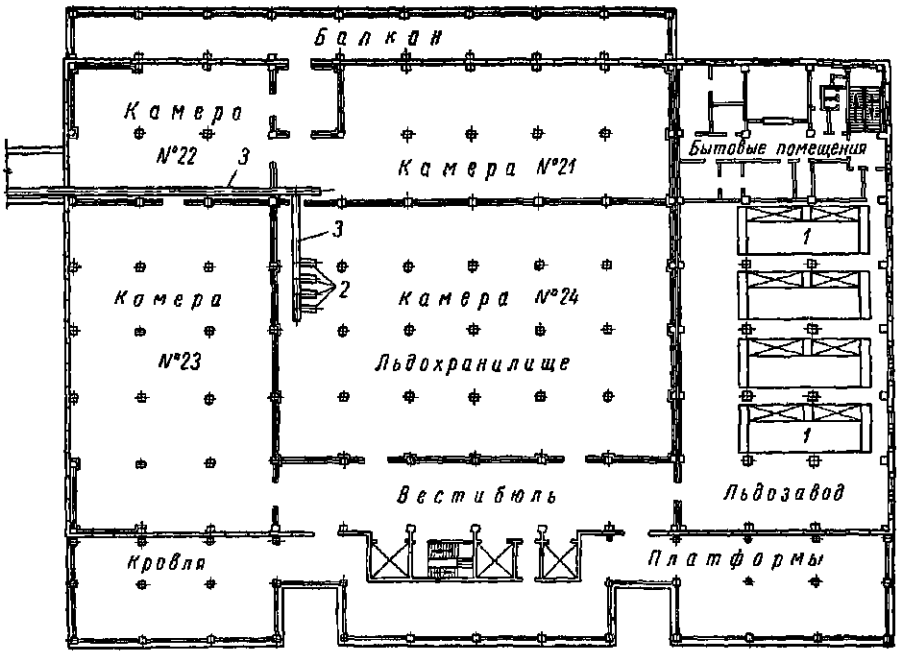


Рис. 126. План второго этажа холодильника:
1 — льдогенератор блочного льда, *2* — льдодробилки, *3* — транспортер дробного льда

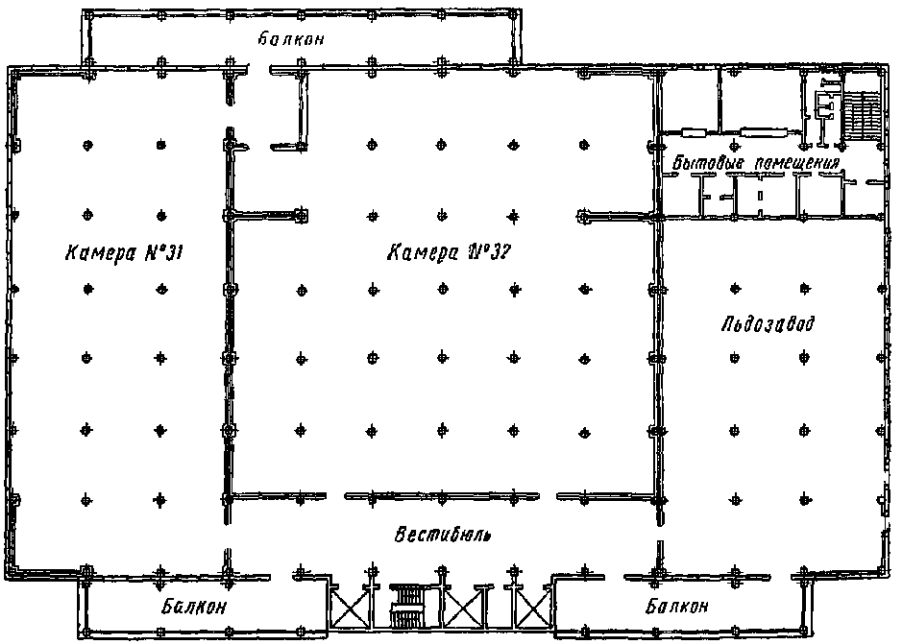


Рис. 127. Плаи третьего и четвертого этажей холодильника

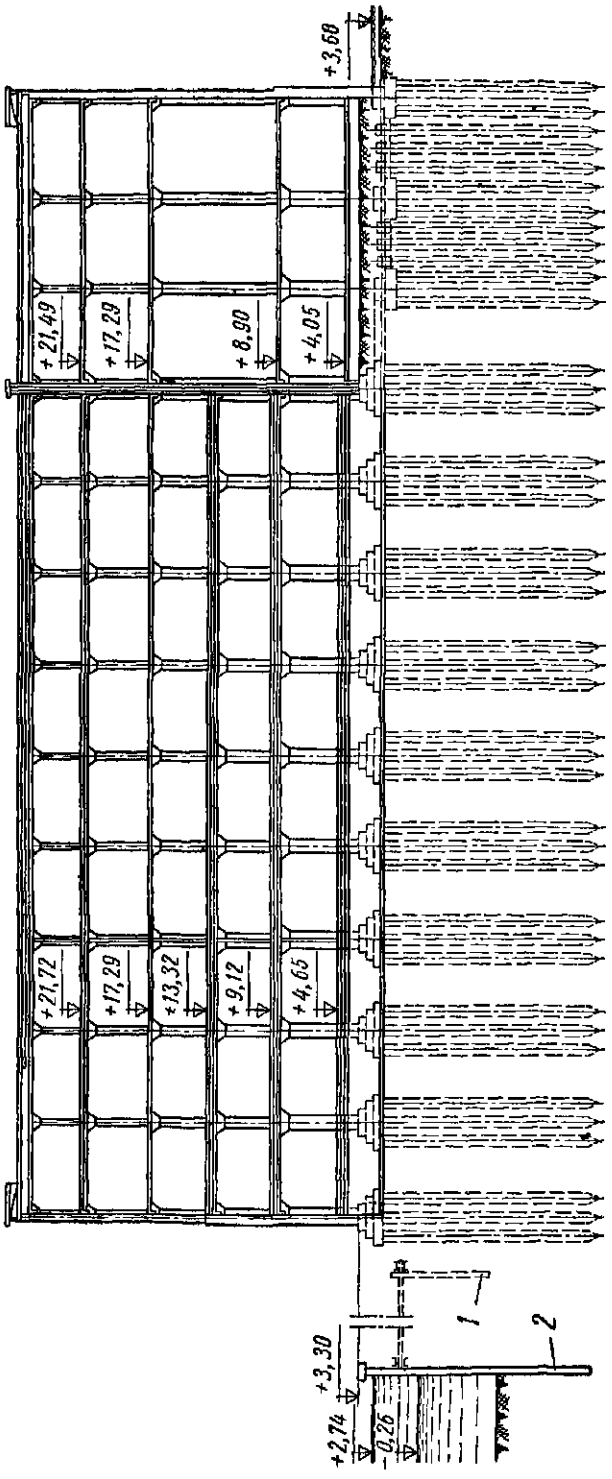


Рис. 128. Продольный разрез холодильника:
1 — анкерный шпунт, *2* — лицевой шпунт

Основное оборудование холодильника состоит из четырех аммиачных горизонтальных компрессоров АПК-47 холодопроизводительностью по 300 тыс. *ккал/час* при $t_0 = -35°$ и двух вертикальных компрессоров АВ-300 холодопроизводительностью по 300 тыс. *ккал/час* при $t_0 = -15°$. Компрессоры АПК-47 предназначены для обслуживания замораживающих аппаратов и камер хранения, а АВ-300 — для обслуживания льдозавода.

У наружной стены машинного отделения установлены пять кожухотрубных вертикальных конденсаторов поверхностью по 150 $м^2$. Камеры хранения оборудованы оребренными батареями непосредственного испарения с внутренней самоциркуляцией жидкого аммиака, а также приборами автоматического поддержания температуры до —20°. Схема трубопроводов холодильного агента — насосная с побудительной циркуляцией жидкого аммиака.

Здание холодильника железобетонное, каркасное с заполнением стен первого этажа бетонными блоками, а верхних — сборными стеновыми железобетонными панелями, изолированными минеральной пробкой. Основанием под фундаменты служат сваи длиной 15 *м*. Колонны железобетонные с шагом 6×6 *м*, фундамент под ними выложен в виде сплошной железобетонной плиты толщиной 25 *см*. Перекрытия — железобетонные, безбалочные. Кровля плоская.

Строительные конструкции холодильника показаны на рис. 128.

Определение площади машинного отделения

Вопрос о расположении машинного отделения решается при разработке планировки холодильника, причем предварительно должна быть определена его площадь. Если в перспективе имеется в виду расширение холодильника, необходимо предусмотреть увеличение мощности холодильных машин. Для этого может быть установлено резервное оборудование при строительстве холодильника первой очереди; установлены машины с пониженным числом оборотов; зарезервированы места дополнительных машин, предусмотрено такое размещение машинного отделения, при котором его здание в дальнейшем легко расширить.

Первые два способа связаны с удорожанием строительства и они используются только если расширение холодильника реально в ближайшее время.

Третий способ, хотя и более рационален по сравнению с первыми двумя, также приводит к увеличению стоимости строительства за счет завышения площади машинного отделения.

Наиболее целесообразным является четвертый способ, при котором заранее предусматривают участок для будущего расширения здания машинного отделения. Увеличить холодопроизводительность установки можно также не расширяя здания машинного отделения, заменой оборудования на новые, более компактные и производительные машины.

В компрессорном зале размещают холодильные компрессоры с двигателями, регулирующую станцию, электрощит, приборы автоматического управления работой оборудования и автоматической защиты. В аппаратном помещении — конденсаторы, испарители, переохладитель и другую аппаратуру.

Приточно-вытяжную вентиляцию рассчитывают на семикратный объем воздуха в час; для больших машинных отделений (с установками, содержащими более 300 *кг* аммиака) приточную вентиляцию — на двухкратный и вытяжную — на трехкратный обмен воздуха в час и, кроме того, устанавливают аварийную вытяжную вентиляцию на семикратный обмен воздуха в час.

Высота машинного отделения должна быть не менее 4 *м* и определяется габаритами оборудования, аппаратного помещения — не менее 2,5 *м*. В машинном отделении предусматривают два удаленных друг от друга выхода.

В целях удобства обслуживания и безопасности эксплуатации оборудования необходимо предусматривать достаточные проходы между машинами и отступы от стен здания. Расстояние между выступающими частями машин должно быть не менее 1 *м*, между электрощитом и оборудованием — не менее 1,5 *м*, между гладкой стеной и машиной (или аппаратом) — не менее 0,8 *м*.

Таблица 37

Площадь машинного отделения

Способ охлаждения	Установленная холодопроизводительность машин, 1000 *ккал/час*	Площадь машинного отделения на 1000 *ккал/час*, $м^2$
Рассольное	До 10	1,6
	10—20	1,2
	20—30	1,0
	30—60	0,7
Смешанное	До 100	0,5
	100—400	0,3
	400—2000	0,16
	2000—3500	0,11
Непосредственное испарение холодильного агента	До 200	0,4
	200—600	0,2
	600—950	0,16

Вертикальные компрессоры размещают с учетом беспрепятственной выемки коленчатого вала из картера. Оборудование машинного отделения компонуют так, чтобы оно размещалось удобно для обслуживания, и длина соединительных трубопроводов была минимальной.

Площадь машинного отделения определяют числом, типом и мощностью холодильных машин, габаритами аппаратов, а также компоновкой.

Для предварительного, ориентировочного определения площади машинного отделения можно пользоваться данными, приведенными в табл. 37.

Эти практические нормативы не учитывают площадь мастерской и вспомогательных помещений.

ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ И ЗАЩИТА ЕЕ ОТ УВЛАЖНЕНИЯ

Охлаждаемые помещения, а также аппараты, в которых протекают холодильные процессы, по поверхностям теплопередачи покрывают тепловой изоляцией. При проектировании холодильных установок правильный выбор изоляционных конструкций имеет очень важное значение для нормальной эксплуатации холодильного предприятия, так как из общего теплопритока, который должен быть компенсирован холодильной машиной, значительная доля приходится на теплопритоки через внешние ограждения.

В холодильных камерах необходимо поддерживать равномерную и достаточно низкую температуру, чтобы создать оптимальные условия сохранения пищевых продуктов и уменьшить их усушку. Следовательно, тепловая изоляция охлаждаемых помещений, при которой уменьшаются внешние теплопритоки, не только сокращает эксплуатационные расходы, но и обеспечивает оптимальный температурный режим охлаждаемых помещений.

Расчетная разность температур в ограждающих конструкциях холодильников доходит до 50—55°, в жилых зданиях она обычно не превышает 40—45°, а разность парциальных давлений водяного пара для холодильников достигает 18—20 *мм* и выше, в то время как для жилых зданий она составляет 8—10 *мм* рт. ст. Поэтому изоляционная конструкция должна включать в себя не только достаточной толщины слой изоляционного материала, но и защиту от увлажнения изоляции (пароизоляционные и гидроизоляционные материалы).

Разница температур наружного воздуха и холодильных камер обусловливает разницу упругости водяных паров этих сред, причем упругость водяного пара наружного воздуха всегда

значительно выше упругости водяного пара в камерах холодильника. В связи с этим водяные пары наружного воздуха постоянно стремятся проникнуть в камеру холодильника. Это проникновение водяного пара осуществляется путем диффузии его через поры ограждающих конструкций, что и является причиной постоянного увлажнения тепловой изоляции и ухудшения ее изоляционных свойств. Таким образом, тепловая изоляция холодильников всегда подвержена увлажнению, и в этом ее главнейшая особенность в холодильных сооружениях.

Тепловую изоляцию с теплой стороны от увлажнения защищают пергамином, руберойдом, битумом и другими материалами, которые включаются в ограждающую конструкцию здания

Изоляционные материалы

Тепловую изоляцию холодильников делают из материалов неорганического происхождения — пенобетона, минеральной пробки, шлака, альфоли или органического происхождения — пробковых плит, торфоплит, мипоры, пенопласта и винидура.

Выбор изоляционного материала для холодильника или холодильного аппарата определяется местными условиями (района строительства холодильника), назначением, режимом холодильника и свойствами самих изоляционных материалов.

К теплоизоляционным материалам предъявляются следующие требования:

1) они должны иметь небольшой коэффициент теплопроводности λ — от 0,03 до 0,12 *ккал/м час* °С, а также малый объемный вес — от 10 до 300 *кг/м*^{3};

2) быть морозоустойчивыми, т. е не менять своих свойств и не разрушаться в условиях низких и переменных температур;

3) изоляционные материалы не должны быть гигроскопичны и влагоемки, а также должны характеризоваться возможно меньшей паропроницаемостью;

4) изоляция должна быть стойкой к гниению и плесневению, так как в этом случае она более долговечна Одновременно она должна быть стойкой против грызунов; не должна иметь резкий запах; так как многие продукты воспринимают запахи, что ухудшает их пищевые и вкусовые достоинства.

5) изоляционные материалы должны выдерживать механические нагрузки, т. е обладать достаточной механической прочностью, они должны быть огнестойки, а также достаточно доступны и дешевы

Приводим краткую характеристику наиболее часто применяемых изоляционных материалов.

Пенобетон. Пористый материал, получаемый смешением це-

ментного раствора с пеной из каннфольного мыла и столярного клея. Блоки размером $1 \times 0{,}5$ *м* и толщиной 0,15, 0,20 и 0,25 *м* могут изготовляться ие только на специальных заводах, но и непосредственно иа площадке строительства. Объемный вес 350—400 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводиости 0,11—0,15 *ккал/м час* °С.

Пенобетон достаточно прочен, огиестоек, морозоустойчив, не гниет, легко обрабатывается и стоек против грызунов. Однако в условиях сухого жаркого воздуха или при зиачительных температурных колебаниях в нем появляются трещины и он разрушается.

Минеральная пробка. Из доменных шлаков получают стекловидное волокно, называемое миисральной ватой. Ее обрабатывают разжиженной битумной эмульсией и глиноземом; после перемешивания получают однородную массу, которую разливают в формы, прессуют и сушат при температуре около 140°. Полученные плиты называются минеральной пробкой. Размеры плит $1 \times 0{,}5$ *м* с толщиной 0,03—0,05 *м*. Минеральная пробка может быть изготовлена также в виде скорлуп, сегментов и изделий другой формы.

Эта изоляцня огнестойка, морозоустойчива, не гниет, не имеет запаха, малогигроскопична и влагоемка. Объемный вес 250—300 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводности 0,06—0,07 *ккал/м час* °С.

Шлак. Это продукт сгорания каменного угля, имеет пористую структуру, обладает изолирующими свойствами. Объемный вес котельных и паровозных шлаков 800—1000 *кг/м*^{3}; коэффициент теплопроводности их равен 0,20—0,25 *ккал/м час*°С. Лучшие показатели имеют гранулированные доменные шлаки, т. е. шлаки доменных печей, подвергшихся быстрому охлаждению водой при выпуске из домны. Объемный вес их 400—600 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводиости 0,12—0,16 *ккал/м час*°С. Шлак применяется как засыпная изоляция для полов, верхних перекрытий и в некоторых случаях стен и перегородок.

Альфоль (алюминиевая фольга). Ее применяют в виде листового рулонного материала толщиной листа 0,008—0,01 *м*; в рулоне 700 *м*, шириной 0,44 *м*. Как изоляцню альфоль укладывают либо в смятом виде, либо гофрированными листами — в том и другом случаях изолирующие свойства ее создаются прослойками малоподвижного воздуха, снижающими коэффициент теплопроводности. Альфоль огнестоек, иегигроскопичен, не гниет. Объемиый вес в изоляционной конструкции 3—4 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводности 0,04—0,05 *ккал/м час*°С.

Пробковые плиты. Это лучший изоляционный материал. Плиты изготовляют из отходов коры пробкового дуба, произ-

растающего в Крыму и на Кавказе, и из коры бархатного дерева, которое растет в разных районах СССР. Высокие изоляционные свойства пробки объясняются ее ячеистой структурой с замкнутыми воздушными пространствами. При изготовлении плит пробковая крошка прессуется с добавлением вяжущих веществ (импрегнированные плиты) или без них, но с нагреванием (экспанзит).

Плиты экспанзит являются лучшей изоляцией. Размеры их $1 \times 0{,}5$ *м* при толщине 0,20, 0,30 *м* и более. Из пробки изготовляется также изоляция для трубопроводов и аппаратов в виде сегментов, скорлуп и изделий других форм. Объемный вес 160—240 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводности 0,035—0,06 *ккал/м час*°С. Объем производства пробковых плит лимитируется недостатком сырья, что предопределяет дефицитность этого материала.

Торфоплиты. Изоляция, изготавливаемая сухим и мокрым способом из малоразложившегося торфа в виде плит. При сухом способе изготовления торф подсушивают, разрыхляют и измельчают. Затем его прессуют в формах под давлением 4 *ати*, высушивают и термически обрабатывают сухим горячим воздухом (температура воздуха несколько выше 100°).

При мокром способе торф измельчают и тщательно размешивают горячей водой в чанах, далее воду отжимают при давлении около 2 *ати* и оставшуюся массу формируют в плиты. Плиты сушат сначала при температуре 90, затем при 120°.

Торфоплиты имеют малый коэффициент теплопроводности и небольшой удельный вес, механическая прочность их недостаточна Кроме того, торфоплиты сравнительно быстро увлажняются и поражаются плесневыми грибками Стоимость торфоплит невысока

Камышит. Изоляция из сухого, светло-желтого цвета камыша, спрессованного в виде плит, прошитых проволокой. Камышит устойчив против грызунов Чтобы уменьшить опасность загнивания, стебли камыша перед прессованием пропитывают 3%-ным раствором фтористого натрия и просушивают. Штукатурка на плитах камышита держится без специальных сеток. Камышит часто применяют для изоляции перегородок между камерами

Большим достоинством камышита является его дешевизна. Плиты изготовляют размером длиной от 2 до 4,5 *м*, шириной 1 *м* и толщиной от 0,04 до 0,10 *м*. Объемный вес 260—360 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводности 0,09—0,12 *ккал/м час*° С

Мипора. Затвердевшая пена, получаемая синтетически из формальдегида и мочевины с добавлением катализатора и пенообразователя. Изоляцию выполняют в форме блоков разме-

рами 1×0,5 *м* и толщиной 0,20—0,25 *м*. Для защиты минеры от увлажнения блоки погружают в расплавленный битум, что уменьшает ее влагопоглощаемость вдвое. Минера морозоустойчива, но имеет малую механическую прочность. Объемный вес минеры 15—25 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводности 0,035—0,05 *ккал/м час*° С.

Пенопласты. Изготовляют из синтетических смол, которые в расплавленном состоянии при высоком давлении насыщаются воздухом или газами (углерод, водород и др.). Нагретые газы расширяются и, вспенивая пластмассу, образуют ячеис-

Таблица 38

Изоляционные материалы

Материалы	Объемный вес, *кг/м*^{3}	Коэффициент теплопроводности, *ккал/м час* °С	Теплоемкость *ккал/кг* °С
Теплоизоляционные			
Алюминиевая фольга с воздушными прослойками	3—4	0,04—0,05	0,22
Бумлитэ	160—200	0,04—0,05	0,35
Воздух в покое и прослойках менее 10 *мм*	1,3	0,02	0,24
Войлок шерстяной (сухой)	150—200	0,05—0,06	0,45
Зола древесная	400—500	0,08—0,10	0,2
Камышит в щитах	260—360	0,09—0,12	0,35
Картон гофрированный	200—250	0,06—0,08	0,35
Лигиолитэ	200—250	0,05—0,07	0,62
Минеральная (шлаковая) вата	175—250	0,06—0,07	0,18
Минеральный войлок	200—250	0,06—0,07	0,18
Минеральная пробка	300—400	0,06—0,07	0,18
Минера	15—25	0,035—0,05	0,36
Опилки древесные	250—300	0,08—0,10	0,6
Пемза	300—400	0,09—0,13	0,2
Пенобетон пропаренный	350—400	0,11—0,15	0,2
Пеностекло	200—400	0,10—0,13	0,2
Пробковые плиты (экспаизит)	160—240	0,035—0,06	0,5
Торфоплиты	170—250	0,06—0,07	0,4
Туф	1100—1300	0,40—0,50	0,22
Шлак котельный	800—1000	0,20—0,25	0,18
Шлак гранулированный	400—600	0,12—0,16	0,18
Паро-и гидроизоляционные			
Асфальт	1800—2000	0,65—0,75	0,4
Битум	950—1000	0,30—0,40	0,4
Борулин	700—900	0,25—0,3	0,35
Гидроизол	700—900	0,25—0,3	0,35
Пергамин	600—800	0,15—0,2	0,36
Рубероид	600—800	0,12—0,2	0,36

тую структуру. Технология их производства весьма разнообразна. В настоящее время получены пенопласты мало увлажняемые, прочные, легкие и обладающие малой теплопроводностью. Из пенопластов весьма перспективными для широкого применения в качестве холодильной изоляции являются пеноуретаны. Они имеют малый коэффициент теплопроводности: изготовленные на основе обычных смол 0,04, на основе полиэфирных смол, 0,03 *ккал/м час°С*. Объемный вес пеноуретанов 25—100 *кг/м*^{3}.

Пеноуретаны могут изготавливаться непосредственно в полости, которая должна быть заполнена изоляцией. Для этого в нее вводят смесь исходных компонентов и катализатор в определенных соотношениях, в результате протекания реакций полость оказывается заполненной твердой полиуретановой пеной. Следовательно, применение пеноуретанов коренным образом меняет конструкцию теплоизоляционных ограждений и технологию теплоизоляционных работ. Создаются возможности получения легких и прочных конструкций, в которых сама пеноуретановая изоляция может воспринимать нагрузку.

Винидур. Изоляция, изготовляемая из пластмасс, в виде пленки, листов, труб, стержней. Между слоями винидура образуются воздушные прослойки, которые и обусловливают хорошие изоляционные свойства материала, часто применяемого для изоляции судов-рефрижераторов. Объемный вес 65 *кг/м*^{3}, коэффициент теплопроводности, при наличии воздушной прослойки между слоями материала, 0,069 *ккал/м час°С*.

Основные показатели для некоторых теплоизоляционных паро- и гидроизоляционных материалов приведены в табл. 38.

Изоляционные конструкции

Важными условиями правильно запроектированной изоляционной конструкции являются достаточная толщина изоляции и защита ее от увлажнения, а также непрерывность изоляционного слоя, исключающая образование мостиков холода.

Полы. Полы холодильных камер нижнего этажа изолируют шлаком. На уплотненный грунт кладут как основание слой бетона толщиной 8—10 *см*, который покрывают гидроизоляцией. Гидроизоляционный рулонный материал предохраняется от механических повреждений слоем шлакобетона толщиной 4—5 *см* и на него насыпается слой шлака толщиной согласно расчету. Поверх основного слоя шлака снова кладут шлакобетон толщиной 4—5 *см*, на него слой гидроизоляционного рулонного материала, защищающий основную изоляцию от увлажнения, затем бетонную подготовку и чистый пол (цементный, асфальтовый

нли плиточный). Если в первом этаже холодильника запланированы камеры с температурой ниже — 5° и по условиям местности холодильник возводится на промерзающем грунте, полы устраивают с шанцами, т е под полом устраивают сплошные каналы, по которым продувается теплый воздух В каналах небольшой протяженности продувка воздуха происходит за счет естественной циркуляции, в длинных — с помощью вентиляторов Шанцы устраняют возможность промерзання и вспучива-

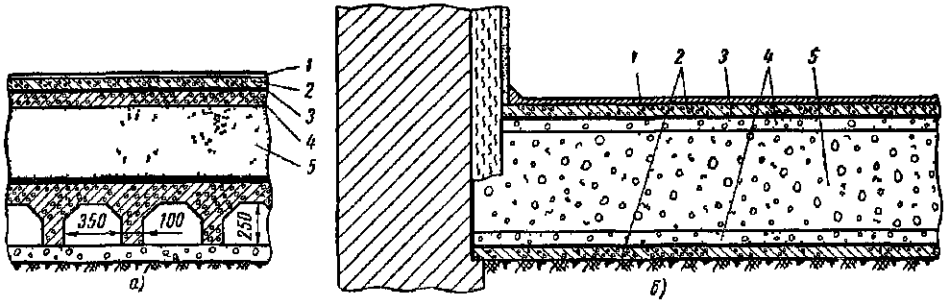


Рис 129 Устройство полов холодильника
а — без шанцев, *б* — с шанцами, *1* — чистый пол, *2* — бетон *3* — толь *4* — шлако бетон, *5* — шлак

ния грунта, вызывающих деформацню полов, стен и колонн Над шанцами устраивается изолированный пол (рис 129)

Наружные стены. Наружные стены изолируют плитными, блочными или засыпнымн материалами Изоляционная конструкция зависит от формы и свойств изоляционного материала Если стены изолируют плитами (торфоплиты, минеральная пробка, литая изоляция), то на оштукатуренную стену наносят слой пароизоляции (двойная окраска битумом) и при помощи реек н проволоки прикрепляют изоляционные плиты толщиной согласно расчету Рейки укрепляют на деревянных пробках При применении торфоплит, имеющих толщину 0,030 *м*, их предварительно склеивают в два-три слоя, так как тонкие плиты под действием горячего битума коробятся Изоляционные плиты штукатурят по металлической сетке В нижней части на высоте 0,60—0,70 *м* от пола устанавливают проволочную сетку с ячейками не более 1 *см*^{2}, защищающую изоляцию от грызунов Изоляционная конструкция наружной стены с применением плитных материалов показана на рис 130, изоляция наружной стены блочным материалом (пенобетоном) — на рис 131

Поверхность стен штукатурят и наносят пароизоляционный слой, так же как и при изоляции плитами

Блоки пенобетона приклеивают к поверхности стены биту-

мом. Швы между ними заполняют крошками минеральной пробки или торфоплит с битумом. Второй слой блоков приклеивают на теплом растворе с перевязкой швов. Поверхность пенобетона штукатурят цементным раствором 1 : 3.

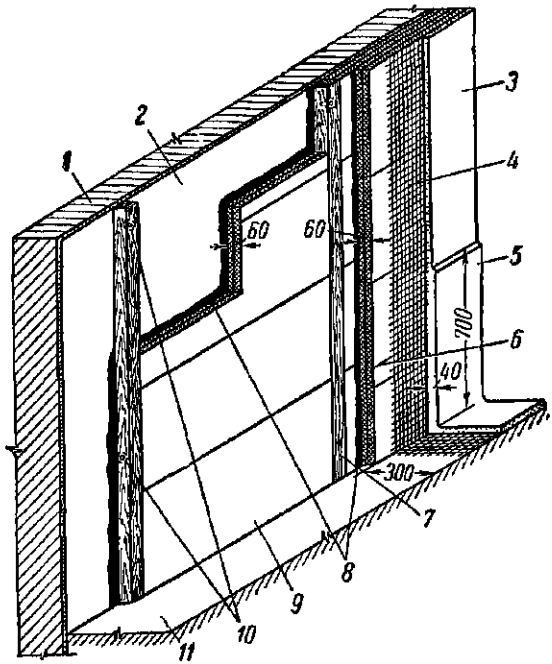


Рис. 130. Четырехслойная изоляция кирпичных стен торфоплитами:

1 — кирпичная стена, *2* — штукатурка, 20 *мм*, *3* — штукатурка цементная по сетке, *4* — металлическая сетка, *5* — панель из цементной штукатурки, 40 *мм*, *6* — торфоплиты, 60 *мм*, *7* — рейки, 60×60 *мм*, *8* — смазка битумом, *9* — торфоплиты, 60 *мм*, *10* — крепление реек металлическими ершами к деревянным пробкам, *11* — пол камеры

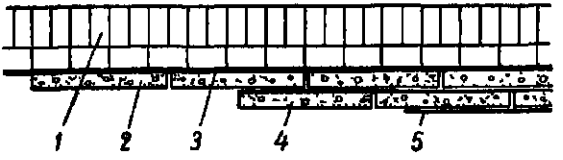


Рис. 131. Изоляция стены двумя слоями пенобетонных блоков:

1 — кирпичная стена, *2* — блоки пенобетона, *3* — штукатурка и пароизоляционный слой, *4* — блоки пенобетона, *5* — штукатурка

Для устройства засыпной изоляции на некотором расстоянии от наружной основной стены возводят внутреннюю — кирпичную или деревянную. В пространство между этими ограждениями засыпают изоляцию. Наружную стену предварительно оклеивают пароизоляционным материалом, который защищает изоляцию от увлажнения. Чтобы стены не распирало изоляцией, их скрепляют анкерными болтами или скобами.

Засыпная изоляция дает осадку, поэтому пространство между стенами пополняют через люки в верхней части стены. Конструкция с применением засыпной изоляции показана на рис. 132.

Очень важно изоляцию предохранять от увлажнения, для этого пароизоляционный слой располагают с теплой стороны ограждения (только в этом случае изоляция не будет увлажняться). С внутренней стороны пароизоляцию ставят лишь как дополнение к наружной и делают это в тех случаях, когда по условиям эксплуатации в камере температура может быть выше, чем с внешней стороны.

В изоляционной конструкции, имеющей двустороннюю пароизоляцию, в последнее время в слое изоляции со стороны камеры стали делать воздушные каналы, по которым циркулирует сухой и охлажденный воздух. Этот воздух, находясь в каналах, поглощает влагу из изоляции и, проходя затем через дефлегматор специальной осушающей установки, выделяет ее, снова возвращаясь в каналы. Применение дефлегматорных установок особенно эффективно в низкотемпературных камерах в условиях нестационарных тепловых режимов.

Перегородки. Внутренние перегородки, отделяющие между собой камеры, тамбур, коридоры, изолируют, если температурный перепад смежных помещений превышает 4°. Для этого может применяться любая изоляция — плитная, блочная и засыпная.

На рис. 133 показана перегородка из торфоплит. Каркас перегородки устраивают из вертикальных и горизонтальных реек, расстояние между которыми должно быть согласовано с размерами плит. Перегородку с одной стороны покрывают гидроизоляцией, с обеих сторон обивают металлической сеткой и штукатурят.

Перегородки из блочного материала — пенобетона или пеностекла — выкладывают как обычные стены.

Перекрытия. Железобетонное перекрытие над охлаждаемыми помещениями изолируют сверху или снизу. В последнем случае полностью устраняются мостики холода, но устройство изоляции сверху проще и удобнее. Чаще всего перекрытия изолируют плитным материалом.

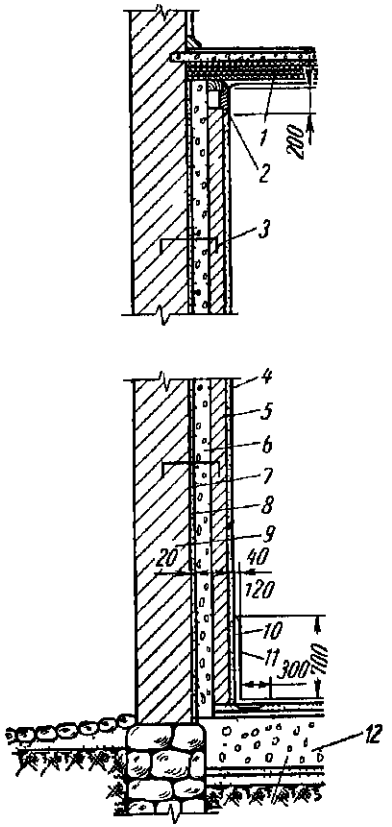


Рис. 132. Изоляция кирпичной стены засыпным материалом:

1 — изоляция перекрытия (торфоплиты, минеральная пробка, пенобетон), *2* — люк для добавления изоляции (200×200 *мм* через 1 *м*), *3* — анкеры, *4* — цементная штукатурка, *5* — стена в половину кирпича, *6* — изоляция (по расчету), *7* — смазка битумом, *8* — штукатурка стены, 20 *мм*, *9* — основная кирпичная стена, *10* — металлическая сетка от грызунов, *11* — панель из цементной штукатурки, 40 *мм*, *12* — изоляция пола камеры

В случае нижней изоляции плиты приклеивают к перекрытию битумом и закрепляют усиками. Далее прикрепляют сетку и наносят штукатурку.

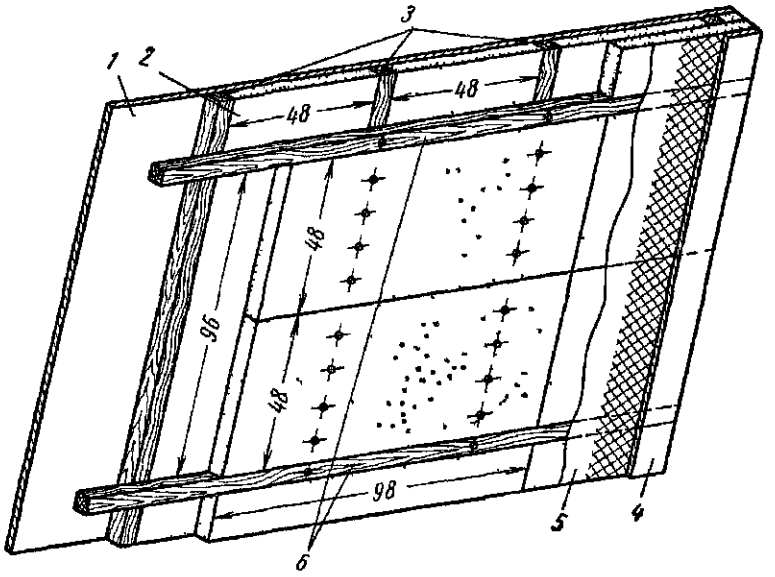
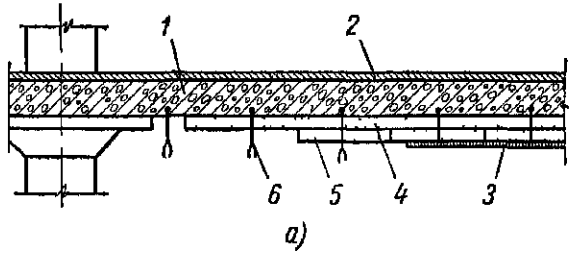


Рис 133 Перегородка из торфоплит с деревянным каркасом

1, 4 — штукатурка по сетке *2* — торфоплиты *3* — вертикальные рейки *5* — пароизоляция (с теплой стороны), *6* — горизонтальные рейки



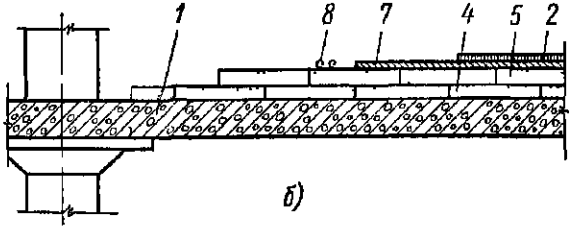


Рис 134 Изоляция железобетонного перекрытия холодильника

а — снизу, *б* — сверху, *1* — железобетонное перекрытие *2* — чистый пол, *3* — штукатурка по сетке, *4, 5* — изоляционные плиты, *6* — усики для крепления изоляции *7* — подготовка из армированного бетона, *8* — рулонная гидроизоляция

При верхней изоляции непосредственно на перекрытие укладывают изоляционные плиты, которые покрывают двумя слоями рулонной гидроизоляции. Далее делают подготовку из армированного бетона и настилают чистый пол (рис. 134).

Колонны. Колонны изолируют плитными материалами с последующей штукатуркой. Изоляция колонн устраняет мостики холода.

Двери. Толщина изоляции дверей в камерах с низкими температурами 0,15—0,20 *м*, предназначенных для охлажденных

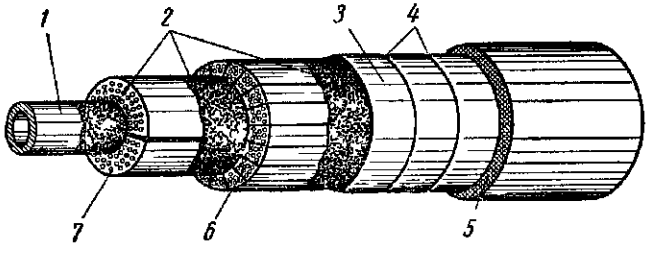


Рис. 135. Изоляция трубопроводов скорлупами и сегментами из минеральной пробки:
1 — труба, *2* — окраска битумом, *3* — толь, *4* — проволока, *5* — цементная штукатурка, *6* — сегменты, *7* — скорлупы

грузов — 0,10 *м*. От увлажнения изоляция защищается рубероидом.

Трубопроводы и аппараты. Трубопроводы (рис. 135) изолируют скорлупами и сегментами из различных материалов. После того как трубопроводы подверглись гидравлическому испытанию, по наружной поверхности их тщательно очищают и окрашивают битумом. Затем на трубы накладывают несколько слоев скорлуп или сегментов, предварительно погруженных в битум. Изоляцию размещают так, чтобы перекрывались швы. Далее трубопровод обертывают пергамином, прикрепляют металлическую сетку, по которой производят штукатурку. Для изоляции аппаратов применяют более крупные сегменты или плиты, в зависимости от геометрической формы аппарата.

Расчет изоляции

При проектировании холодильников выбирают изоляционный материал, гидроизоляцию и намечают конструкцию ограждения. Согласно ГОСТу принимают коэффициент теплопередачи k, значение которого зависит от разности температур Δt наруж-

ного воздуха, смежных помещений или почвы и воздуха камер.

Коэффициент теплопередачи принимают равным

Δt, °С	50—35	35—30	30—25	25—20	20—15	15—10
k, *ккал/м² час* °С	0,25—0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6

Общая формула, характеризующая процесс теплопередачи через плоскую стенку,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_п}{\lambda_п} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad ккал/м^2\,час\,°С,$$

где

k — коэффициент теплопередачи изолированной конструкции ограждения, *ккал/м²час°С*;

α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности ограждения и от внутренней поверхности его к воздуху камеры, *ккал/м²час°С*;

$\delta_{из}$, δ_1, $\delta_2 \ldots \delta_п$ — толщина слоя основного изоляционного материала и других изоляционных и строительных материалов конструкции, *м*;

$\lambda_{из}$, λ_1, $\lambda_2 \ldots \lambda_п$ — коэффициенты теплопроводности основной изоляции и других изоляционных и строительных материалов конструкции, *ккал/м час°С*.

Если это уравнение решить в отношении толщины слоя изоляции, то последняя может быть вычислена по следующей формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из}\left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_п}{\lambda_п} + \frac{1}{\alpha_2}\right)\right] м.$$

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 зависят главным образом от скорости движения воздуха у ограждения, при этом, чем больше скорость воздуха, тем больше значение α_1 и α_2. Приближенно α_1 или $\alpha_2 = 13\sqrt{w}$ *ккал/м²час°С*, где w — скорость движения воздуха у ограждения, *м/сек*.

Практически принимают следующее значение коэффициента теплоотдачи (*ккал/м²час°С*):

для наружной поверхности стен (открытые поверхности, не защищенные от воздействия ветра) — 25;

для внутренних вертикальных поверхностей (стен, перегородок) в камерах с принудительной циркуляцией воздуха (при работе вентиляторов) — 15;

для тех же поверхностей, но без принудительной циркуляции воздуха — 7—10;

для перекрытий при расположении холодной камеры над теплой — для пола верхней камеры — 5;

для потолка нижней камеры — 7;

для перекрытий при расположении теплой камеры над холодной с обеих сторон — 5.

Несмотря на защиту тепловой изоляции от увлажнения, со временем ее качество ухудшается, поэтому значение коэффициента теплопередачи увеличивается на 10—15%, для чего в формулу определения k вводят коэффициент запаса равный 1,15.

Расчетный коэффициент теплопередачи принимают в калорическом расчете при определении теплопритоков через ограждения холодильника.

Калорический расчет

Запроектированный температурный режим в охлаждаемых помещениях холодильника может поддерживаться лишь в том случае, если теплопритоки в камеры будут синхронно компенсироваться холодильной машиной. Следовательно, необходимо возможно точнее подсчитать теплопритоки в холодильные камеры, т. е. произвести калорический расчет, данные которого служат основанием для определения производительности холодильной машины и расчета холодильного оборудования.

Калорический расчет может быть произведен после того, как определены площади охлаждаемых помещений, разработаны и приняты технологический процесс и планировка холодильника, назначены температура и влажность воздуха камер, намечены и рассчитаны изоляционные конструкции их ограждений. Так как продолжительность работы холодильной машины в течение суток назначают позже, то калорический расчет ведут по суточному теплопритоку.

Суммарный суточный теплоприток определяют по уравнению

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

где Q_1 — теплоприток через внешние ограждения, *ккал/сутки*;

Q_2 — количество тепла, выделяемого продуктами при их охлаждении или замораживании, а также при производстве льда, *ккал/сутки*;

Q_3 — количество тепла, вносимого наружным воздухом, при вентиляции камер холодильника, *ккал/сутки*;

Q_4 — прочие теплопритоки, возникающие при эксплуатации холодильника (при открывании дверей, при работе людей в камере, при горении электролампочек и т. п.).

Расчет производят по охлаждаемым помещениям, и итоги его определяют тепловую нагрузку на приборы охлаждения отдельных камер. Суммарный теплоприток по холодильнику слагается из теплопритоков по всем холодильным камерам; итоги его используют для установления холодопроизводительности холодильных машин.

Теплоприток через внешние ограждения или расход холода на теплопередачу Q_1 находят по формуле

$$Q_1 = \sum Fk\,(t_н - t_к)\,24 \text{ ккал/сутки},$$

где F — поверхность теплопередачи стен, пола, потолка каждой камеры, $м^2$;

k — коэффициент теплопередачи для ограждения, $ккал/м^2час°C$;

$t_н$ — температура с внешней стороны теплопередающей поверхности (температура наружного воздуха, почвы, соседнего более теплого помещения), °C;

$t_к$ — температура воздуха в камере, °C,

24 — количество часов.

Поверхность теплопередачи определяют по длине стен углового помещения — от оси внутренней стены до внешней границы наружной стены; длине стен внутреннего помещения — от оси одной стены до оси другой стены; высота помещения — от чистого пола камеры до чистого пола следующего этажа, а для верхнего этажа — от чистого пола камеры до поверхности чердачной засыпки.

Температуру наружного воздуха определяют по климатическому справочнику, причем расчетная температура может быть найдена по приближенной формуле

$$t_н = 0{,}4t_{см} + 0{,}6t_{макс},$$

где $t_{см}$ — среднемесячная температура самого жаркого месяца, °C;

$t_{макс}$ — максимальная суточная температура, °C.

В качестве средних величин в приближенном расчете принимают температуру наружного воздуха по климатическим зонам: северной — 26, средней — 28 и южной — 32°, температуру почвы под полом соответственно 10, 14 и 18°.

Температура охлаждаемых помещений устанавливается в зависимости от их назначения.

Для наружных стен холодильных камер, обращенных на солнечную сторону, в дополнение к теплопритоку через ограждения подсчитывают еще теплоприток от солнечной радиации

$$Q_1^р = kF_р \Delta t_р \, z \text{ ккал/сутки},$$

где k — коэффициент теплопередачи ограждения, *ккал/м²час°С*;

$F_р$ — поверхность ограждения, обращенная на солнечную сторону, *м²*;

$\Delta t_р$ — избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации, °С;

z — продолжительность солнечного сияния, *час/сутки*.

Избыточная разность температур $\Delta t_р$ вычисляется для стен и плоскнх кровель по формуле

$$\Delta t_р = 0{,}75 \frac{I \cdot p}{\alpha} \text{ °С},$$

где I — расчетное напряжение солнечной радиации для летнего периода, *ккал/м²час* °С;

p — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения, его принимают от 0,4 до 0,9 в зависимости от материала;

α — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха поверхности ограждения, в среднем принимают равным 20, в ветреную погоду 25, при отсутствии ветра 15;

0,75 — коэффициент, учитывающий влияние тепловой инерции массивной ограждающей конструкцин.

Расчетные напряжения солнечной радиации для летнего периода приводятся в табл. 39.

Таблица 39

Расчетные напряжения солнечной радиации для летнего периода (по И. К. Разумову)

Поверхности	Ориентировка поверхности по частям света								
	ю			ю. в.	ю. з.	в.	з.	с	с. з.
	40°	50°	60°	от 40°	до 60°	от 40°	до 60°	от 40°	до 60°
Вертикальная (в среднем 325)	240	330	400	360	410	400	480	210	230
Горизонтальная	—	—	—	—	550	550	550	—	—

Продолжительность солнечного сияния для южных районов равна 11—12 час. в сутки, для средней полосы — 9—10 час. в сутки.

Количество тепла, выделяемое продуктами при их охлаждении и замораживании, или расход холода на технологическую

обработку продукции Q_2, а также расход холода при производстве льда можно определить по следующим формулам:

при охлаждении продуктов

$$Q_2=(Gc+G_тc_т)(t_н-t_к)\ ккал/сутки;$$

при замораживании продуктов

$$Q_2=G[c(t_н-t_з)+\omega W80+c'(t_з-t_к)]+G_тc_т(t_н-t_к)\ ккал/сутки;$$

при производстве льда

$$Q_2=G(120—140)\ ккал/сутки,$$

где G — вес продуктов или вес льда, вырабатываемого за сутки, *кг*;

c — теплоемкость продуктов при охлаждении, *ккал/кг* °С;

$G_т$ — вес тары, который в среднем принимают равным 10% веса затаренных продуктов, *кг*;

$c_т$ — теплоемкость тары, *ккал/кг* °С;

$t_н$ — начальная температура продуктов и тары, °С;

$t_к$ — конечная температура продуктов и тары, °С;

ω — количество вымерзающей в продукте влаги, в долях единицы;

W — содержание влаги, в долях единицы;

80 — скрытая теплота замерзания воды, *ккал/кг*;

c' — теплоемкость продуктов при замораживании, *ккал/кг*°С;

$t_з$ — температура начала льдообразования в продукте, °С;

120—140 — ориентировочный расход холода при производстве 1 *кг* льда, *ккал*.

Теплоемкость продуктов в зависимости от их вида принимают при температуре выше точки замерзания клеточного сока от 0,52 до 0,94 *ккал/кг* °С. При температуре ниже точки замерзания клеточного сока она уменьшается в 1,5—2 раза. Теплоемкость рыбы и рыбных продуктов приводится в специальных справочниках, в среднем для тощей рыбы $c=0{,}82$, $c'=0{,}43$; для жирной рыбы $c=0{,}68$, $c'=0{,}38$

Значение $c_т$ можно принять для деревянной тары 0,6, металлической 0,1, стеклянной 0,2 *ккал/кг* °С. Конечную температуру рыбных продуктов принимают при охлаждении 0 ÷ —1, замораживании и длительном хранении мороженых рыбопродуктов —18 ÷ —25°. Количество вымерзающей воды в мясе и рыбе при их замораживании находят по табл. 40.

Содержание влаги в рыбе можно принять для тощей 0,78, для жирной 0,60.

Температура начала льдообразования в продукте для пресноводных рыб $t_з=-1°$, для морских рыб $t_з=-2°$.

Таблица 40

Количество вымерзшей воды

Конечная температура замораживания, °С	Вымороженная часть воды	Конечная температура замораживания, °С	Вымороженная часть воды	Конечная температура замораживания, °С	Вымороженная часть воды	Конечная температура замораживания, °С	Вымороженная часть воды
—1	0,000	—6	0,713	—14	0,856	—35	0,978
—1,5	0,421	—7	0,740	—16	0,878	—40	0,989
—2	0,497	—8	0,763	—18	0,895	—45	0,995
—3	0,583	—9	0,784	—20	0,910	—50	0,999
—4	0,639	—10	0,802	—25	0,940	—55	1,000
—5	0,680	—12	0,832	—30	0,962		

Тепло, отводнмое от продуктов при охлаждении, подмораживании и замораживании, может быть определеио также по разности энтальпий. Энтальпия рыбы и рыбного филе приводится в табл. 41.

Таблица 41

Энтальпия рыбы и рыбного филе (*ккал/кг*)

Рыба	Температура °С								
	20	15	10	5	0	—5	—10	—15	—20
Тощая	80,3	71,9	71,9	67,7	63,5	15,3	8,0	3,4	0
Жириая	75,8	71,8	67,7	63,6	59,5	14,7	7,8	3,4	0
Филе	84,8	80,4	76,0	71,7	67,3	10,0	8,3	3,5	0

$$Q_2 = G(i_н - i_к) \text{ ккал/сутки},$$

где G — вес продуктов, *кг*;

$i_н$, $i_к$ — энтальпия продуктов при начальной и конечной температуре, *ккал/кг*.

Количество тепла, вносимое наружным воздухом при вентиляции камер холодильника Q_3 *ккал/сутки*, определяют по формулам

$$Q_э = Va[c(t - t_к) + r(gf - g_1 f_1)] \text{ ккал/сутки}$$

или

$$Q_3 = Va\gamma(i - i_к) \text{ ккал/сутки},$$

где V — объем охлаждаемого помещения, $м^3$;

a — кратность вентиляции, обычно 1—3 объема в сутки;

c — теплоемкость воздуха, *ккал/м³ °С* (0,31);

t и $t_к$ — соответственно температура воздуха наружного и холодильной камеры, °С;

i и $i_к$ — соответственно энтальпия воздуха наружного и холодильной камеры, *ккал/кг;*

r — теплота, выделяемая при конденсации влаги воздуха (если влага выделяется в виде капель $r = 0{,}61$, в виде инея — $r = 0{,}69$);

g и g_1 — соответственно содержание влаги для иасыщенного воздуха при t и $t_к$, *г/м*³;

f и f_1 — соответственно содержание влаги в воздухе при t и $t_к$, %;

γ — объемный вес наружного воздуха, *кг/м*³.

Объемный вес воздуха γ и энтальпию i и $i_к$ находят по i, x-диаграмме согласно заданным температурам и относительной влажности камер холодильника.

Прочие теплопритоки, возникающие при эксплуатации холодильника Q_4, зависят от условий эксплуатации и могут быть учтены лишь приблизительно.

Такие теплопритоки, как например теплопритоки, возникающие вследствие работы механизмов (вентиляторов, насосов), или тепло, выделяемое работающими в камерах людьмн, электроосветительной системой, можно определить расчетом. Тепло, эквивалентное работе механизмов, вычисляют по формуле

$$Q_4' = 860\,(N_1 Z_1 + N_2 Z_2 \ldots)\ ккал/сутки,$$

где 860 — тепловой эквивалент 1 *квт/час;*

N_1 — мощность на валу насоса, работающего Z_1 часов в течение суток;

N_2 — мощность на валу вентилятора, работающего Z_2 часов в течение суток.

Тепло, выделяемое людьми и электроосветительной системой, находят по формуле

$$Q_4'' = 200mZ + m_1 Z_1\ ккал/сутки,$$

где 200 — число калорий, вносимых одним человеком за 1 час работы,

m — число одновременно работающих людей;

Z — время работы одного человека, час;

m_1 — общее число свечей включенных ламп;

Z_1 — число часов горения ламп (одна свеча лампы выделяет 1 *ккал/час.).*

Однако другие теплопритокн, связаиные с эксплуатацией холодильиика, не поддаются расчету и поэтому, исходя из опыта, Q_4 ориентировочно оценивается в 10% от Q_1, т. е.

$$Q_4 = 0{,}1 Q_1\ ккал/сутки.$$

Для производственно-заготовительных холодильников ориентировочное соотношение отдельных теплопритоков принимают в %: Q_1 — 15; Q_2 — 70; Q_3 — 3; Q_4 — 12.

В результате калорического расчета составляют сводку теплопритоков по охлаждаемым помещениям и однозначным или близким температурам. Суммарный теплоприток по каждой камере позволяет рассчитать и подобрать приборы охлаждения каждой камеры, а общий теплоприток, распределенный по температурным группам, служит основанием для расчета и подбора холодильных машин и их элементов.

СПОСОБ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА

Способ охлаждения камер определяется назначением холодильника, условиями технологической обработки и хранения продуктов и общими условиями технической эксплуатации пред-

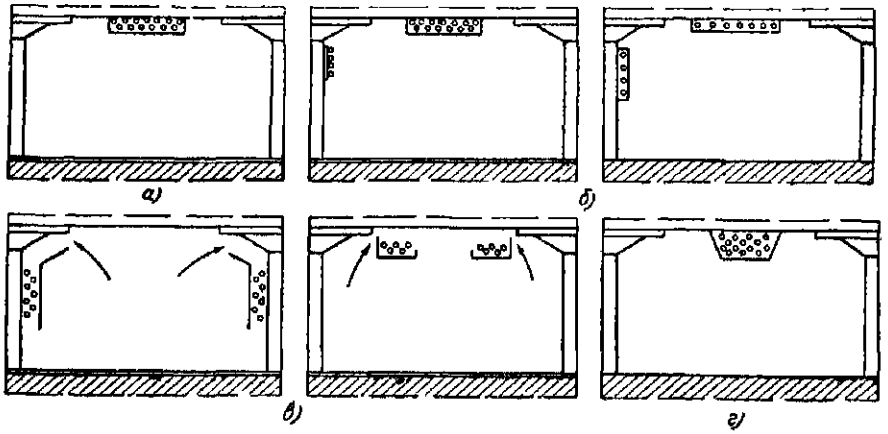


Рис. 136. Расположение батарей в камерах холодильника:
а — потолочное равномерное, *б* — потолочно-пристенное, *в* — групповое, *г* — сосредоточенное

приятия. Выбор способа охлаждения — одна из существенных задач, которую решают в процессе проектирования холодильной установки.

Известны следующие способы охлаждения камер холодильника или трюмов рефрижераторных судов: непосредственным испарением холодильного агента, рассольное, воздушное, смешанное, внекамерное.

При первых двух способах охлаждаемые помещения (камеры, трюмы) оборудуют теплообменными приборами — батареями, представляющими собой трубчатые системы, в которых циркулирует тепловоспринимающее вещество.

Большое значение имеет правильное размещение батарей в камерах. На рис. 136 показан пример их расположения.

При равномерном размещении батарей под потолком создается заслон для проникновения через эту поверхность тепла, и холодный воздух от батарей опускается вниз по всему живому сечению камеры. Потолочно-пристенное размещеиие батарей создает дополнительный заслои у теплых стен.

Групповое размещение батарей рассчитано на увеличение конвекционных токов воздуха внутри камеры, что способствует поддержанию более равномерной температуры воздуха во всех участках камеры. Ту же цель преследуют сосредоточенным размещением батарей у потолка над главным проходом в камере, одновременно этим достигают более полное использование грузового объема камеры.

Наиболее целесообразным является потолочно-пристенное расположение батарей в камерах.

Охлаждеиие непосредственным испарением холодильного агеита

При этой системе охлаждения батареи или стеллажи, размещенные в холодильных камерах, выполняют функцию испарителя холодильной машины. Холодильный агент от регулирующего вентиля иаправляется в трубчатые системы, где кипит за счет теплоты, отнимаемой от воздуха камеры, или находящихся в ней продуктов. Температура кипения холодильного агента должна быть ниже запроектированной в камере. Но чрезмерно большой перепад температуры кипения агента и воздуха понижает температуру кипения агента, а следовательно, и уменьшает холодопроизводительность компрессора, в то время как небольшой температурный перепад приводит к увелнчению поверхности батарей в камере. Оптимальной разностью температур между температурами камеры и кипения холодильного агента считают 10°.

Преимуществом этого способа охлаждения является простота установки и возможность поддержания более высокой температуры испарения агента. Последнее объясняется отсутствием промежуточного холодоносителя и важно с экономической точки зрения. Кроме того, установки с непосредственным испарением агента позволяют при включении холодильной машины быстро охлаждать камеры и применять трубопроводы меньшего сечения, так как холодоотдача 1 *кг* агента больше, чем 1 *кг* жидкого холодоноснтеля (рассола).

Но этот способ охлаждения имеет и недостатки: малую аккумулирующую способность приборов охлаждения и трудность

распределения холодильного агента в разветвленной сети приборов охлаждения. Эти недостатки часто приводят к нарушению температурного режима в холодильных камерах.

Рассольное охлаждение

Холодильная установка при этом способе охлаждения камер сложнее, так как включает две взаимосвязанные системы: холодильного агента и рассольную.

Холодильная машина работает на испаритель, охлаждая до заданной температуры рассол. Холодный рассол насосом нагнетается в приборы камерного охлаждения, охлаждающие или замораживающие аппараты, где осуществляет холодильное действие.

Способ рассольного охлаждения отличается хорошей аккумулирующей способностью приборов охлаждения, благодаря чему в камерах можно поддерживать достаточно устойчивый оптимальный температурный режим, а также простотой регулирования температуры в камерах путем изменения количества циркулирующего в батареях рассола.

Однако такое охлаждение связано с необходимостью поддерживать более низкую температуру кипения холодильного агента, так как температура кипения на 5—6° ниже рассола, а его температура на 8—10° ниже воздуха в камерах. При более низкой температуре кипения агента холодопроизводительность и экономичность работы холодильной машины понижаются.

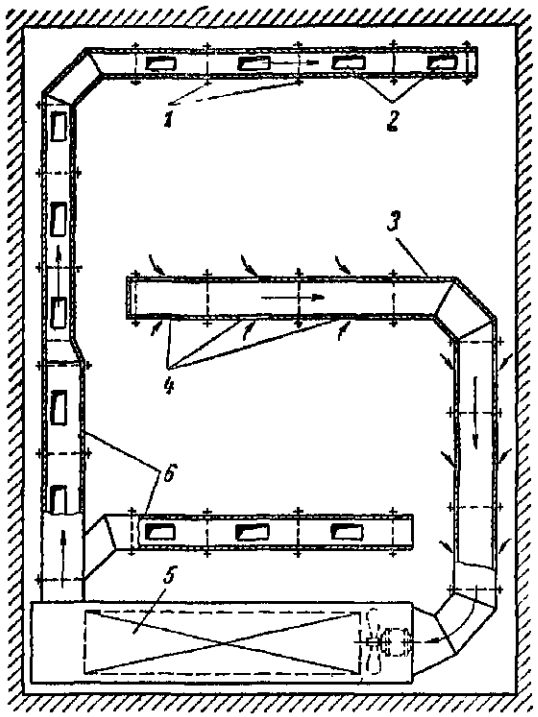
Так как при рассольной системе необходимо иметь дополнительное оборудование (испаритель, насосы), то металлоемкость холодильной системы повышается точно так же, как увеличивается, примерно на 20% расхода электроэнергии по сравнению со способом охлаждения непосредственным испарением агента. Недостатком этой системы является также корродирующее воздействие солевых растворов на металлические элементы установки.

Воздушное охлаждение

Холодильная машина работает на воздухоохладитель, а трубчатые приборы камерного охлаждения заменены воздушными каналами (рис. 137). При воздушном охлаждении вентилятор осуществляет побудительную циркуляцию воздуха, благодаря которой холодный воздух лучше контактируется с продуктами, размещенными в камере. Кроме того, воздушное охлаждение позволяет вентилировать камеры, предварительно охлаждая и осушая наружный воздух.

Недостатками способа воздушного охлаждения являются малая аккумулирующая способность оборудования, более значительная усушка хранящихся в камерах продуктов, дополнительная затрата (на 25—30%) электроэнергии на работу вентиляторов и увеличенная кубатура помещеиня (для воздухоохладителей).

Способ воздушного охлаждения довольно широко распространен для камер хранения затаренных продуктов, камер термической обработки пищевых продуктов и камер с плюсовыми температурами.



Рнс. 137. Схема воздушного охлаждения камеры:

1 — подвеска, 2, 4 — окна отверстия, 3 — отсасывающий канал, 5 — воздухоохладитель с вентилятором, 6 — нагнетательные каналы

Внекамериое охлаждеиие

Принцип внекамерного охлаждения состоит в том, что все внешние теплопритоки холодильиика поглощаются вне холодильных камер. Это осуществляют при помощи теплозащитной воздушной рубашки, в которой воздух циркулирует вследствие разности удельных весов теплого и охлажденного воздуха или принудительно.

Воздушная рубашка представляет собой свободное пространство, образующееся между наружным ограждением охлаждаемого помещения и теплозащитной стенкой, которую сооружают с внутренней стороны по периметру помещения. В московском холодильнике № 12 воздушная рубашка устроена поэтажно, для каждой холодильной камеры отдельно.

В продухе шириной 60 *см* под перекрытием установлены батареи, охлаждающие воздух в рубашке до температуры камеры. Внешние теплопритоки через чердачное перекрытие поглощаются воздухом, который охлаждается батареями, расположенными над перекрытием верхнего этажа холодильника. Некоторые внутренние теплопритоки, например из смежных или выше и нижерасположенных камер, от доохлаждаемых продуктов и т. д., по-

глощаются в камерах дополиительно устанавливаемыми в них батареями. При способе виекамерного охлаждения создаются лучшие условия для хранения пищевых продуктов, усушка которых уменьшается примерно в два раза.

За рубежом (Канада) построены холодильники с теплозащитной рубашкой по всей наружной поверхности холодильинка, в которой воздух охлаждается в воздухоохладителе, размещенном также внутри рубашки, и циркулирует в продуктах при помощи вентилятора.

Проф. С. Г. Чуклин предложил систему панельного охлаждения камер хранения, представляющую собой совмещенную конструкцию батареи и теплозащитной рубашки. В этом случае воздушный продух шириной 250 *мм* образуется в камере между наружной стеной и сплошными охлаждающими приборами в виде пристенной однорядной батареи, к трубам которой со стороны камеры плотно приваривают стальную пластиину толщиной 1—1,5 *мм*.

Внешние теплопритоки поглощаются этой сплошной батареей, не требуя понижения температуры испарения холодильного агента против температуры камеры и значительно уменьшая усушку продуктов.

Смешанное охлаждение

В некоторых случаях целесообразно охлаждаемые помещения оборудовать по способу смешанного охлаждения. В практике холодильные камеры оснащаются одновременно батареями иепосредственного испарения и воздухоохладителями (с воздуховодами или бесканальными), причем те и другие могут действовать одновременно или раздельио. Смешанное охлаждение эффективно применяется в камерах замораживания, в универсальных и других случаях. В камерах, оборудованных смешанным охлаждением, усиленной циркуляцией воздуха, создаются более благоприятные условия для осуществления процессов охлаждения или замораживания продуктов; если же теплопритоки от продуктов отсутствуют — воздухоохладители отключают.

Возможны и другие варианты смешанного охлаждения камер, в зависимости от их назначения и технологических особенностей процессов.

При проектироваиии производственно-заготовительных холодильников, в которых предусматривают камеры с низкими температурами воздуха, обычно принимается способ охлаждения с непосредственным испарением агента. В том случае, когда на холодильиике проектируют большое число камер с различным температурным режимом, применяют рассольное охлаждение. Часто камеры замораживания пищевых продуктов оборудуют

потолочными и пристенными батареями непосредственного испарения агента и одновременно системой воздушного охлаждения, а низкотемпературные камеры хранения мороженых продуктов — только потолочными и пристенными батареями. Прогрессивными являются способы внекамерного охлаждения.

Расчет и подбор холодильного оборудования

После того как произведен калорический расчет, т. е. выявлены все теплопритоки, которые должны поглощаться холодильной машиной, и выбран способ охлаждения камер холодильника, рассчитывают и подбирают необходимое холодильное оборудование (компрессоры, конденсаторы, испарители и приборы охлаждения).

Главными элементами, определяющими расчет основного холодильного оборудования и его выбор, являются: назначение температурного режима холодильной установки, учет дополнительного теплопритока при расчете компрессоров; установление продолжительности работы холодильной машины.

По итогу калорического расчета для каждой холодильной камеры или запроектированного процесса намечается температурный режим, т. е. рабочие условия холодильной установки.

Так как рыбопромышленные производственно-заготовительные холодильники являются сложными производственными предприятиями, в которых осуществляют различные холодильные процессы, то обычно рабочие условия в них характеризуются несколькими температурами в камерах и аппаратах. Чтобы избежать неоправданной сложности холодильной установки, охлаждаемые камеры и процессы (например, замораживания рыбы, производства льда) разбивают на группы, включая в одну группу потребители холода, близкие по температурному режиму.

Для каждой группы, отмечаемой в сводной таблице калорического расчета, назначают температуру кипения холодильного агента, и если та или иная группа потребителей холода представлена значительным теплопритоком, то целесообразно для компенсации этого теплопритока рассчитать и выбрать отдельный компрессор. Назначая температуры кипения агента, руководствуются установленными опытом температурными перепадами, т. е. разницей между запроектированными температурами воздуха в камере и кипения агента.

При охлаждении непосредственным испарением холодильного агента, температуру кипения его принимают на 9—10° ниже температуры воздуха камеры холодильника, при рассольном — она на 5° ниже температуры рассола, а температура последнего на 8—10° ниже температуры воздуха в камере.

Таким образом, при рассольном охлаждении температуру кипения агента устанавливают на 13—15° ниже температуры воздуха в холодильных камерах.

Продолжительность работы холодильной машины оказывает влияние на первоначальные затраты по основному холодильному оборудованию и на стабильность запроектированного температурного режима в камерах и аппаратах. При максимальной продолжительности работы холодильной машины (24 часа в сутки) компрессор равномерно поглощает тепло, которое непрерывно проникает в пределы изолированного контура холодильника. В этом случае установочная холодопроизводительность компрессора наименьшая, колебания температуры в камерах менее выражены, но эксплуатационные расходы (обслуживание компрессора, износ его) максимальны.

При минимальной продолжительности работы холодильной машины, например 14—15 часов в сутки, должен быть установлен больший компрессор, вырабатывающий за это время количество холода, равное суточному теплопритоку. В этом случае установочная холодопроизводительность компрессора наибольшая, колебания температуры в камерах более ощутительны, особенно в те часы, когда компрессор не работает, но эксплуатационные расходы умеренные.

Сообразуясь с этим продолжительность работы машин крупных холодильников обычно принимают 20—22 часа в сутки.

При расчете компрессора, кроме теплопритоков, определенных калорическим расчетом, учитывают теплоприток через поверхность трубопроводов и испарителей, т. е. потери холода в самой машине. Этот теплоприток обычно составляет при охлаждении непосредственным испарением холодильного агента 5—7%, при рассольном — 10—12% общего теплопритока, определенного калорическим расчетом.

Тогда холодопроизводительность холодильного компрессора при рабочих условиях равна

$$Q_{0\ раб} = \frac{\Sigma Q_{общ}}{Z\varphi}\ ккал/час,$$

где $Q_{0\,раб}$ — холодопроизводительность компрессора при рабочих условиях, *ккал/час;*

$Q_{общ}$ — суточный теплоприток, установленный калорическим расчетом по определенной группе потребителей холода, *ккал/сутки;*

Z — продолжительность работы холодильной машины, *час/сутки;*

φ — коэффициент, учитывающий потери холода в машине, в зависимости, от системы охлаждения; принимают для непосредственного испарения — 0,95—0,93 и рассольной системы — 0,90—0,88.

В каталогах холодильиого оборудования холодопроизводительность машин приводится при нормальиых или стандартных условиях работы, поэтому для подбора компрессора холодопроизводительность при рабочих условиях пересчитывают иа стандартные или нормальные условия. По последней величине холодопроизводительности выбирают холодильный компрессор.

Холодильные компрессоры могут быть рассчитаиы и по объему, описываемому поршнем компрессора в час. Эта характеристика также прнводится в каталогах.

Теплообменные аппараты — конденсаторы и испарители — подсчитывают н подбирают соответствеино определенной поверхности теплопередачи, по каталогам. Рассчитанное количество циркулирующего в той или иной системе вещества (воды, рассола, воздуха) служит осиованием для подбора по каталогам или справочиым таблицам соответственно водяных и рассольных иасосов и вентиляторов.

Приборы камерного охлаждения (батареи иепосредствениого испарения или рассольные) рассчитывают как теплообменные аппараты. Проверка поверхности охлаждающих батарей в холодильииках ориентировочно может быть произведена по расходу их на 1 $м^2$ строительной площади пола камер:

	Для камер с рассольным охлаждением	Для камер с непосредственным охлаждением
Температура в камере, °С . .	—10	—13
Пристенные батареи, $м^2$	0,75	0,82
Потолочные батареи, $м^2$ . . .	1	1,20

Для камер с непосредственным испарением аммиака, предназначенных для холодильной обработки продуктов:

Температура в камере, °С	—18
Пристенных батерей, $м^2$	3
Потолочных батарей, $м^2$	4

В расчет и подбор осиовного оборудования входит также расчет мощности и выбор двигателей для компрессоров, насосов и вентиляторов.

Глава VIII

ЛЕДЯНОЕ И ЛЬДОСОЛЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЛЬДА

Лед естественный и искусственный играет важиую роль при сохраиении рыбы и другого сырья водиого происхождення, в процессах охлаждения и транспортировки рыбных продуктов. Лед широко применяется в рыбной промышлеиности и рыбном хозяйстве всех стран, занимающихся рыболовством. Такое широкое использование льда как холодоносителя объясняется его физическими свойствами: температура плавления при атмосферном давлении равняется 0° С, т. е. достаточно низкая для осуществления технологических процессов обработки и транспортировки рыбы, теплота плавления льда высокая и составляет 80 *ккал/кг*.

Удельный вес льда практически принимают $\gamma = 0{,}917$ *кг/л*; теплоемкость, в зависимости от температуры, вычисляют по формуле

$$c = 0{,}517 - 0{,}0063T \text{ ккал/кг °С},$$

где T — температура льда, °К.

В интервале температур от 0 до —20° в среднем $c = 0{,}5$ *ккал/кг°* С; теплопроводность льда в зависимости от температуры составляет

t° С	0	—50	—100
λ *ккал/м час* °С .	1,92	2,39	2,99

для температур до —20°, в среднем ее принимают равной 2 *ккал/м час°* С.

Температуропроводность льда при 0° составляет $a = 0{,}00419$ *м²/час*.

В советской рыбной промышлеиности применяют как естественный, так и искусственный лед, причем заготовка естественного льда осуществляется в больших масштабах. Это объясняется наличием значительных ресурсов природного льда в районах рыболовства.

ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ЗАГОТОВКИ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЕСТЕСТВЕННОГО ЛЬДА

Естественный лед заготавливают обычно следующими способами: послойиым намораживанием воды на горизонтальных площадках; иаращиванием сталактитов в градирнях и выколкой или вырезкой крупных льдии из водоемов.

Послойиое намораживание

Послойное иамораживание воды на площадках примеияют в районах с достаточио устойчивыми морозами.

На заранее подготовленную и выравнеиную площадку размерами из расчета на 1 $м^2$ основания — 3—4 $м^3$ льда насыпают слой шлака толщиной не менее 15 *см* и укладывают досчатый настил. По периметру площадки вырывают сточиые канавы и подводят к ией воду.

Перед началом намораживания по краям площадки устанавливают борты из досок и с помощью резинового шланга заливают всю площадку тонким слоем воды. После того как он промерзнет, наливают новый слой.

В зависимости от температуры воздуха за сутки образуется слой льда:

Температура воздуха, °С	—10	—15	—20
Слой льда, *мм*	30	50	70

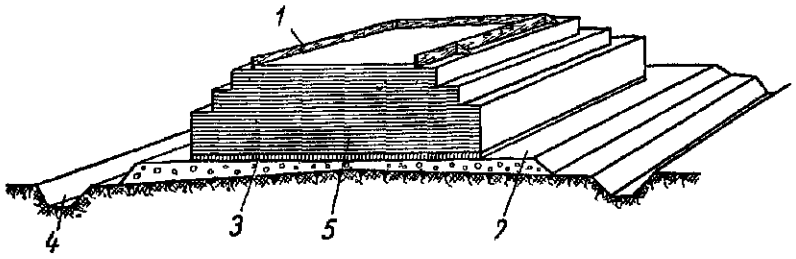
При сильном ветре интеисивность льдообразования увеличивается в 2—3 раза.

В процессе намораживания воды борты переставляют на высоту 1—1,5 *м*, а затем устаиавливают их с отступом внутрь ледяного массива, который будет иметь ступенчатый вид (рис. 138).

При больших заготовках льда этим способом (свыше 1000 *т* льда) полив площадки целесообразно механизировать, применив форсуночную устаиовку, предложениую ВНИХИ (Н. Т. Кудряшевым). По длинной оси площадкн (рис. 139) на глубине 0,5 *м* прокладывают водопроводную трубу с отводами через каждые 10 *м*. К отводам по мере намораживания навинчивают стояки из трех труб диаметром 38 *мм*, высотой каждая по 1,6 *м*. Эти трубы вверху снабжены форсунками, которые равномерио орошают площадку водой. Расход воды на каждую форсунку составляет

100 *л/мин*. При температуре воздуха —10° площадку орошают 4 мин., при —20° —6 мин.

Способ послойного намораживания воды на площадках имеет следующие достоинства: лед образуется из водопроводной, т. е.



Рнс. 138. Заготовка льда намораживанием воды:
1 — борты; *2* — подсыпка шлака, *3* — досчатый настил, *4* — канавы, *5* — лед

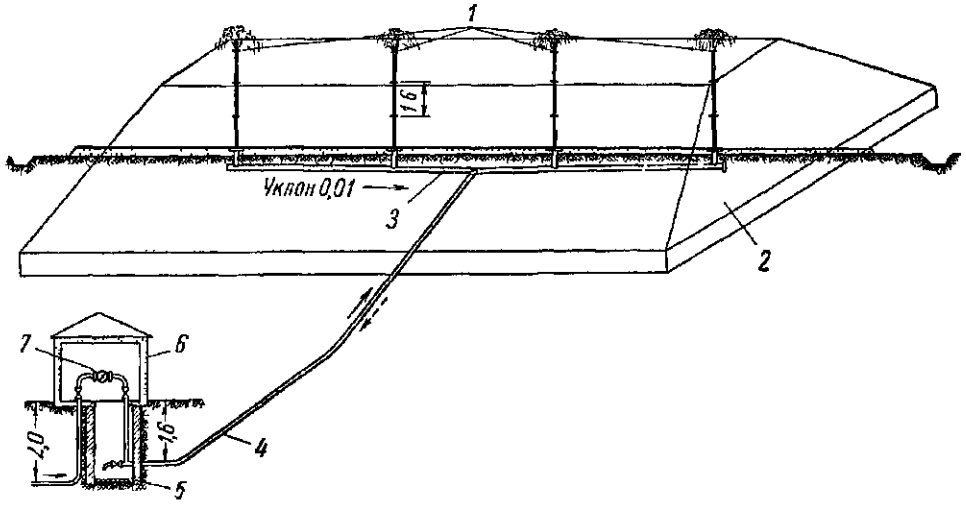


Рис 139. Форсуночная устаиовка системы Н. Т Кудряшева для намораживаиия льда:
1 — форсунка, *2* — бунт льда, *3* — распределитель воды, *4* — магистраль, *5* — водопоглощающий колодец, *6* — тепляк, *7* — водомер

питьевой воды, которая отвечает санитарным требованиям; заготовку льда производят непосредственно на месте его хранения и потребления; образованный монолитиый массив льда лучше сохраняется. Применение схемы Н. Т. Кудряшева ускоряет процесс намораживания, сокращает в 3—4 раза трудовые затраты и почти вдвое уменьшает стоимость заготовки льда.

Заготовка льда намораживанием сталактитов

Способ заготовки льда в градирнях наращиванием сталактитов (рис. 140) может применяться в районах с более мягким климатом.

Для его осуществления сооружают эстакады-градирни в виде трехъярусной этажерки из жердей. К эстакаде по трубопроводу

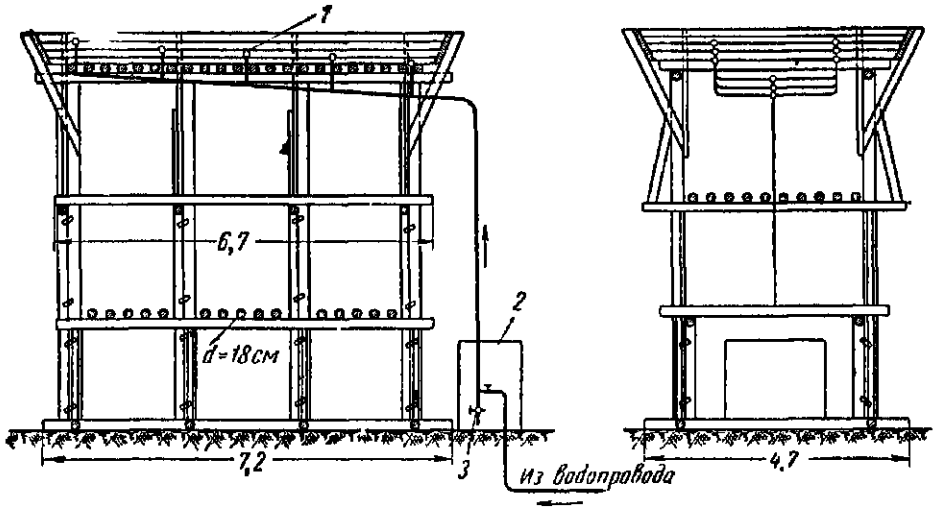


Рис. 140. Эстакада-градирня для наращивания ледяных сосулек
1 — разбрызгиватель, *2* — тепляк, *3* — спускной кран

подается вода, которая разбрызгивается форсунками. Капельки воды, охлажденные в воздухе, попадают на штанги одного из ярусов и образуют сталактиты. В дальнейшем вода, стекая по образовавшимся сосулькам, замерзает, увеличивая их размеры. Образование сталактитов и смерзание их длится несколько суток, причем этот процесс может осуществляться даже при температуре —2°.

Объем сталактитов составляет приблизительно 50% объема эстакады. Под эстакаду подходит автомашина, лед легко скалывается и транспортируется в ближайшее ледохранилище.

Заготовка льда из водоемов

Заготовка льда выколкой или вырезкой крупных льдин из водоемов является самым распространенным способом в рыбной промышленности СССР. Площадка водоема, с которой вырезают лед, должна быть достаточно удалена от жилья и предприятий; вода в водоеме должна быть чистой — с содержанием на 1 $см^3$

не более 100 бактерий; глубина и размеры площадки должны быть достаточны для заготовки льда и иметь удобные подъезды.

Заготовку льда ведут в конце зимы, толщина льда не менее 30 *см*. Ледяное поле размечают таким образом, чтобы получить

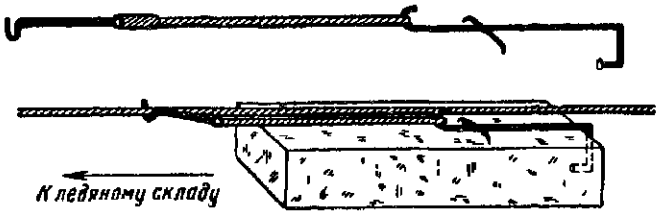


Рис. 141. Зацепление ледяного блока за трос при помощи лямки-карги

плоты (лавы) длиной 10—15 *м*. Разметку поля производят исходя из следующего норматива на 1 *т* льда:

Толщина льда, *см*	30	40	50	60	70
Площадь ледяного поля, $м^2$	4	3	2,5	2	1,5

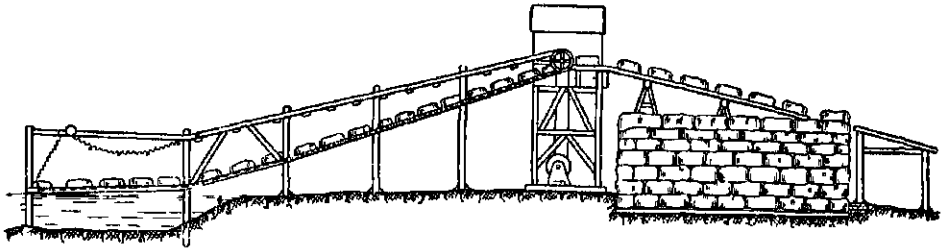


Рис 142. Самотаска-транспортер для льда

Вырезанная или выколотая лава подводится к месту разделки на блоки и транспортировки последних в ледохранилище. Эти операции производятся вручную — ломами или механизированным способом. В первом случае образуются блоки, обычно неправильной формы, размером 1×0,7×0,5 *м*, весом примерно 300 *кг*; во втором производят разметку льда на прямоугольники (0,8×0,6 *м*) и прорезают его дисковыми пилами. Такие пилы производительностью 100 *т/час* льда имеют диск диаметром ~1 *м* с вставными зубьями и приводятся в действие двигателями мощностью 10—15 *л. с.*

Для разработки льда может быть применена также цепная электропила с победитовыми зубьями, которая передвигается по ледяному полю лебедкой со скоростью 1 *м/мин* и режет лед на ровные длиииые полосы. Эту машину обслуживает один человек и заменяет она 50 рабочих.

Ледяные плоты (лавы) подводят к берегу и отделеиные блоки вытаскивают и транспортируют к месту складирования. Для этой цели обычно применяют непрерывно движущийся трос, которым по эстакаде протаскивают блок льда, зацепленный при помощи лямки-каргн, как это показано на рис. 141.

Общая схема транспортировки льда к месту укладки в буиты показана иа рис. 142.

ЛЕДОХРАНИЛИЩА

Лед, заготовлеиный из водоемов или способом послойного намораживания бунтов, образует вместе с осиованием и изоляционным укрытием временное открытое ледохранилище (рис. 143).

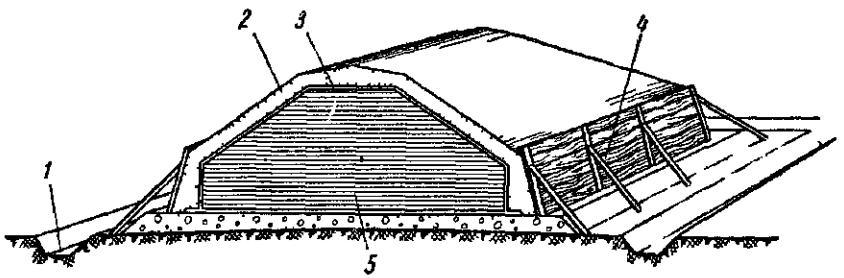


Рис. 143 Ледохранилнще временного типа:
1 — канавы, *2* — опилки, *3* — соломенные маты, *4* — подпорные щиты, *5* — лед

Изоляциоиное укрытие из различиых материалов (соломеиные маты, древесные опилки, камыш, стружки) по мере расходования льда удаляют. Толщина укрытия зависит от его теплопроводности, климатических условий, срока хранения льда, а также стоимости укрытия и льда. При чрезмерно большой толщине изоляции стоимость ее превышает экономию от уменьшения таяния льда, одиако иедостаточиая толщина укрытия бунта вызывает повышеиное таяние льда. Согласно опытным данным оптимальная толщина укрытия из опилок составляет для северной полосы около 0,5, для средней — 0,75 и южиой — 1 *м*.

Лучшие санитариые условия и меиьшие потери льда обеспечивают постоянные ледохранилища Обычно это деревянные здания с каркасными стенками из стоек, обшитых с обеих сторон досками в два слоя. Между досками прокладывают пароизоляторы (толь или рубероид), а пространство между обшивками

(около 60 *см*) заполняют опилками, стружками или торфом. Пол постоянного ледохраиилища делают бетонным с уклоном и желобами. Под бетоном укладывают шлак слоем 40 *см*. Перекрытие здания изготовляют из деревянных балок, которые внизу обшивают досками в два слоя. Пространство между балками заполняют сухими опилками или торфом.

Постоянные ледохранилища из-за высоких первоначальных затрат широкого распространеиия не получили.

МЕХАНИЗИРОВАННАЯ ЛИНИЯ ЛЬДОСНАБЖЕНИЯ РЫБОПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ

В советской рыбной промышлениости одним из основных потребителей льда является рыбоприемный и рыбодобывающий флот, поэтому базы льдоснабжения обычно располагают в местах, удобиых для погрузки льда в трюмы судов. Такими базами являются льдокомбинаты с централизованиой механизированной заготовкой льда, оснащенные льдодробильными машинами и современными средствами транспортировки и погрузки льда.

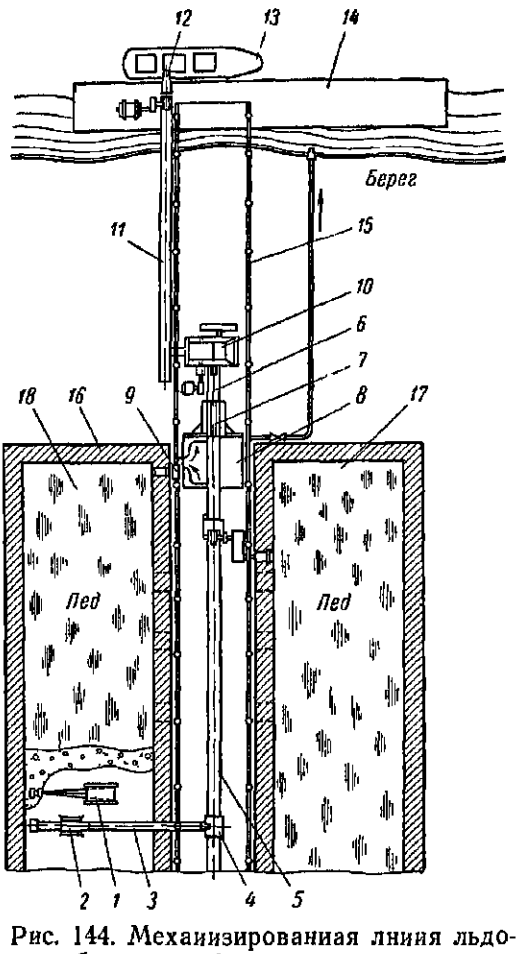


Рис. 144. Механизированиая лниия льдоснабжеиия рыбопромысловых судов:

1 — эскаватор для льда, *2* — бункер, *3* — поперечно секционный транспортер, *4* — открытый бункер, *5* — центральный отгрузочный транспортер, *6* — моечный транспортер, *7* — душевая мойка, *8* — бассейн холодной воды, *9* — центробежный насос мойки, *10* — льдодробилка *11* — береговой отгрузочный скребковый транспортер, *12* — желоб, *13* — судно, *14* — причал, *15* — эстакада для зимней льдозаготовки, *16* — термоизоляционные стены хранилища льна, *17*, *18* — бункт для хранеиия льда

Механизированная линия льдоснабжения рыбопромысловых судов показана на рис. 144. Кроме транспортных средств для выемки. перемещения н погрузки льда, в линни предусмотрены промывка и дробление льда.

На рыбопромысловых судах лед используют для охлаждеиия н кратковременного хранеиия свежепойманной рыбы. Иногда лед

применяют для охлаждения трюмов рыболовных судов, но при этом температура воздуха в трюме не бывает ниже 4°.

ЛЕДНИКИ

Лед широко используется также в береговых условиях. Простейшими стационарными устройствами для ледяного охлаждения являются ледники. На рис. 145 показан наиболее совершенный в техническом отношении и удобный в эксплуатации ледник с боковым расположением льда. Он состоит из двух неравных частей — ледохранилища и рядом с ним расположенной камеры

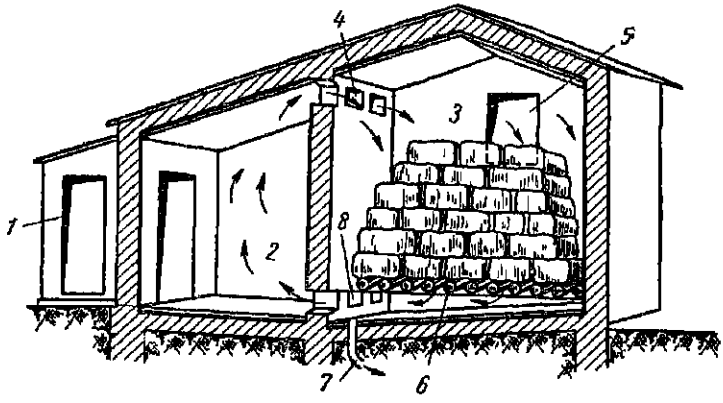


Рис. 145. Ледник с боковым расположением льда:
1 — тамбур, *2* — камера для продуктов, *3* — отделение со льдом, *4* — отверстия для возврата отепливщегося воздуха, *5* — люк для загрузки льда, *6* — накатник, *7* — отвод воды от тающего льда, *8* — отверстия для поступления в камеру охлажденного воздуха

хранения пищевых продуктов. Объем ледохранилища обычно в 4—5 раз больше камеры хранения продуктов.

В стене, разделяющей эти помещения, вверху и внизу устраивают отверстия для циркуляции воздуха. Более тяжелый холодный воздух через нижние отверстия переходит в камеру хранения продуктов. Соприкасаясь с продуктами и воспринимая тепло проникающее в камеру через ограждения извне, воздух нагревается, становится более легким и, поднимаясь вверх, возвращается через верхние отверстия для повторного охлаждения в ледохранилище. Вода, образующаяся вследствие таяния льда, отводится из ледохранилища через приямок с трубой, снабженной гидравлическим затвором.

Ледники с нижним и верхним расположением льда мало приемлемы, так как в первом из них создаются неблагоприятные условия хранения продуктов (застойный воздух), а во втором приходится сооружать прочное междуэтажное перекрытие для

ледохранилища и неудобно набивать его льдом. Единственным недостатком ледника с боковым расположением льда являются относительно высокие первоначальные затраты на его строительство. Такие ледники следует строить из местных строительных материалов и упрощенной конструкции, например, каркасного типа.

Расчет ледников сводится к определению необходимого количества льда на сезон и объема ледохранилища. Предварительно производят калорический расчет, определяют все теплопритоки за охладительный сезон, продолжительность которого в среднем принимается 180 дней (с апреля по октябрь). Исходными данными для калорического расчета являются: температура ледохранилища, ±0°; температура камеры хранения продуктов 4—5°; расчетная температура наружного воздуха для северных районов 12—14°, для средних — 14—16° и для южных 16—20° и температура почвы соответственно 6—8, 8—10 и 10—12°. Рассчитывают расход холода на теплопередачу Q_1 и на охлаждение продуктов Q_2. Расход холода на вентиляцию и возмещение прочих потерь берут равным $Q_3 = 0{,}25(Q_1 + Q_2)$.

Общий расход холода за сезон будет $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$. Необходимое количество льда за сезон определяется по формуле

$$G_л = \frac{Q}{80 \cdot 1000}\ т,$$

где 80 — холодопроизводительность 1 *кг* льда, *ккал*.

Объем ледохранилища находят по формуле

$$V_л = \frac{1{,}2 G_л}{0{,}9 \cdot 0{,}85} = 1{,}6 G_л\ м^3,$$

где 1,2 — коэффициент запаса льда для охлаждения продуктов в течение сезона,

0,9 — коэффициент заполнения помещения льдом с учетом неизбежных пустот между кусками льда и потолком,

0,85 — объемный вес льда при плотной укладке, $т/м^3$.

Оригинальным холодным складом для хранения продовольственных продуктов (плодов, молочных продуктов, рыбы и рыбных продуктов) является ледяной склад системы М. М. Крылова (рис. 146). Его сооружают преимущественно в холодной климатической зоне, так как лед в этих складах служит не только средством охлаждения, но и основным строительным материалом. Небольшое количество лесоматериалов требуется лишь для входного тамбура и опалубки в период строительства. Зимой по временной опалубке намораживают ледяной массив, внутри которого по обе стороны продольного центрального коридора располагают

складские помещения для хранения продовольственных продуктов. Перегородками между камерами и перекрытиями являются массивные ледяные ограждения. Снаружи ледяной массив — склад укрывают теплоизоляционными материалами (торфом, опилками, шлаком с опилками и др.).

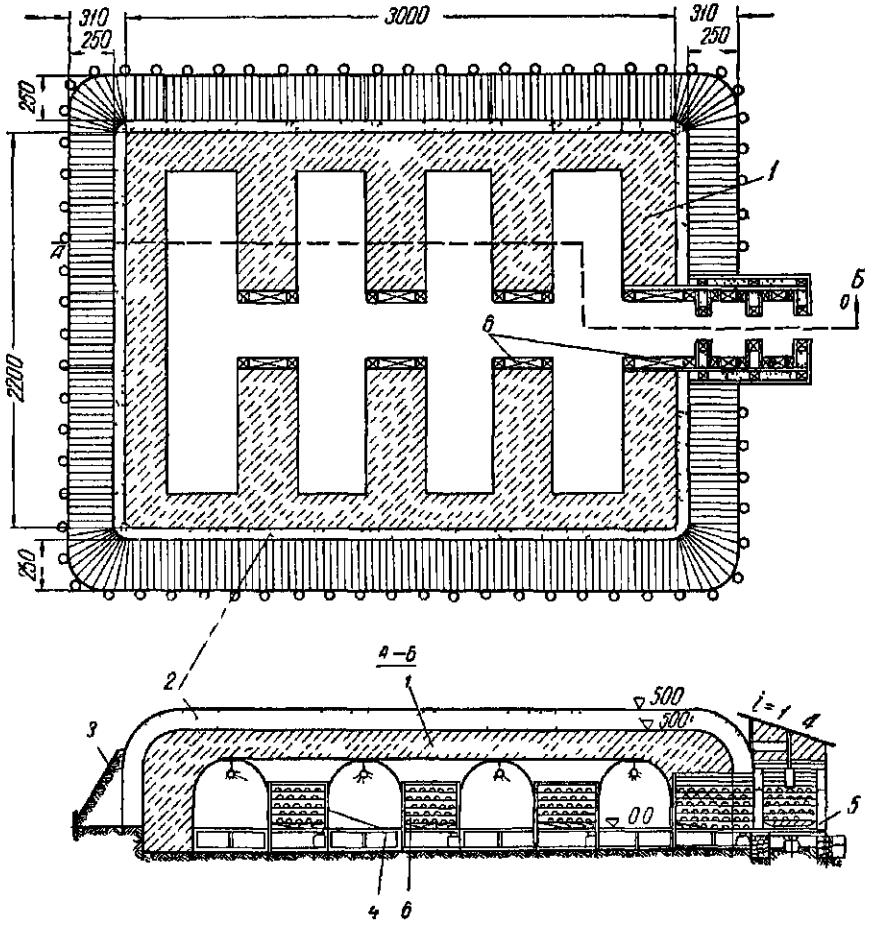


Рис. 146. Ледяной склад системы М. М. Крылова:
1 — лед, *2* — изоляция, *3* — земля, *4* — каркас под узкоколейку из подтоварника, *5* — тамбур, *6* — льдосоляные карманы

Размеры сводчатых камер обычно имеют длину 6—7 *м*, ширину 4—5 *м* и высоту 3—4 *м*. Емкость каждой камеры равна емкости одиого — полутора вагонов. Ширина коридора 3 *м*. Склады отличаются постоянством режима по влажности воздуха (95—98%) и по температуре как в зимнее, так и в летнее время. Температура в камерах ледяного склада может поддерживаться до —6° посредством льдосоляного охлаждения. Для этого иа ледя-

ной пол, имеющий толщину до 1 *м*, в два — три приема разбрасывают соль (2—3 *кг* соли на 1 *м*² пола) или в специальных нишах в толще ледяных стен — перегородок устанавливают карманы с льдосоляной смесью В каждый карман вместе со льдом засыпают по 3—5 *кг* соли. Применение льдосоляных смесей защищает потолок и стены ледяного склада от таяния.

Технически возможно использовать ледяные склады для хранения не только охлажденных продуктов, но и мороженой рыбы, если в них поддерживать температуру —10°, например путем применения холодильной устаиовки системы инжеиера И. А. Клейменова с самоцнркуляцией рассола Наиболее эффективными являются склады емкостью 500 *т* и выше, так как для больших складов расход материалов и стоимость строительства на единицу емкости в несколько раз меньше по сравнеиию с обычными складами-ледниками.

ЛЬДОСОЛЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

При использовании чистого льда, тающего при 0° С, в охлаждаемом помещении практически можно поддерживать температуру лишь не ниже 4°. Однако во многих случаях для глубокого охлаждения рыбных продуктов, нх подмораживания и хранения необходима более низкая температура охлаждаемой среды. Это можно осуществить, применяя льдосоляное охлаждеиие.

Растворение твердой соли в жидкости, сопровождаемое изменеиием структуры соли, требует затраты (тепловой) энергии для преодоления сил сцепления между молекулами растворяющегося компонента. Если соль смешивается со льдом, то потребность тепла еще больше увелнчивается для перевода льда из твердой фазы в жидкую (теплота плавления) Тепловая энергия заимствуется в первую очередь из окружающей среды, т. е. от жидкости, вследствие чего ее температура понижается. Таким образом, при смешивании соли со льдом получается охлаждающая смесь. На этом смешении и основана техника льдосоляного охлаждения.

При составлении смеси поваренной соли NaCl и льда для наиболее полного их взаимодействия имеют большое значение смешение компонентов с образованием максимальной поверхности их соприкосновения, т. е. полное, равномерное и однородное смешение льда и соли, количественное соотношение компонентов, так как лишь при известном соотношении и до известного предела прибавление солн ко льду дает максимальное понижение температуры. Например, температура —20° достигается прн технической смеси с содержанием в ней 33% NaCl и дальнейшее прибавление соли эффекта ие дает.

От количества соли, смешиваемой со льдом, зависит в известиых пределах не только температура таяния смесн, но и ее холодопроизводительность. Эта зависимость приводится ниже

Количество соли к весу льда, %	5	10	15	20	25	30
Температура смесн льда и соли, °С	—3,1	—6,2	—9,9	—13,7	—17,8	—21,2
Холодопронзводительность смесн, *ккал/кг* . .	75	68	62	57	51	46

Для технического расчета основных величин по льдосоляному охлаждеиию можно пользоваться следующими приближеиными опытными формулами:

при определении температуры смеси льда и соли

$$t_{см} = -0{,}7x,$$

где x — содержание соли, % к весу льда;

при расчете холодопроизводительности смеси

$$q = 80 + t_{см} \ ккал/кг;$$

при расчете объемного веса смеси дробленого льда и соли

$$\gamma = 500 + 5x \ кг/м^3.$$

Основными системами льдосоляного охлаждення являются: непосредственное охлаждение льдосоляной смесью, рассольное охлаждение с побудительной или естественной циркуляцией рассола и воздуходувная.

Непосредствеиое охлаждеиие льдосоляиой смесью

Приборами этой системы служат так называемые решетчатые карманы или металические бачки-танки, размещаемые непосредственно в охлаждаемых помещениях.

Карман имеет деревянные жалюзные (из планок) стенки, решетчатое дно из деревянных брусков, закрепленное в нем на расстоянии 400 *мм* от пола, и лоток для отвода рассола. Ширина кармана 250—350 *мм*. Устанавливают их вдоль наружных стеи камеры, с отступом от стены на 100—150 *мм*. Карман загружают льдом и солью через верхиий люк.

Танки выполняют из гладкого или волнистого оцинкованного железа толщиной 1 *мм;* длина танка обычно 2—3 *м*. Их располагают под потолком камеры так, чтобы льдосоляная смесь в них загружалась через люки из чердачиого помещеиия. Рассол из танка удаляют по сливной трубе.

Воздух камеры, соприкасаясь в первом случае со смесью, а во втором — с внешней поверхностью танка, охлаждается.

Рассольное охлаждение с побудительной и естественной циркуляцией рассола

Система рассольного охлаждения с побудительной циркуляцией рассола «Фригатор» состоит из генератора холода, насоса для циркуляции рассола и трубчатых охлаждающих батарей. Генератор холода — металлический или деревянный бак, имеющий внизу решетку и вверху оросительную трубчатую систему, в который загружают дробленый лед и соль.

Охлаждающие батареи монтируют в холодильных камерах также, как при машинном охлаждении. Рассол, проходя через батареи, нагревается на 2—3°. Затем возвращается в генератор холода, где, орошая льдосоляную смесь, снова охлаждается.

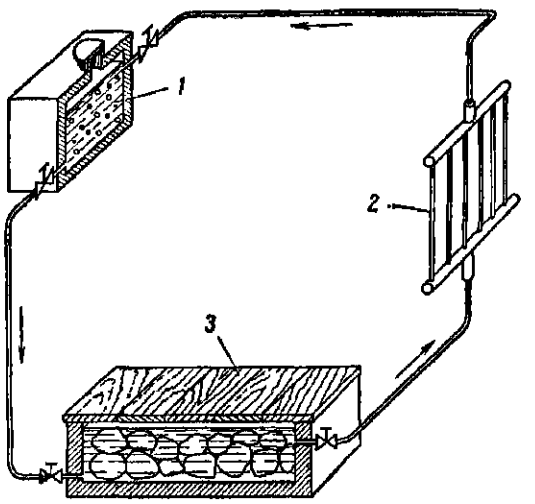


Рис. 147. Рассольное охлаждение системы И. А. Клейменова:
1 — концентратор рассола, *2* — охлаждающая батарея, *3* — генератор холода

В системе рассольного охлаждения, предложенной И. А. Клейменовым, осуществляется естественная циркуляция рассола вследствие разности удельных весов, обусловленной изменением его концентрации.

Установка состоит из генератора холода, концентратора рассола и трубчатых охлаждающих батарей (рис. 147). В замкнутой цепи рассол последовательно проходит через них, изменяя свой удельный вес. В генераторе холода (баке со льдом) он охлаждается и одновременно разжижается водой, получаемой от таяния льда. От охлаждения рассола удельный вес его увеличивается, а при разжижении — уменьшается. Так как охлаждение влияет на изменение удельного веса рассола меньше, а происходят эти процессы одновременно, то по выходе из генератора холода рассол имеет удельный вес меньше, чем при входе в него. Так, например, удельный вес рассола с температурой 10°, насыщенного солью до 25% — 1,204, а рассола, охлажденного до —20°, но разжиженного до 23% соли — 1,188. Холодный, но более легкий рассол поднимается вверх, в трубчатые батареи. Здесь, отепляясь, он становится еще легче и поднимается к солекон-

центратору, где концентрация рассола восстанавливается, а удельный вес увеличивается. Более тяжелый рассол поступает в генератор холода. В герметически закрытом концентраторе при вытекании рассола создается некоторое разряжение, которое обеспечивает самоциркуляцию рассола.

Воздуходувная система

Воздуходувная система льдосоляного охлаждения состоит из генератора холода, вентилятора и воздушных каналов (рис. 148). Воздух продувается вентилятором через смесь льда и солн, загруженную в бак воронкообразной формы. Холодный воздух по каналу нагнетается непосредственно в холодильную камеру.

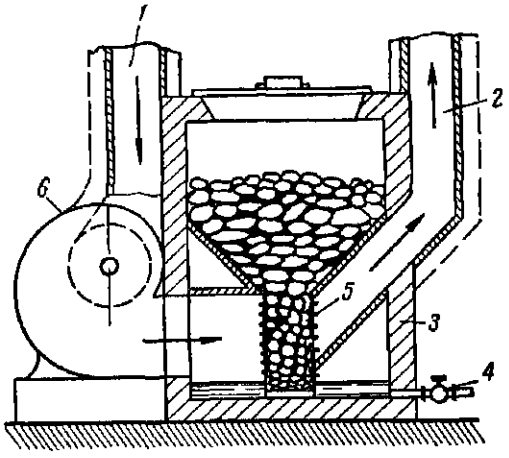


Рис. 148 Генератор холода для воздушного охлажденин

1 — всасывающий канал, *2* — нагнетательный канал, *3* — бак с изоляцией, *4* — труба для спуска рассола, *5* — решетки, *6* — вентилятор

При всех системах льдосоляного охлаждения практически можно достигнуть температур до −15°. Эти системы охлаждения могут применяться для холоднльной обработки пищевых продуктов (глубокого охлаждения и замораживания) и охлаждения камер хранения. Пользоваться льдосоляным охлажденнем целесообразно при небольших обьемах производства и наличии достаточного количества дешевого естественного льда.

ПРОИЗВОДСТВО ИСКУССТВЕННОГО ЛЬДА

Искусственным льдом называется лед, полученный замораживанием воды в льдогенераторах — теплообменных аппаратах, принцип действия которых изложен в главе IV. Не следует считать, что искусственный лед должен полностью заменить естественный. Применение последнего неразрывно связано с использованием природных богатств, особенно в нашей стране с громадными запасами натурального льда. Однако нельзя не считаться с важными преимуществами искусственного льда по сравнению с естественным. Искусственный лед можно получить во всех районах, иезависимо от климатнческих условий; вырабатывать его можно нужной формы и определенного физико-химнческого состава.

При охлажденни рыбы и рыбопродуктов и их транспортировке непосредственно во льду естественный лед не может конкурировать со льдом искусственным. В рыбной промышленности прнмеияют лед из морской воды н лед с добавками — антисептический и антибнотический, т. е. внды искусственного льда, применение которых поднимает культуру рыбообрабатывающего производства. Лед из морской воды позволяет осуществить более глубокое охлаждение рыбы, так как таяние его протекает прн температуре более низкой по сравнению с пресным льдом.

Наиболее распространенными аппаратами для производства искусственного льда являются льдогенераторы блочного льда. В настоящее время появилось много усовершенствований в производстве блочного льда и созданы льдогенераторы иовых его видов, представляющие большой интерес для рыбной промышленности. Рассмотрим устройство и действие некоторых из них.

На рыбных комбинатах в Ростоке и в Заснице (ГДР) эксплуатируются льдогенераторы, вырабатывающие лед в виде блоков весом 4—5 *т* (длина блока 6 *м*, высота 3 *м* н толщина 25—32 *см*). Такой льдогенератор — бетонный бак значительной емкости, в котором имеется шесть металлическнх полых плит, разделяющих его на семь отделений и образующих 12 плоскостей для иамораживания льда. Внутри каждой полой плнты установлено шесть испарительных труб, соединенных с холодильиой машнной. Над баком льдогенератора расположен мостовой кран. Льдогенератор снабжен центробежным насосом и льдодробильной машиной.

В испарительных трубчатых системах жидкий аммиак кипит при —15°, в результате чего на металлических плоскостях полых плит образуются ледяные пластины. В иачале процесса льдообразования по обе стороны каждой полой плиты устанавливают захватные приспособления, стержни которых проходят через центральную часть образовавшегося блока. Когда толщина блока достигиет 25—32 *см* полые металлические плиты переключают на оттаиванне. Продолжительность замораживания шесть—семь суток, оттаивания — несколько часов После того как блок льда отделится от плиты, его выннмают из бака краном и захватными приспособлениями и передается на гидравлически действующий опрокидывающнйся стол, где их устанавливают в горизонтальном положенни, разбнвают на части-глыбы и подают в льдодробильную машину. Дробленый лед поступает на рыбообрабатывающие предприятия или непосредственно с льдозавода по гибким трубопроводам в трюмы рыболовных судов и изотермические вагоны (рис. 149).

Интересное усовершеиствование в производство искусствеиного блочного льда внесла фирма «Барбьерн». Льдогенератор иового типа имеет следующие основные частн· батарею из набора полых металлических форм, двойные трубки внутри форм, спусковой гидравлический механизм, водоиаполнительное устройство, ресивер и другие части, относящиеся к холодильиой машине Батареи из форм монтируются в верхней части поме-

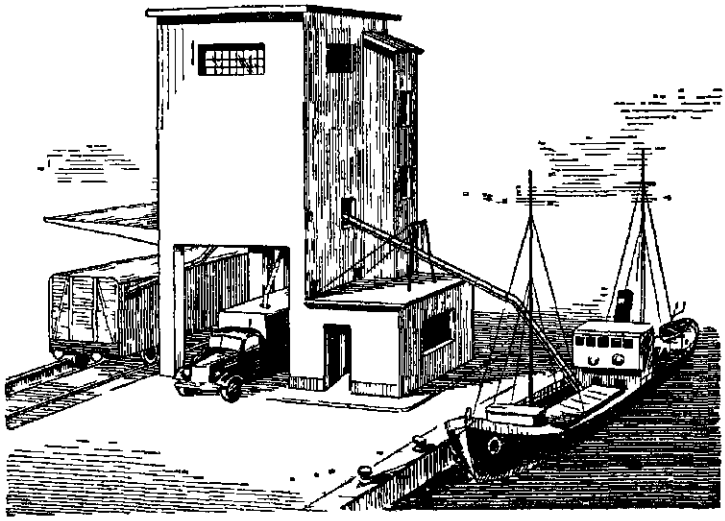


Рис 149 Погрузка дробленого льда в вагоны, авторефрнжераторы н рыболовные суда

щения льдогенератора. Основным элементом генератора является форма особой конструкции размерами, соответствующими весу блока льда,— 12,5, 25 и 35 *кг*. Формы выполнеиы с двойными стенками из листовой антикоррозийиой стали толщиной 6 *мм*, поэтому лед может изготовляться также из морской воды. Внутри формы расположены пять двойных трубок, проходящих по всей ее высоте. Полые части форм и двойные трубки предназначены для кипеиия жидкого холодильного агеита и оттаивания формы при освобождении ее от льда. Форма внизу закрывается шарнирно прикрепленной крышкой, имеющей пружину. Над батареей смонтировано водонаполнительное устройство, а под батареей — приемно-спусковой гидравлический механизм, предназначенный для блоков льда, выходящих из форм после оттайки.

Благоприятные условия теплоотвода в льдогеиераторе обеспечивают продолжительность замораживания льда 1—2 часа,

в завнсимости от размеров блоков. Производительность льдогенератора зависит от числа батарей и может быть 9, 18, 28 *т* в сутки.

На рис. 150 показаны схемы соединений льдогенератора и батарея из 12 форм в плане. Получение льда осуществляется следующим образом: перед заполнением каждой формы водой крышка пржимается к ней пружиной и приморажнвается тонкой плеикой воды, смачивающей соприкасающиеся поверхности. После заполиения форм водой при одновременном закрытии клапана *16* и открытин клапана *5* жидкнй холоднльный агент (аммиак) поступает в камеру *6* и далее по трубе *7* циркулирует в полости двойной трубки *8*. Часть еще не выкипевшего холодильного агента стекает по соединительной трубке *9* в полость формы *10*, где затем кипит так же, как и в полостн *8*. Пары аммиака проходят через клапаи *12* в трубку *11* и через отделитель *13* всасываются по трубке *15* холодильным компрессором. После окончания замораживаиия воды клапаны *5* и *12* закрываются и одновременно открываются клапаны *14* и *16*. При этом горячие пары аммиака компрессором нагнетаются в полости *8* и *10* и вытесняют жидкий аммиак в ресивер *19*. Блок льда под действием горячего аммиака отходит от формы *3*, собственным весом полностью

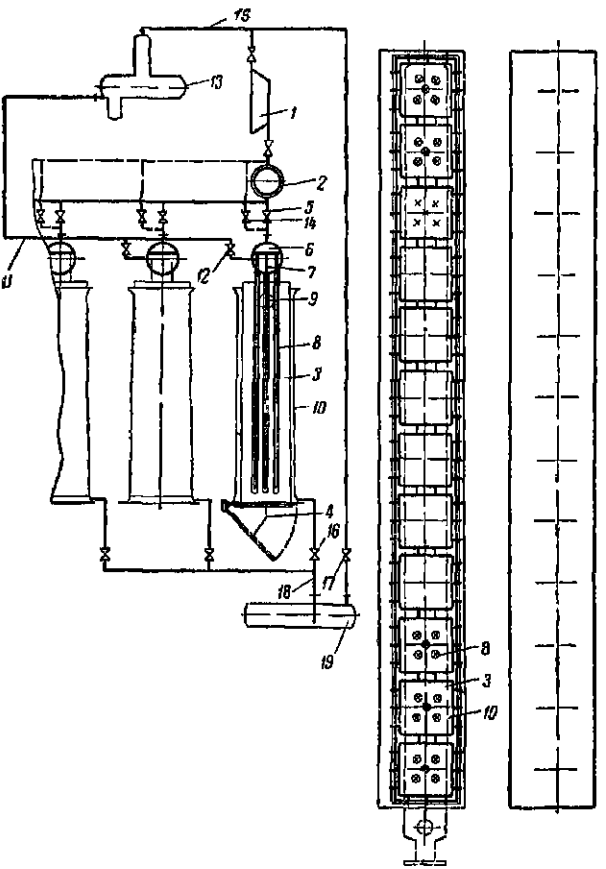


Рис 150 Схема соединений льдогенератора и батарея из 12 форм:

1 — холодильный компрессор, *2* — конденсатор, *3* — четырехугольная форма для замораживания блоков льда, *4* — крышка, закрывающая форму, *5* — клапан, *6* — распределительная камера, *7*, *15*, *18* — трубы, *8* — полость двойной трубки, *9* — соединительная трубка, *10* — полость формы, *11* — трубопровод, *12*, *14*, *16*, *17* — клапаны, *13* — сепаратор, *19* — ресивер

открывает крышку *4* и плавно опускается на приемно-спусковой гидравлический механизм.

Еще до этого, в связи с удлинением блока льда при замораживании, крышка *4* несколько отходит от формы, благодаря шарнирам оставаясь в горизонтальном положении. После того как блок льда вышел из формы одновременно клапан *14* закрывается, а клапан *12* открывается и жидкий холодильный агент из ресивера *19* быстро возвращается в полость *10*. Затем процесс повторяется, причем все операции по открыванию и закрыванию клапанов осуществляются автоматически. Льдогенератор обслуживает один человек. Он занимает площадь в пять раз меньше, чем льдогенератор с рассольным баком (обычный льдогенератор производительностью 28,8 *т/сутки* занимает площадь 89 $м^2$, новый генератор такой производительности — 18 $м^2$). Расход электроэнергии на 100 *кг* льда в сравниваемых льдогенераторах составляет соответственно 6 и 4 $квт \cdot ч$.

На рис. 151 показан льдогенератор блочного льда «Фриблок». Он представляет собой устройство, состоящее из двух баков: в нижнем — размещена испарительная система и формы для льда, в верхнем — вода, из которой изготовляется блочный лед. Формы, выполненные из листовой оцинкованной стали, верхней открытой частью вделываются в дно водяного бака, что облегчает их наполнение водой. Уровень воды в верхнем баке поддерживается автоматическим поплавковым клапаном. Благодаря системе непосредственного испарения аммиака в нижнем баке вода в формах замерзает. Готовый блок при оттаивании выходит из формы и всплывает на поверхность воды в верхнем баке. Далее он автоматически подается к разгрузочному отверстию и по желобу поступает в камеру хранения. Образование блоков льда, отделение их от стенок форм при оттаивании и выход из разгрузочного отверстия осуществляются последовательно. Льдогенераторы «Фриблок» изготовляют производительностью от 2,4 до 120 *т/сутки*.

Они отличаются компактностью, что объясняется значительным температурным перепадом между водой и кипящим холодильным агентом, высоким значением коэффициента теплопередачи при непосредственном испарении агента, а также дополнительными теплоотводящими поверхностями.

За последние годы получили распространение льдогенераторы по производству чешуйчатого и снежного льда. Эти льдогенераторы в рыбной промышленности используют для установки на стационарных холодильниках и рыбопромысловых судах.

К льдогенераторам судового типа предъявляют требования, отвечающие особым условиям работы на судах: они должны бесперебойно работать при качке с дна, быть компактными

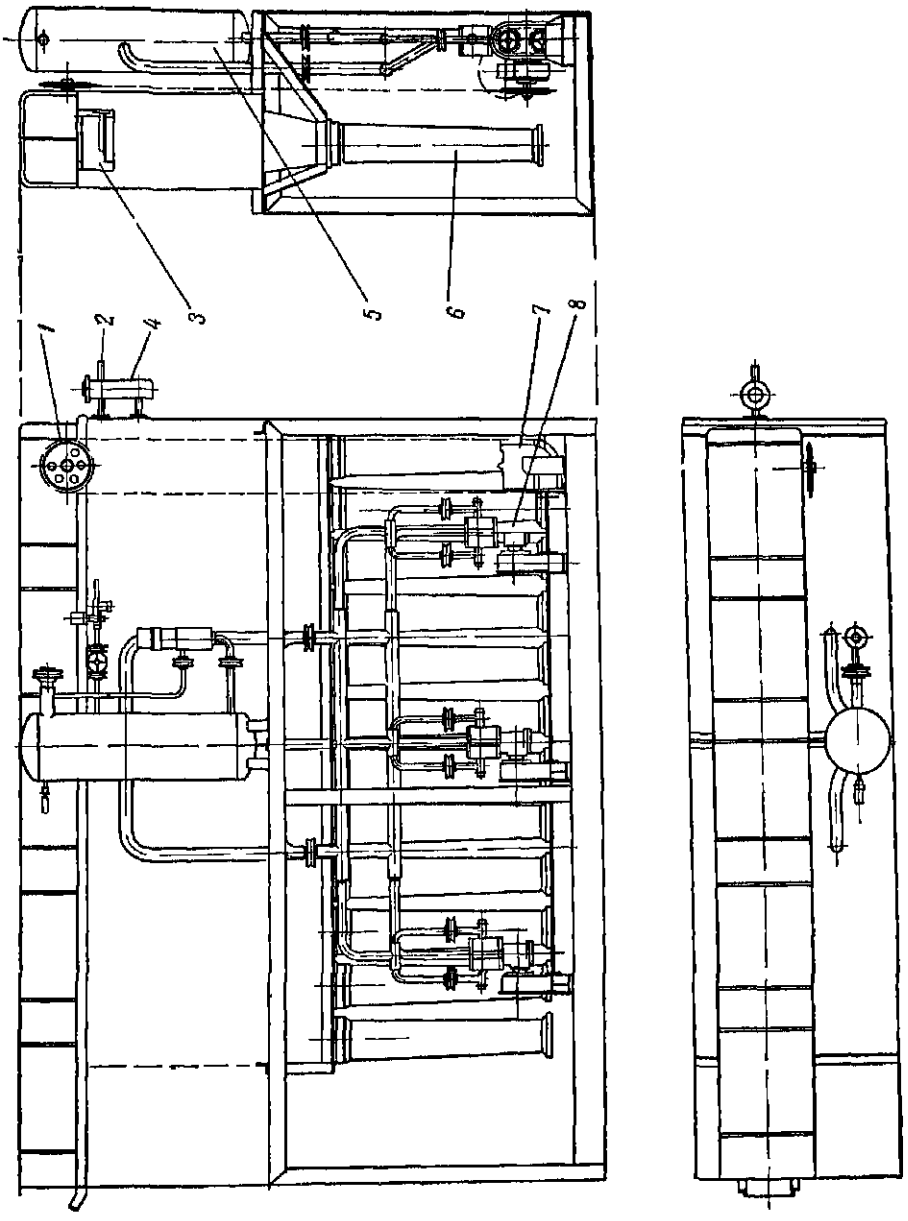


Рис 151. Схема льдогенератора «Фриблок»:

1 — устройство для удаления блоков льда, *2* — патрубок для входа воды, *3* — отверстие для выхода блоков льда, *4* — поплавковый регулятор, *5* — отделитель жидкого агента, *6* — форма для льда, *7* — редуктор, *8* — автоматический размораживатель

(высокопроизводительными при малых размере и весе), отличаться повышенной прочностью и надежностью в работе. Этим требованиям в большой степени отвечают льдогенераторы чешуйчатого льда Л-250, серийно изготавливаемые Бийским заводом «Молмашстрой» (рис. 152). Основные узлы льдогенератора: испаритель, распылительное устройство, ножевой вал с ножами, водосборник и привод.

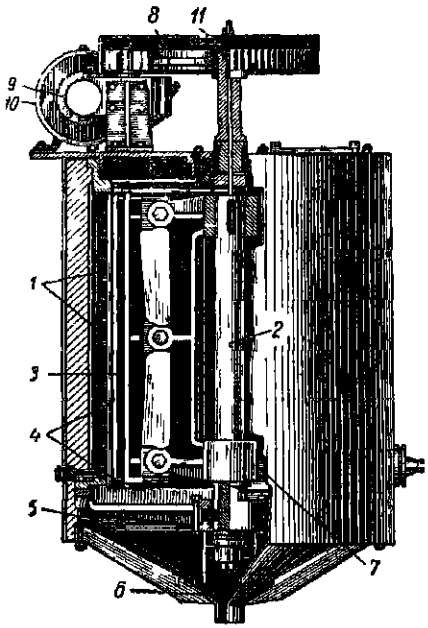


Рис. 152. Льдогенератор Л-250 завода «Молмашстрой»:

1 — испаритель, *2* — вал, *3* — нож, *4* — трубка для подачи воды, *5* — водосборник, *6* — поддон, *7* — торцовый иож, *8* — зубчатое колесо ($M=6$, $z=22$), *9* — редуктор ($i=40$), *10* — электромотор, *11* — ограждение упорной муфты

Испаритель представляет собой пустотелый цилиндр с ребрами на внутренней стенке, в полость которого подается холодильный агент (аммиак или фреон-12). При кипении агента стенки испарителя охлаждаются. На наружиую поверхность внутренней стенки цилиндра из водяного распылителя подается вода.

Попадая на охлажденную поверхность, вода замерзает в виде тонкой пленки льда. Нож, который установлен на кронштейне, закрепленном на вращающемся валу, снимает тонкие чешуйки льда с внутренней поверхности испарителя.

В нижней части льдогенератора расположен водосборник для удаления избыточной воды, стекающей с внутренней стенки цилиндра.

Наружная поверхность испарителя защищена теплоизоляцией.

Привод льдогенератора состоит из электродвигателя, клиноременной передачи, эластичной муфты и червячного редуктора с передаточным числом 1 : 40.

Льдогенератор рассчитан на приготовление льда из морской воды.

Технпческая характеристнка

Производительность при $t_0 = -22°$, *кг/час*	250
Поверхность льдообразования, $м^2$	1,96
Температура льда, °С	—4, —5
Расход холода при $t_0 = -22°$, *тыс ккал/час*	35
Число оборотов ножевого вала в минуту	10

Мощность электродвигателя, *квт*	3
Габариты, *м*.	
длина	1,22
ширина	1,23
высота	1,75
Вес, *кг*	1135

Большой интерес представляют дисковые льдогенераторы чешуйчатого льда (чехословацкого производства), также получившие распространение в рыбной промышленности. Они со-

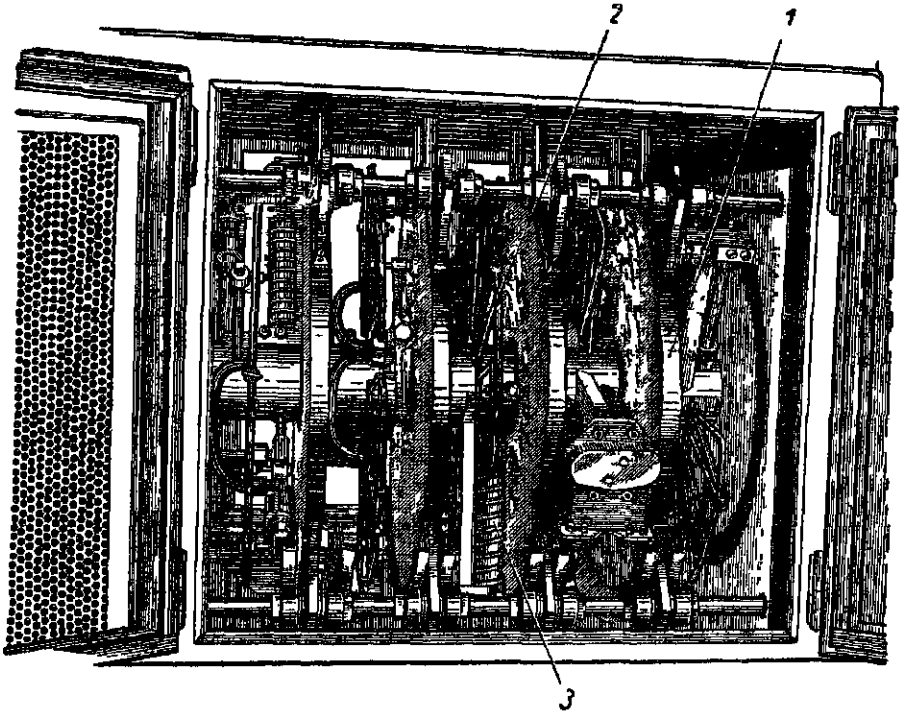


Рис. 153. Устройство дискового льдогенератора чешуйчатого льда:
1 — испарительный диск, *2* — орошающее устройство, *3* — ножи

стоят из следующих основных частей: рамы, испарительных дисков, полого вала, оросительных трубчатых сегментов, скребковых ножей, сетчатого транспортера, центробежного насоса, ванны и электродвигателя. Пустотелые испарнтельные диски (от одного до восьми в зависимости от производительности агрегата) неподвижно закреплеиы в вертикальном положении на раме. В центре дисков имеются отверстия, через которые проходит полый вал, который приводится в движение от электродвигателя.

На валу, через который подается вода, укреплеиы оросительные трубчатые сегменты, а также скребковые ножи. В ваине,

расположенной под аппаратом, поддерживается постоянный уровень воды, служащей для производства льда. Вода центробежным насосом через полый вал подается к оросительным сегментам и разбрызгивается по наружным поверхностям дисков. В полые диски подается и кипит в них жидкий холодильный агент. Образующийся на дисках слой льда снимается скребковыми ножами и падает на сетчатый транспортер, расположенный в нижней части агрегата. Сетчатым транспортером лед подается в бункер.

Производительность льдогенератора зависит от числа испарительных дисков, на каждый диск приходится выработка льда 1,6 *т/сутки*. Устройство льдогенератора показано на рис. 153. Занимаемый льдогенератором объем на 1 *т* суточной производительности 0,59 $м^3$, что меньше, чем у других типов

Расход холода на охлаждение и замораживание воды, а также переохлаждение льда подсчитывают по формуле

$$Q_{з\,в} = G \cdot 1000\,[(t_в - 0) + 80 + 0{,}5\,(0 - t_л)]\ \textit{ккал/сутки},$$

где G — производительность льдогенератора, *т/сутки*,
$t_в$ — температура воды, °С,
$t_л$ — температура переохлажденного льда (примерно на 2° выше рассола в рассольных льдогенераторах), °С.

В общем расходе холода по льдозаводу средней мощности с блочным рассольным льдогенератором $Q_{з\,в}$ составляет около 82%, на охлаждение льдоформ 1%, работу мешалок 3%, потери при оттаивании льдоблоков 4%, теплопередачу в ограждении льдогенератора 3% и теплопередачу в ограждении ледохранилища 7%.

ЭВТЕКТИЧЕСКОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

При автомобильных перевозках пищевых продуктов в торговой сети и в других случаях иногда применяют эвтектическое охлаждение.

Эвтектические растворы (водные растворы некоторых солей при содержании их, соответствующем криогидратной точке) искусственно замороженные образуют эвтектический лед, т. е. однородную смесь льда и соли (табл. 42).

Эвтектический раствор для замораживания наливают в металлические формы в виде трехгранной призмы (так называемые зероторы) цилиндра или плоского бачка емкостью 5—10 *л*. Их заполняют раствором на 90% их объема, так как при замерзании растворы увеличиваются в объеме, и запаивают. Замора-

Таблица 42

Физические свойства некоторых эвтектических растворов

Соли эвтектического раствора	Содержание соли в растворе, %	Удельный вес раствора, *кг/л*	Температура плавления эвтектического льда, °С	Теплота плавления эвтектического льда, *ккал/кг*
Азотнокислый аммоний (аммиачная селитра)	41,2	1,19	—17,4	68,4
Хлористый аммоний (нашатырь)	18,7	1,06	—15,8	75,0
Хлористый калий	19,3	1,15	—11,1	71,2
» кальций	29,9	1,28	—55	50,8
» магний	20,6	1,18	—33,6	—
Азотнокислый натрий (чилийская селитра)	37,0	1,29	—18,5	57,5
Серноватистокислый натрий (гипосульфит)	30,0	1,31	—11	44,5
Хлористый натрий	23,1	1,17	—21,2	56,4

живают формы на стеллажах или погружением в холодный рассол, продолжительность замораживания соответственно 18 и 3 часа. Зероторы размещают внутри помещения, которое охлаждается за счет плавления эвтектика.

Таяние эвтектического льда происходит при криогидратной температуре, т. е. наинизшей среди всех водных растворов той же соли. При использовании эвтектиков формы с оттаявшим раствором отправляются на холодильник для повторного замораживания. Зероторы по своей портативности очень удобны в эксплуатации. В некоторых случаях зероторы оказываются весьма полезными, как аккумуляторы холода на холодильнике; при временном избытке холодопроизводительности холод расходуется на замораживание эвтектических растворов, при временном же недостатке холодопроизводительности эвтектики поддерживают заданный режим в камерах холодильника.

СУХОЙ ЛЕД

Кроме водного льда и эвтектика, как охлаждающее вещество, применяется сухой лед или твердая углекислота. Сухой лед обладает свойством при атмосферном давлении переходить в газообразное состояние, минуя жидкую фазу. Этот процесс называется сублимацией.

Сухой лед химически инертен и безвреден; он обладает следующими физическими свойствами: удельный вес 1,56 *кг/л*,

температура сублимации при атмосферном давлении — 79,9°, теплота сублимации при атмосферном давлении 137 *ккал/кг*, холодопроизводительность с учетом охлаждающего действия газообразной углекислоты при нагревании ее от температуры сублимации до 0°—152 *ккал/кг*, теплопроводность 0,33 *ккал/м²час* °С. По сравнению с водным льдом холодопроизводительность сухого льда выше на единицу веса в 1,9 раза, на единицу объема — в 2,9 раза. Широкое применение сухой лед нашел как охлаждающее средство при хранении и продаже мороженого, вырабатывают его на специальных заводах.

Глава IX

ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Транспортные средства, оборудованные устройствами поддержания пониженной температуры, благоприятной для сохранения пищевых продуктов при их транспортировке, называются холодильным транспортом.

Холодильный транспорт — важное звено непрерывной холодильной цепи, непременное условие планомерного снабжения населения страны высококачественными пищевыми продуктами. Значение холодильного транспорта в СССР особенно важно, оно определяется не только весьма разнообразными климатическими условиями районов заготовок и потребления пищевых продуктов, но и дальностью их перевозок. Средняя дальность перевозок составляет: рыбы — 3, мяса и мясных продуктов — 1,3, фруктов и ягод — 2,1 и свежих овощей 1,2 тыс. *км*. Ни в одной другой стране эти продукты не перевозятся на такие большие расстояния.

С Дальнего Востока рыбу и рыбопродукты транспортируют в центральные районы Европейской части страны на расстояние 10 тыс. *км* и более; рыба экспедиционного промысла из экваториальной части Атлантического океана должна выдержать транспортировку водным путем на расстояние более 9 тыс. *км*; продукция Антарктического китобойного промысла доставляется в советские порты океаническими рефрижераторными судами на расстоянии около 17 тыс. *км*.

Продолжительность перевозки рыбной продукции и продукции китобойного промысла во много раз превышает срок их обычного хранения и поэтому доставка ее транспортом, не оборудованным холодильными установками, невозможна.

Рыбу и рыбные продукты перевозят всеми видами транспорта: железнодорожным — мороженую, малосоленую, филе, консервы, копченую рыбу из Мурманска и портов Прибалтики в центральные районы страны, продукцию лососевого промысла с Дальнего Востока, охлажденную рыбу с Азовского моря; автомобильным транспортом доставляют рыбную продукцию

из распределительных холодильников, рыбообрабатывающих комбинатов и баз в магазины; водным — продукцию рыбного и китового экспедиционного промысла из отдаленных районов мирового океана, рыбную продукцию Каспия, Азовского моря и водоемов Сибири по речным магистралям и каналам и т. п.; воздушным транспортом перевозят особо ценную рыбную продукцию (рыбы лечебного значения, осетровая икра).

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Это основной вид транспорта для перевозки скоропортящихся пищевых продуктов на дальние расстояния. Он состоит из вагонов-ледников и вагонов с машинным охлаждением.

Большая часть изотермических вагонов оборудована устройствами для льдосоляного охлаждения; вагоны-ледники с пристенными карманами и вагоны-ледники с потолочными танками. В первых наблюдается большая неравномерность температур в разных частях вагона, что неблагоприятно сказывается на сохранности перевозимых мороженых грузов. Технически более совершенными являются вагоны с потолочными приборами охлаждения — танками (рис. 154). Эти четырехосные вагоны имеют металлический остов, внутреннюю и наружную деревянную обшивку и изолированы мипорой. Они оборудованы шестью потолочными двойными металлическими баками-танками для льда общим объемом 10,4 $м^3$ и поверхностью охлаждения 74,5 $м^2$. В танки единовременно загружают через люки в крыше вагона 5,5 $т$ льда. В вагонах, оборудованных танками, поддерживается более низкая и равномерная температура. Если вагоны с пристенными карманами должны пополняться льдом через 24—36 час., то вагоны с танками — через трое суток. Размещение приборов охлаждения под крышей улучшило использование площади грузового помещения вагона; полезная площадь увеличилась на 25% по сравнению с вагонами, оборудованными карманами.

Вагоны с машинным охлаждением бывают с индивидуальной холодильной установкой и обслуживаемые общим машинным отделением. В последнем случае они формируются в секции (3,5 и 12 вагонов) или поезда (20 вагонов), в составе которых имеется специальный вагон, в котором размещается машинное отделение.

Вагоны с машинным охлаждением обеспечивают при перевозке продуктов их лучшую сохранность путем поддержания регулируемого оптимального температурного режима.

Вагон с индивидуальной холодильной установкой предназначен для перевозки грузов при температуре до —20°. Он обо-

рудуется двумя фреоновыми холодильными установками производительностью 5600 *ккал/час* каждая при температуре кипения —30° и температуре конденсации 40° Холодильные машины приводятся в действие от двух дизель-генераторов мощностью по 20 *л с* Вагон оборудоваи потолочными каналами воздушной системы охлаждения Воздух охлаждается в возду-

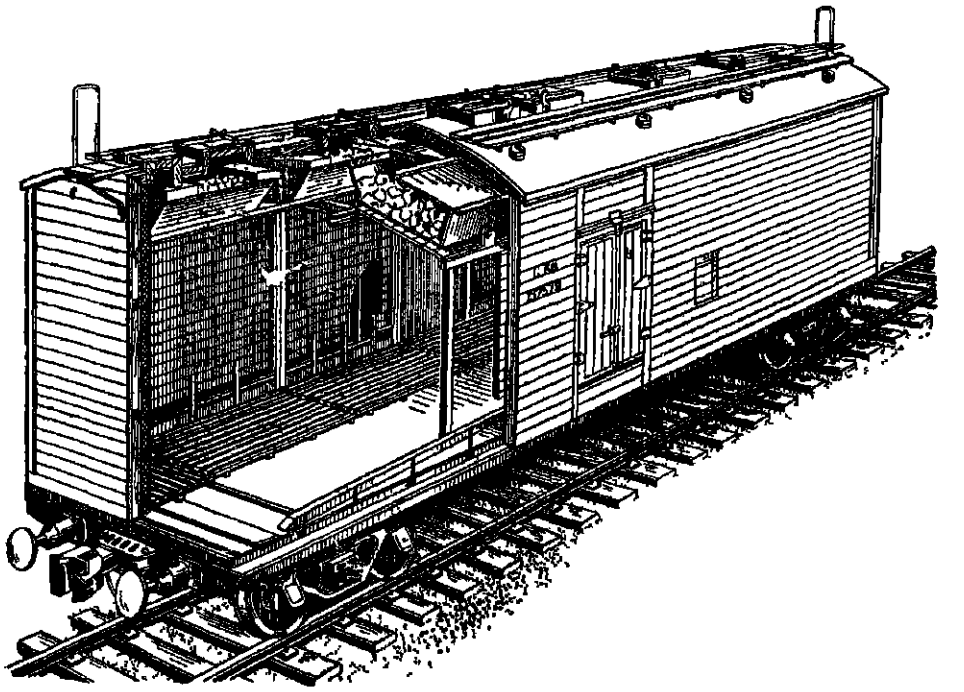


Рис 154 Вагои с потолочными приборами охлаждения — танками

хоохладителе, который расположен рядом с машинным компрессионным отделением, в торцовой части вагона Общее расположение помещений и оборудования вагона показано на рис 155.

Поезд с машинным охлаждением — это состав из 23 вагонов 20 четырехосиых вагонов-холодильников, вагона-машинного отделения, вагона-дизельэлектростанции и вагона для обслуживающего персонала Вагон-дизельэлектростанция размещается в центре состава, по одну сторону его — вагон-машинное отделение и десять вагонов-холодильников, по другую — вагон обслуживающего персонала и десять вагонов-холодильников

В вагоне-электростанции установлеиы три дизеля общей мощностью 260 *л с*, приборы для дистанционного измереиия температур и баки для горючего и смазочного масла.

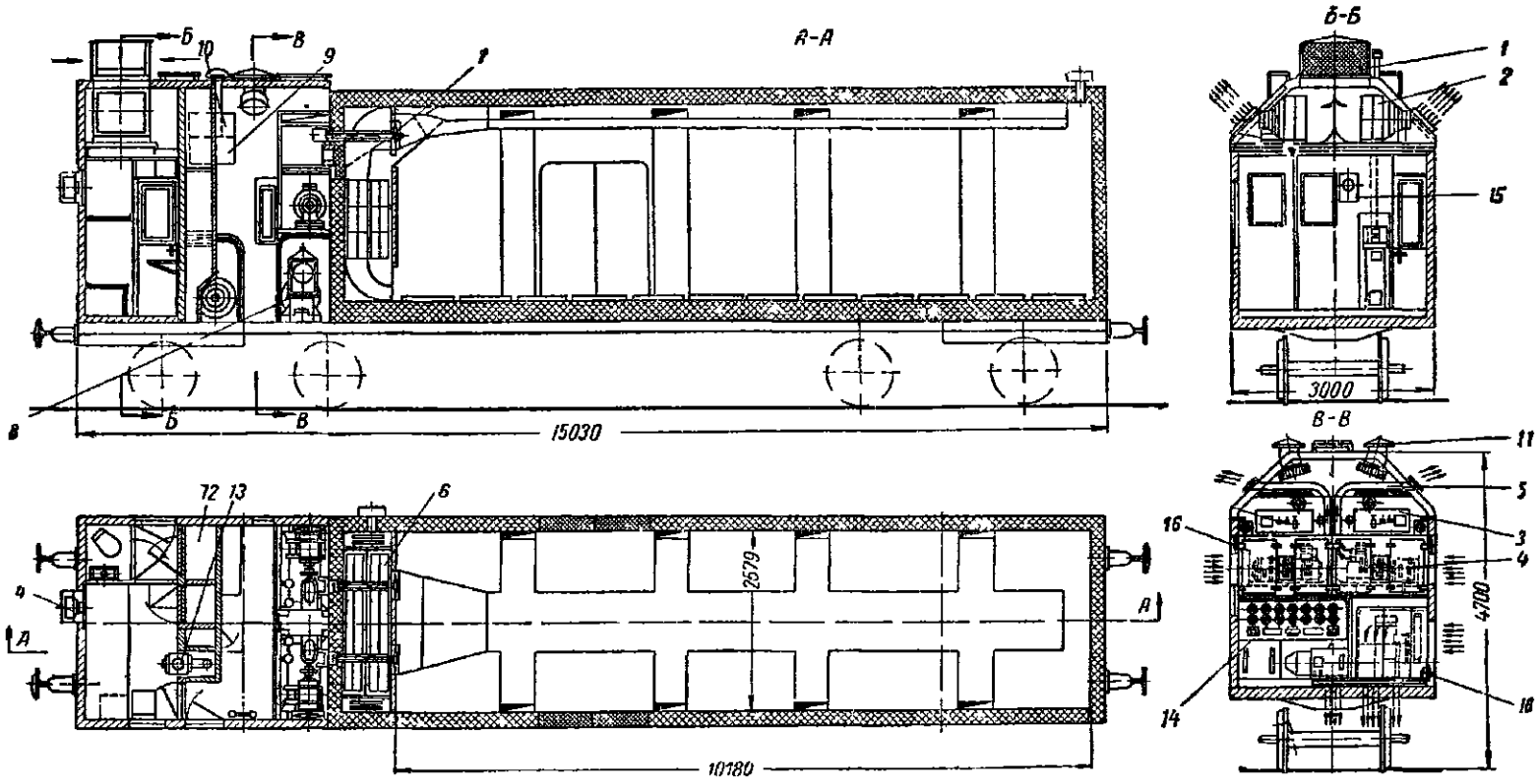


Рис. 155. Вагон с индивидуальной холодильной установкой:

1 — воздухоулавливающий колпак конденсатора, *2* — конденсатор, *3* — регулирующая станция, *4* — компрессор-ресивер, *5* — воздушный канал, *6* — испаритель, *7* — вентилятор воздухоохладителя, *8* — дизель-генератор, *9* — бак для воды, *10* — топливный бак, *11* — потолочный вентилятор, *12* — приборы автоматики, *13* — котел водяного отопления, *14*, *15* — щит контроля температур, *16* — вентилятор двигателя

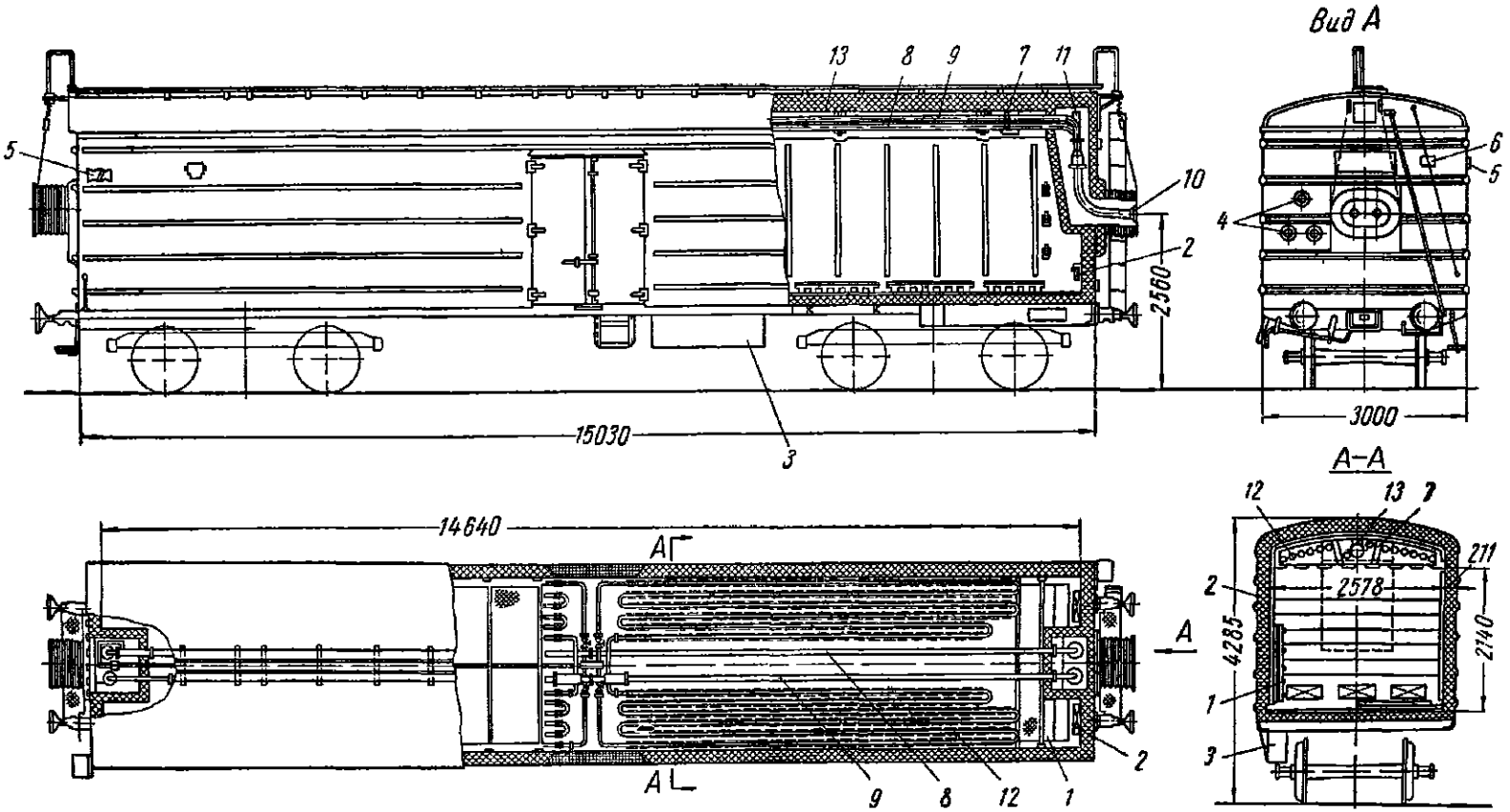


Рис 156. Вагон-холодильник, входящий в состав поезда с машинным охлаждением:

1 — напольные решетки, *2* — обшивка кузова, *3* — ящик для автоматов и реле, *4* — розетки для межвагонных соединительных кабелей, *5* — воздухоприемная вентиляционная решетка, *6* — рукоятка трехходового вентиляционного крана, *7* — электровентилятор, *8* — прямой магистральный рассолопровод, *9* — обратный магистральный рассолопровод, *10* — шланговое межвагонное пространство магистральных рассолопроводов, *11* — кран для выпуска воздуха *12* — охлаждающая батарея из ребристых труб, *13* — воздушный канал

В вагоне-машинном отделении размещены два вертикальных четырехцилиндровых аммиачных компрессора холодопроизводительностью по 88 тыс. *ккал/час* (при $t_0 = -15°$, $t = 30°$ и $t_n = 25°$ С) с электродвигателями мощностью 40 *квт* и 955 *об/мин.*, конденсаторы воздушного охлаждения поверхностью по 800 $м^2$ и кожухотрубные испарители по 35 $м^2$. Рассольные трубопроводы вагонов-холодильников соединены между собой гибкими рукавами.

Вагоны-холодильники оборудованы потолочными оребренными четырехсекционными батареями площадью 220 $м^2$ и электропечами. Работу батарей регулируют электромагнитным вентилем, который включают и выключают из вагона-электростанции. На рис. 156 показан чертеж вагона-холодильника, входящего в состав поезда с машинным охлаждением.

АВТОМОБИЛЬНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Этот вид транспорта в настоящее время используется не только для внутригородских перевозок и перевозок продукции на короткие расстояния, но и на расстояния 2—3 тыс. *км*. Авто-

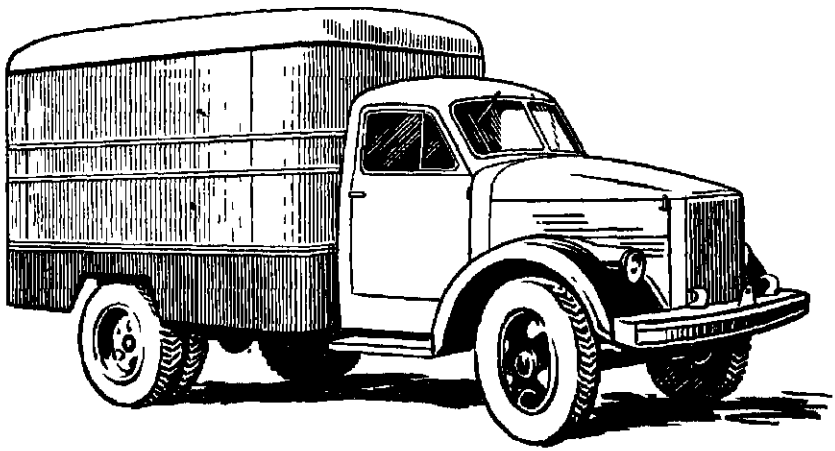


Рис. 157. Авторефрижератор

мобильный холодильный транспорт, обеспечивающий высокую скорость доставки, будет все более широко применяться для снабжения населения приморских и более отдаленных от рыболовных портов городов свежей и охлажденной рыбой. Эта рыба отличается более высокими качествами по сравнению с мороженой, но не выдерживает длительного срока хранения, и поэтому должна быть быстро доставлена потребителям.

Автомобильный холодильный транспорт состоит из авторефрижераторов, полуприцепов-холодильников и прицепов-холодильников.

У авторефрижераторов кузов установлен непосредственно на шасси автомобиля, у полуприцепов-холодильников и прицепов-холодильников он закреплен на шасси полуприцепа и прицепа.

На рис. 157 показан авторефрижератор П-378, предназиаченный для перевозки охлажденных и морожеиых продуктов.

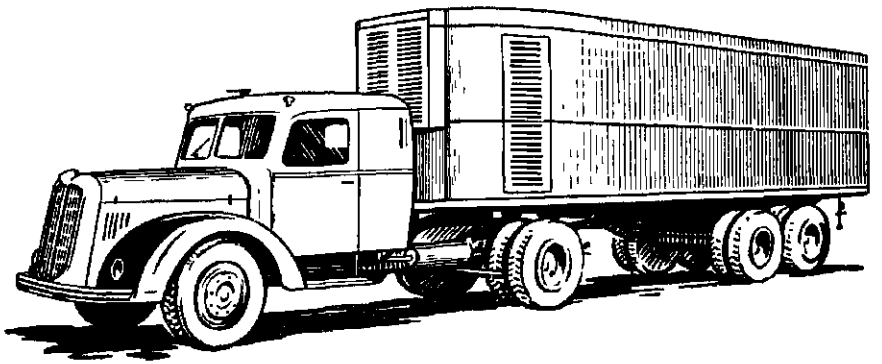


Рис. 158. Полуприцеп-холоднльник с машииным охлаждением

Соответственно этому назначению в изолированном альфолем кузове может поддерживаться температура воздуха от 4 до —12°. Поверхности кузова обшиты внутри листовой оцинкованной, а снаружи — листовой декапированной сталью. В кузове может быть осуществлено льдосоляное, зероторное и аккумуляционное (от центральной зарядной станции) охлаждение. Дверь кузова находится в задней его стенке.

Применяются авторефрижераторы также с автономиыми компрессионными холодильными машиами, которые размещают в неизолируемой части кузова или под изолированным кузовом.

На рис. 158 показан полуприцеп-холодильник с машинным охлаждением. Полуприцеп обслуживается тягачом с двигателем мощностью 130 *л. с.*

Охлаждаемый кузов имеет внутреннюю обшивку из листового цинка и внешнюю — из листового шлифованного алюминия. Полифоровая изоляция уложена между обшивками. В передней части кузова расположеиа холодильная машиа — четырехцилиндровый фреоновый компрессор холодопроизводительностью 3000 ст. *ккал/час*. Компрессор приводится в действие бензиновым двухтактиым двигателем внутреииего сгорания

мощностью 9 *л. с.* В грузовом помещении для продуктов может поддерживаться температура от 4 до —20°.

Полуприцеп-холодильник грузоподъемностью 12 *т* успешно используется для дальних перевозок пищевых продуктов.

ВОДНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Водный холодильный транспорт представлен большой флотилией речных, озерных и морских рефрижераторных судов. Большое хозяйственное значение рефрижераторного флота, осуществляющего перевозки рыбы, икры и других продуктов, определяется громадной протяженностью водных путей сообщения Советского Союза. Границы СССР на расстоянии 47 тыс. *км* омываются морями и океанами, а суммарная протяженность всех рек нашей страны составляет около 2,5 млн. *км*.

Развитие морского и океанического рыболовства органически связано с ростом крупнотоннажного рефрижераторного флота, без которого невозможно рыбохозяйственное освоение районов мирового океана, отдаленных от отечественных портов.

Рефрижераторные суда — речные и морские, служащие для перевозки пищевых продуктов из одного пункта в другой, называются транспортными. Речные суда-рефрижераторы обычно имеют грузоподъемность до 1000 *т*; они оборудуются холодильными машинами холодопроизводительностью до 150 тыс. *ккал/час* и системами рассольного охлаждения трюмов. Морские рефрижераторные суда рыбной промышленности выполняют более сложные функции; наряду с рефрижераторными судами, служащими лишь для перевозки рыбы и рыбных продуктов между портами или с рыбообрабатывающих баз, находящихся в районе промысла, имеются рефрижераторные суда, предназначенные для добычи, холодильной обработки рыбы и транспортировки готовой продукции из районов лова в порт приписки судна. В рефрижераторном флоте рыбной промышленности именно последние суда имеют доминирующее значение и в связи с освоением новых объектов и районов океанического промысла число их непрерывно возрастает. В настоящее время серийно сооружаются большие морозильные рыболовные траулеры типа «Маяковский», рыбоморозильные дизель-электроходы типа «Севастополь» и типа «Таврия», средние морозильные рыболовные траулеры и другие суда. По своему назначению и устройству эти суда являются наиболее сложными сооружениями.

Основными элементами любого судна являются: силовые установки, судовые устройства (рулевое, якорное, швартовое, грузоподъемное и т. п.) и судовые системы (водоотливная,

балластная, вентиляционная, отопительная, система кондиционирования воздуха и др.). На промысловых рефрижераторных судах, кроме того, имеются специальные промысловые устройства, холодильное и технологическое оборудование. Корпус трюмов рефрижераторных судов изнутри покрыт тепловой изоляцией. Из множества типов рефрижераторных судов рассмотрим устройство речного транспортного рефрижератора и океанического рыбоморозильного рефрижераторного судна.

На рис. 159 показано устройство грузового рефрижераторного теплохода, предназначенного для перевозок различных пищевых продуктов (мяса, рыбы, плодов, овощей и молочных продуктов) по рекам и озерам. Длина судна 65,5 *м*, грузоподъемность при осадке 1,51 *м* — 200 *т*, скорость хода — 18,8 *км/час*.

Судно однопалубное, с двухъярусной жилой надстройкой в кормовой части. В машинном отделении судна — два двигателя внутреннего сгорания 3Д12, мощностью 300 *л. с.* каждый. Рядом с машинным отделением находится компрессорно-аппаратное отделение, в котором установлены три компрессорно-конденсаторных фреоновых агрегата общей холодопроизводительностью 75 тыс. *ккал/час* при $t_0 = -15°$ и $t = 30°$, и холодильная установка автоматического действия. Судно имеет три изолированных трюма, в которых смонтированы трубчатые батареи рассольного охлаждения. Трюм № 3, примыкающий к компрессорно-аппаратному отделению, оборудован смешанной рассольно-воздушной системой охлаждения. В трюме № 1 (носовом) установлено 11 батарей, в трюме № 2—12 батарей, а в трюме № 3 — 10 батарей и четыре воздухоохладителя.

Рефрижераторная установка обслуживает две самостоятельные системы: низких температур, с помощью которой в трюмах № 1 и 2 устанавливается температура — 8° (трюм № 1 предназначен для перевозки мороженого мяса, а трюм № 2 — мороженой рыбы), и высоких температур, поддерживающий в трюме № 3 температуру 2°, причем оборудование этого трюма рассчитано на охлаждение плодов, овощей и молочных продуктов с 25 до 2°.

Каждая из этих систем обслуживается отдельными компрессорно-конденсаторными агрегатами; на трюмы № 1 и 2 — два агрегата, на трюм № 3 — один агрегат.

На рис. 160 показано рефрижераторное рыбоморозильное судно океанического плавания дизель-электроход «Таврия». Суда этой серии, построенные отечественной судостроительной промышленностью, успешно эксплуатируются в рыбной промышленности. Назначение их — прием рыбы с промысловых судов в районах океанического промысла, замораживание ее и доставка мороженой продукции в порт назначения.

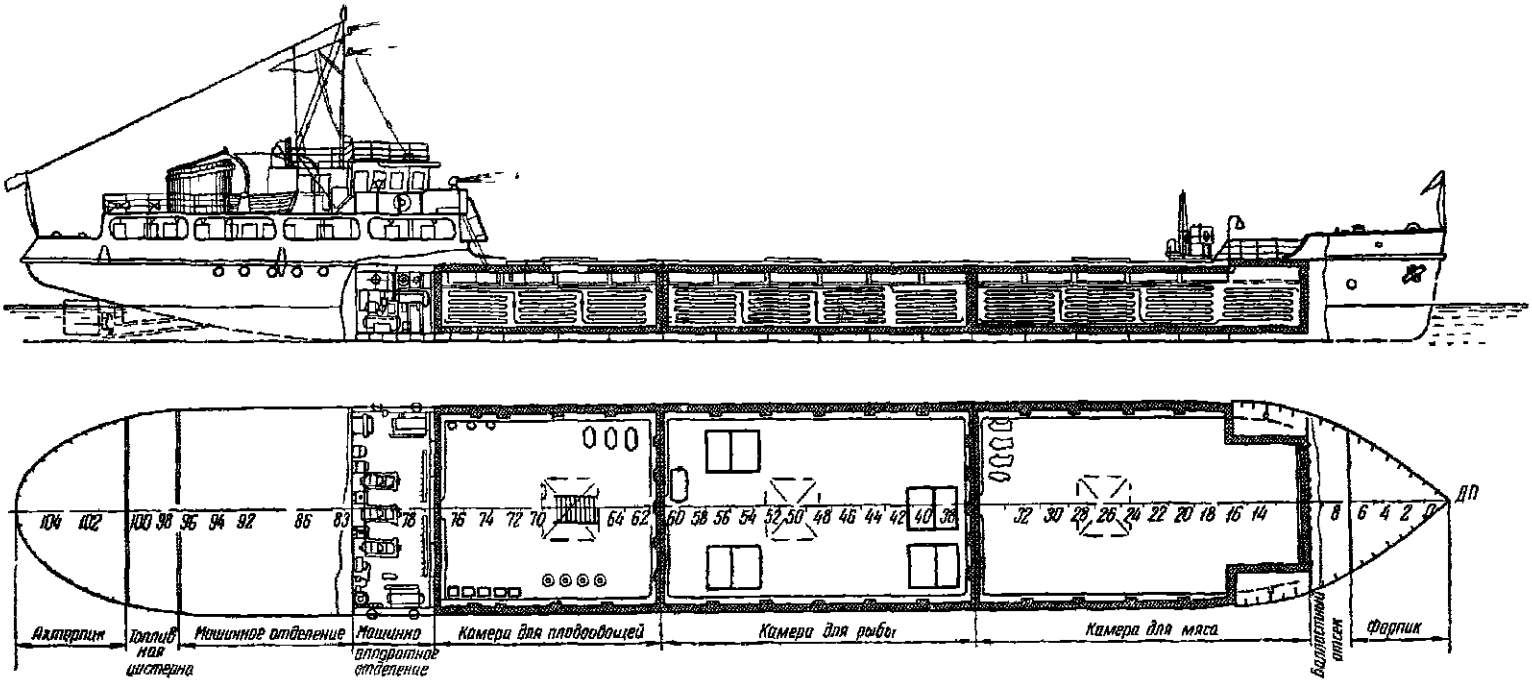


Рис 159. Грузовой рефрижераторный теплоход

Судно с тремя рефрижераторными трюмами, с машинным отделением в кормовой части, имеет свободный борт, достаточный для швартовки рыболовных и транспортных судов, верхнюю рабочую палубу, рефрижераторную установку, рыбоморозильное отделение и другие помещения производственного, хозяйственного и служебно-бытового назначения.

Судно приводится в движение дизель-электрической установкой, состоящей из четырех дизель-генераторов общей мощностью 4 тыс. *л. с.* и гребным электродвигателем мощностью 2800 *квт*.

Вспомогательные дизель-генераторы (два мощностью по 200 *квт*) обеспечивают электроэнергией холодильную установку и судовые механизмы. Судно снабжено также котельной и опреснительной установками и системой кондиционирования воздуха, действующей во всех жилых, общественных и служебных помещениях.

Рефрижераторная установка состоит из пяти холодильных машин компрессионного типа (двухступенчатые компрессоры ДАУ-80 холодопроизводительностью по 80 тыс. *ккал/час* при $t_0 = -40$ и $t = 30°$), обслуживающих морозильные аппараты, систему охлаждения трюмов и льдогенератор. Холодильным агентом служит аммиак, а холодоносителем — раствор хлористого кальция. Рефрижераторная установка оснащена приборами автоматического регулирования работы и предупреждения аварий машин. В двух тунельных воздушных морозильных аппаратах, в потоке воздуха с температурой —30° замораживается рыба. Производительность каждого морозильного аппарата 25 *т/сутки*.

Рефрижераторные трюмы оборудованы охлаждающими гладкотрубными рассольными батареями. Полный объем грузовых трюмов — 3200 $м^3$; их вместимость по мороженой рыбе: в картонной таре (при удельно-погрузочной кубатуре 2,2 $м^3/т$) — 1574 *т* и в деревянной таре (при удельно-погрузочной кубатуре 3 $м^3/т$) — 1430 *т*.

В носовой части морозильного отделения по обоим бортам расположены бункера — аккумуляторы, предназначенные для хранения запаса — сырца. Общая вместимость аккумуляторов 25—30 *т*. Предусмотрена установка двух льдогенераторов, вырабатывающих из морской воды по 250 *кг/час* чешуйчатого льда, необходимого для охлаждения рыбы.

Рыба с промысловых судов принимается на рефрижератор при помощи грузовых стрел. После взвешивания она поступает в палубные бункера, оттуда в моечные машины. Затем рыба расфасовывается в противни, которые собираются в тележки и транспортируются в морозильные аппараты. Блоки мороженой

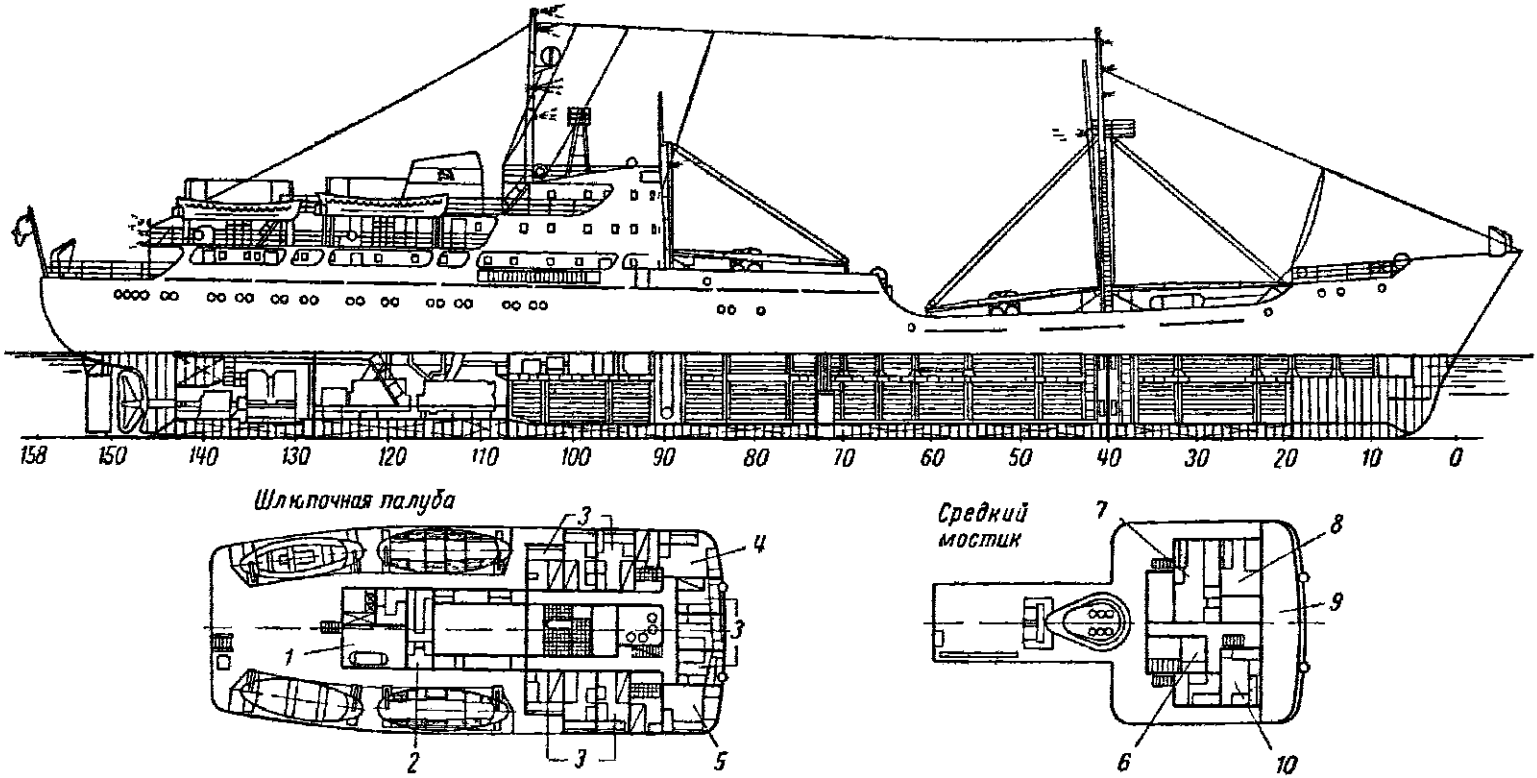
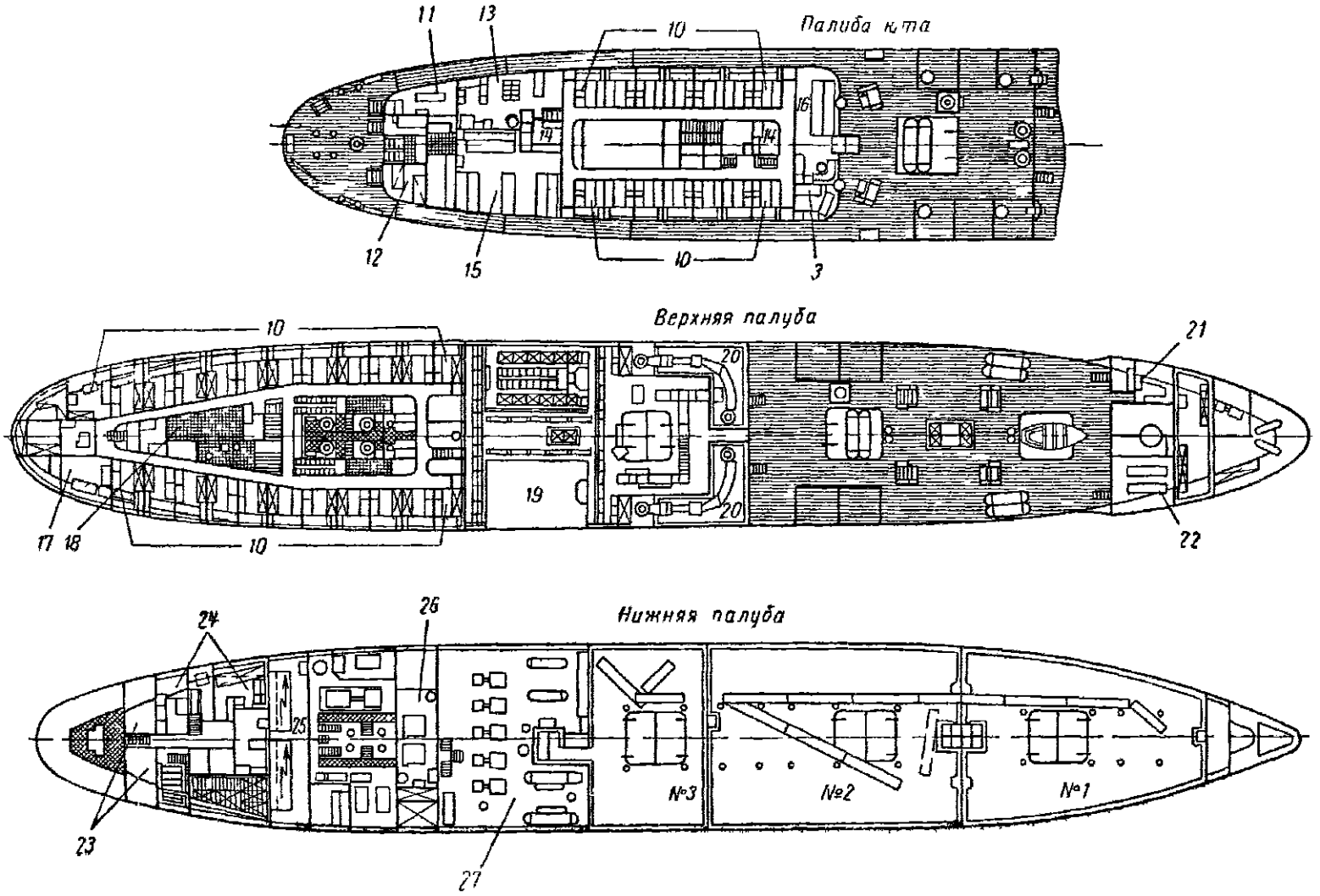


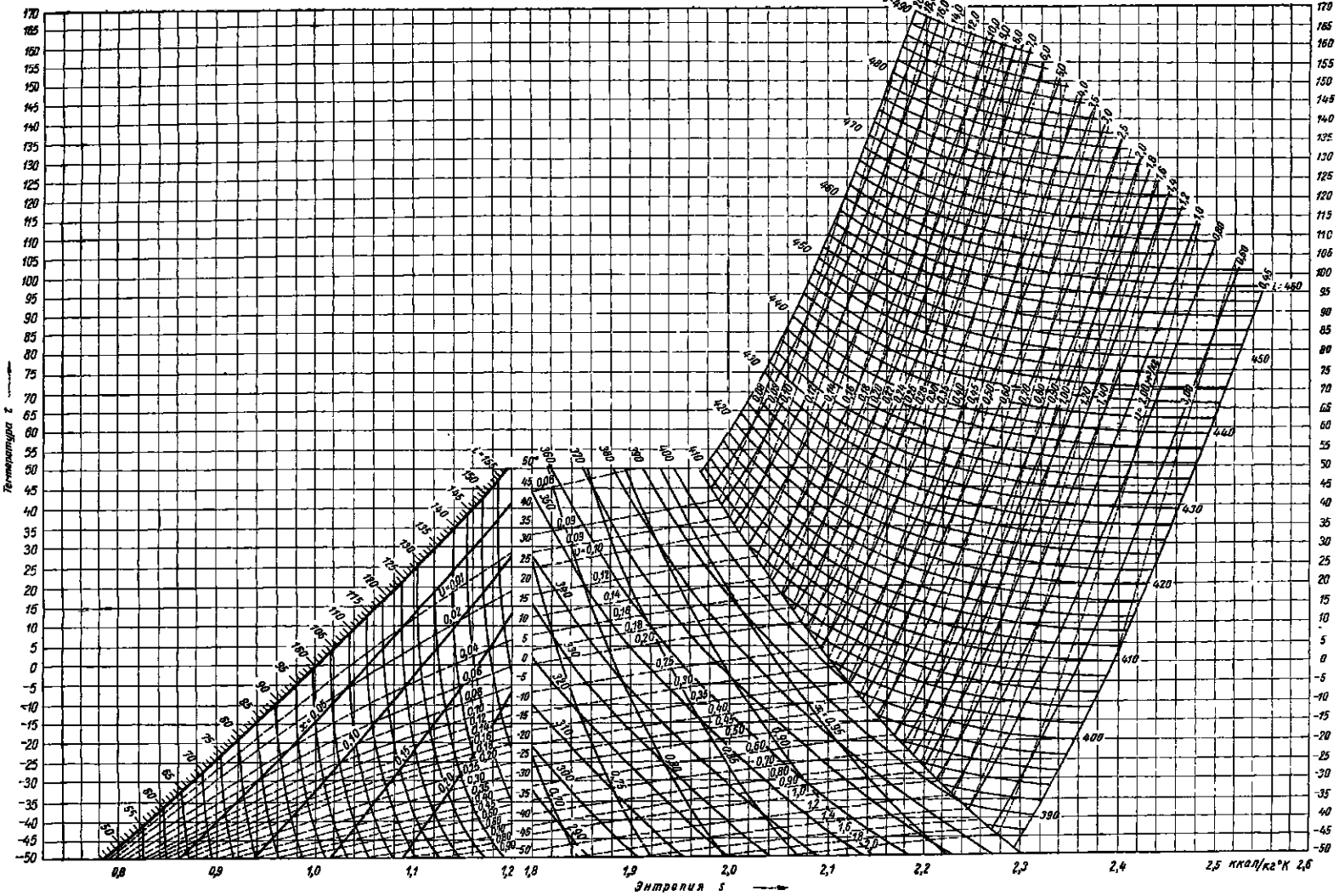
Рис 160 Океаническое рыбоморозильное рефрижераторное судно типа «Таврия».

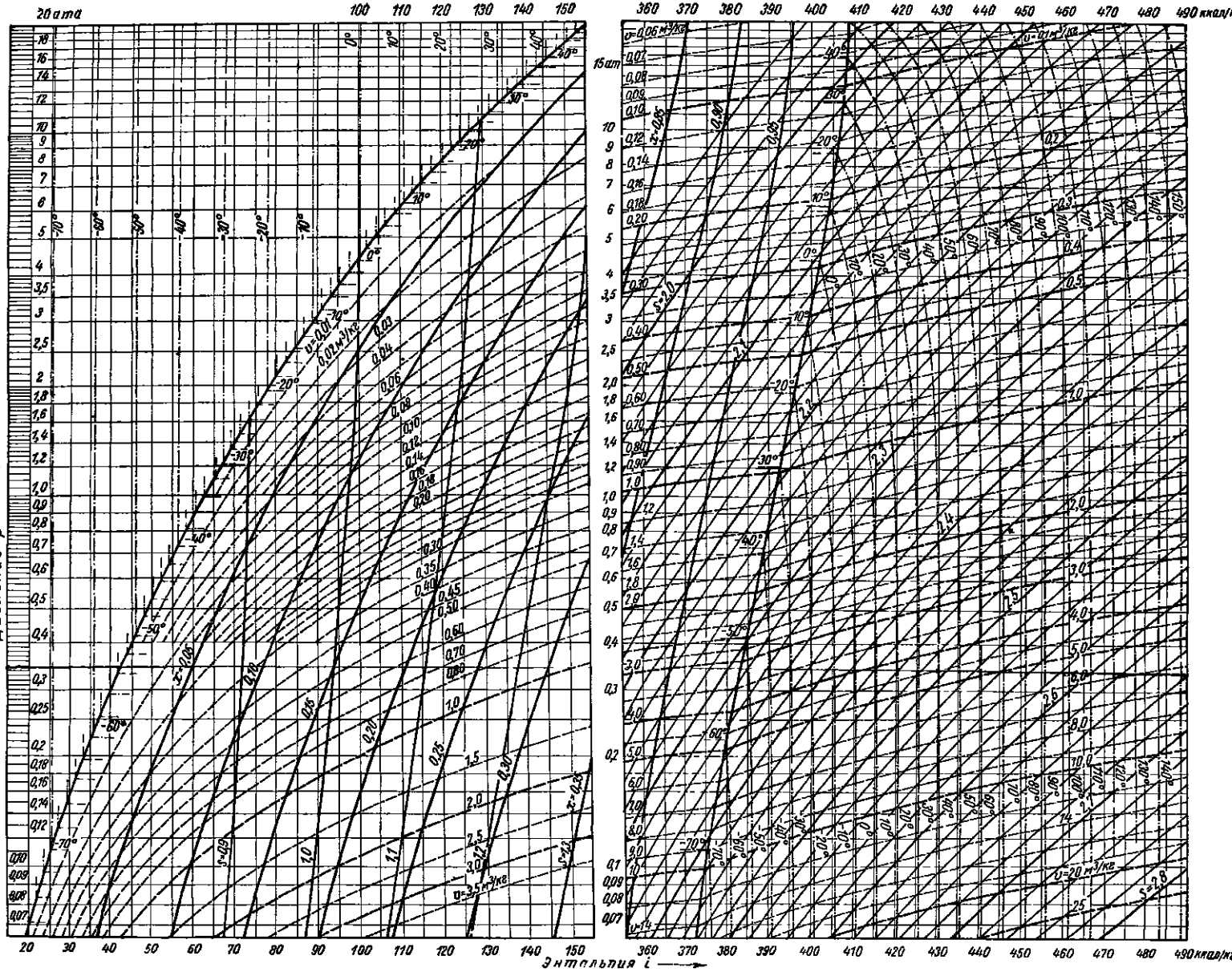
1 — установка для кондиционирования воздуха, *2* — судовая АТС, *3* — одноместные каюты комсостава, *4* — каюта старшего механика, *5* — каюта капитана, *6* — трансляционная рубка, *7* — радиорубка, *8* — штурманская рубка, *9* — рулевая рубка, *10* — каюты команды, *11* — аварийный дизель генератор, *12* — лазарет, *13* — камбуз, *14* — буфет, *15* — столовая команды, *16* — кают компания *17* — красный уголок, *18* — санитарно бытовые помещения, *19* — морозильный аппарат, *20* — аккумулятор рыбы *21* — кладовая аммиака, *22* — углекислотная, *23* — питьевая вода, *24* — провизионные кладовые, *25* — центральный пункт управления, *26* — котельное отделение, *27* — отделение рефрижераторных машин

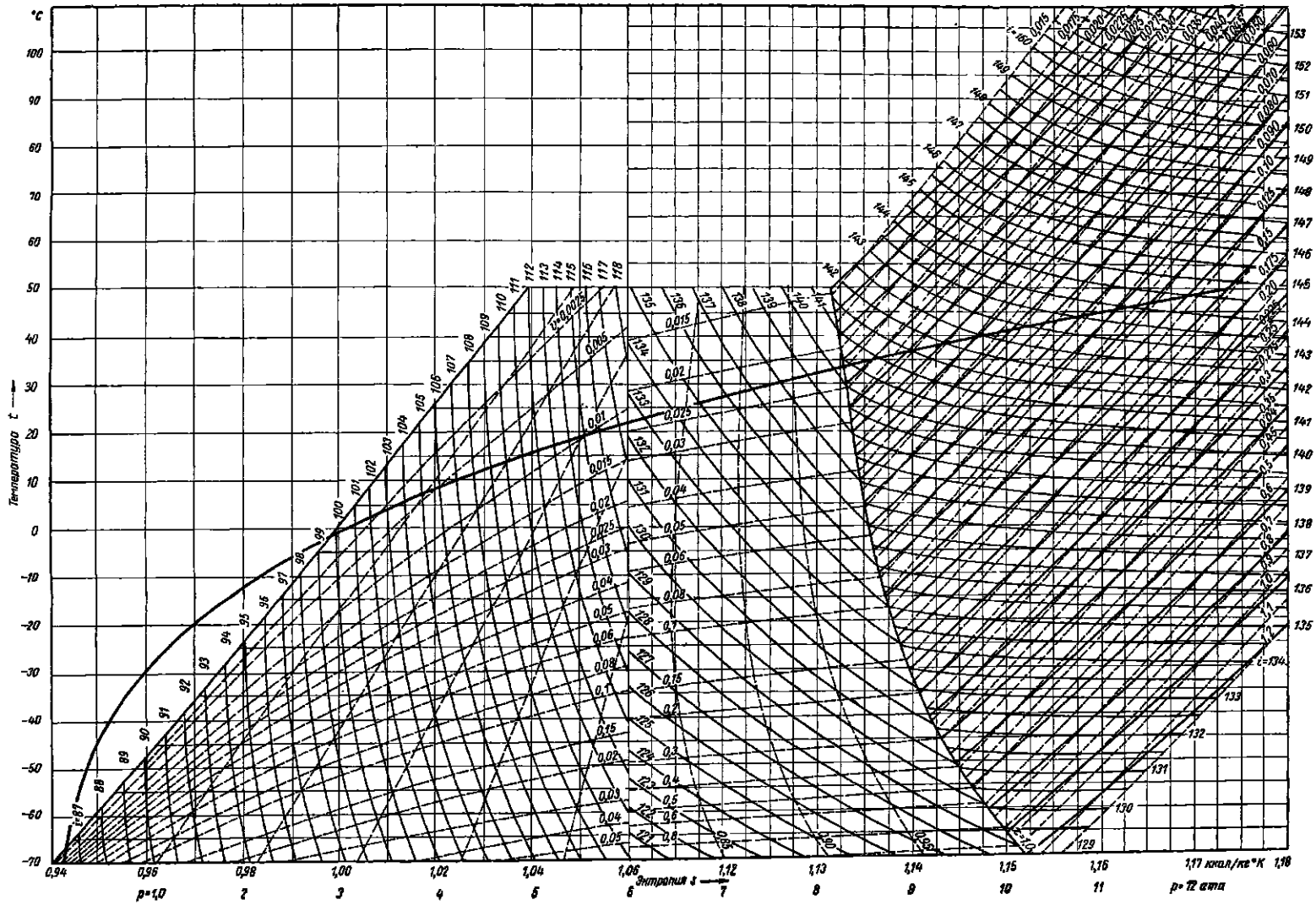

Палуба кита
11
13
10
16
14
14
12
15
10
3
Верхняя палуба
10
20
21
19
20
17
18
10
22
Нижняя палуба
24
26
25
№3
№2
№1
23
27

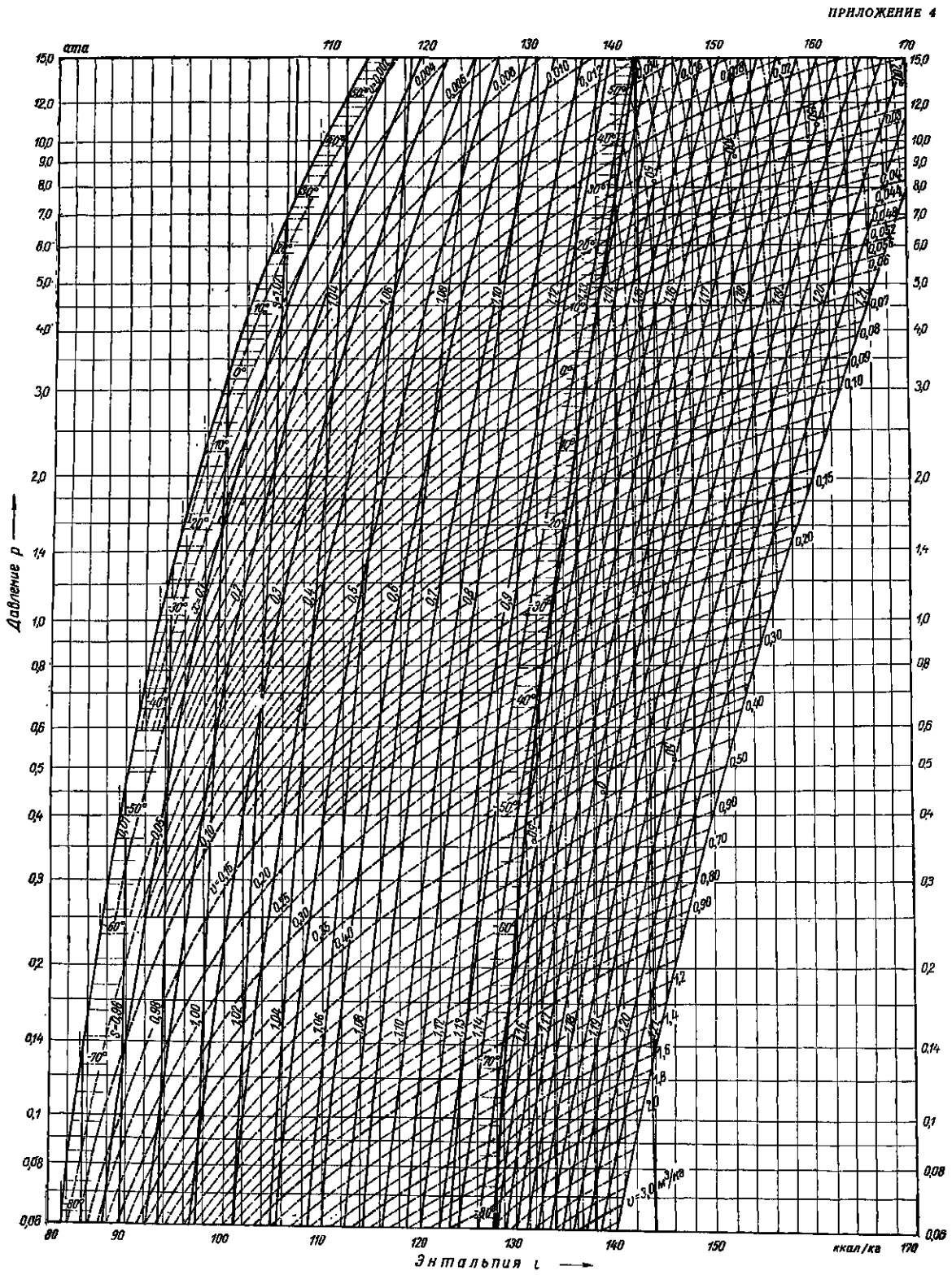
рыбы глазируются, упаковываются и направляются в трюмы для хранения и траиспортировки. Для загрузки и выгрузки морожеиой продукции, кроме обычного палубного грузового устройства, установлены трн элеватора и внутритрюмные транспортеры. В трюмах поддерживается температура —18°.

Рефрижераторное судно типа «Таврия» имеет иаибольшую длину 99,35 *м*, ширину 14 *м*, высоту борта 7,2 *м*. Водоизмещение в грузу 5 215 *т* осадка порожнем 3 *м* и в грузу 5,5 *м*. Скорость хода 13,6 узлов, автономность 60 суток, район плавания — неограниченый.


Температура t
Энтропия s
ккал/кг°К
t=480
p=100 ата
0,01
0,02
0,04
0,06
0,08
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,60
0,70
0,80
0,90
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
2,0
2,5
3,0
3,5
4,0
4,5
5,0
6,0
7,0
8,0
9,0
10,0
12,0
14,0
16,0
18,0
20,0


20 ата
15 ата
Давление p
Энтальпия i
20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150
360 370 380 390 400 410 420 430 440 450 460 470 480 490 ккал/кг
0,07 0,08 0,09 0,10 0,12 0,14 0,16 0,18 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,60 0,70 0,80 1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,5 3,0 3,5 4,0 5,0 6,0 8,0 10,0 15,0 20,0 25
0° 10° 20° 30° 40°
-10° -20° -30° -40° -50° -60° -70°
s=0,05 s=0,10 s=0,15 s=0,20 s=0,25 s=0,30 s=0,35 s=0,40 s=0,45 s=0,50 s=0,60 s=0,70 s=0,80 s=0,90 s=1,0 s=1,2 s=1,4 s=1,6 s=1,8 s=2,0 s=2,2 s=2,4 s=2,6 s=2,8
v=0,01 м³/кг
v=0,02 м³/кг
v=0,03 м³/кг
v=0,04 м³/кг
v=0,05 м³/кг
v=0,06 м³/кг
v=0,07 м³/кг
v=0,08 м³/кг
v=0,09 м³/кг
v=0,10 м³/кг
v=0,12 м³/кг
v=0,14 м³/кг
v=0,16 м³/кг
v=0,18 м³/кг
v=0,20 м³/кг
v=0,25 м³/кг
v=0,30 м³/кг
v=0,35 м³/кг
v=0,40 м³/кг
v=0,45 м³/кг
v=0,50 м³/кг
v=0,60 м³/кг
v=0,70 м³/кг
v=0,80 м³/кг
v=0,90 м³/кг
v=1,0 м³/кг
v=1,2 м³/кг
v=1,4 м³/кг
v=1,6 м³/кг
v=1,8 м³/кг
v=2,0 м³/кг
v=2,5 м³/кг
v=3,0 м³/кг
v=3,5 м³/кг
v=4,0 м³/кг
v=5,0 м³/кг
v=6,0 м³/кг
v=8,0 м³/кг
v=10,0 м³/кг
v=15,0 м³/кг
v=20,0 м³/кг
v=25 м³/кг


°C
Температура t
Энтропия s
0,94
0,96
0,98
1,00
1,02
1,04
1,06
1,08
1,10
1,12
1,13
1,14
1,15
1,16
1,17 ккал/кг*К
1,18
p=1,0
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
p= 12 ата


ата
Давление p
Энтальпия i
ккал/кг
v=3,0 м³/кг

ЛИТЕРАТУРА

Аксенов А. Г. Судовые холодильные установки. М., «Речной транспорт», 1959.

Бадылькес И. С. Рабочие вещества холодильных машин. М., Пищепромиздат, 1952.

Бадылькес И. С., Сафоиов В. И., Ткачев Н. Ф. Автоматизированный холодильник с теплозащитной воздушной рубашкой. «Холодильная техника», 1954, № 4.

Бадылькес И. С., Даннлов Р. Л. Автоматизированная безнасосная абсорбционная установка производительностью 10 тыс. *кал/час*. «Холодильная техника», 1955, № 1.

Бадылькес И. С., Данилов Р. Л. Холодильный цикл с применением струйных приборов в качестве бустеркомпрессоров, «Холодильная техника», 1958, № 4

Бобков В. А. Производство и применение водного льда. М., Госторгиздат, 1961.

Вейиберг Б. С. Поршиевые компрессоры холодильных машин. М., Госторгиздат, 1960.

Вышелесский А. Н. и др. Технологическое оборудование предприятий общественного питания. М., Госторгиздат, 1956.

Головкин Н. А., Чижов Г. Б., Школьиикова Е. Ф. Холодильная технология пищевых продуктов. М., Госторгиздат, 1955.

Зайцев В. П., Павлов Е. Г. Замораживанке рыбы на морских судах в СССР. Доклады от СССР научной конференции комиссии 3, 4 и 5 Международного института холода. Сборник. М., 1958.

Зайцев В. П. Искусственный холод в рыбной промышленности некоторых зарубежных стран. Научно-технический и производственный сборник № 1 (3). Вильнюс, 1961.

Зайцев В. П., Павлов Е. Г. Использование холода в зарубежной рыбной промышленностн. «Рыбное хозяйство», 1956, № 1.

Зайцев В. П., Павлов Е. Г. Новая конструкция быстрозамораживающего льдогенератора. «Рыбное хозяйство», 1955, № 11.

Зайцев В. П., Ниточкин А. Е., Сурвнлло В. Л Рыбопромышленные рефрижераторные суда. М., Судпромгиз, 1957.

Зайцев В. П. Холодильное коисервирование рыбных продуктов. М., Пищепромиздат, 1956.

Зайцев В. П. Усовершенствоваиия в технике пронзводства льда. «Холодильная техника», 1958, № 5.

Зайцев В. П., Березни Н. Т. Рыбопромышленный холодильник в Бергене. «Рыбное хозяйство», 1956, № 11.

Зайцев В. П., Павлов Е. Г., Покровский В. Л. Холодильное оборудование, выпускаемое в Италии и Дании. М., Изд-во Министерства рыбной промышленности, 1957.

Зайцев В. П. Холодильные устройства и аппараты, применяемые в рыбной промышленности Канады «Рыбное хозяйство», 1956, № 6

Ильин Е. В., Мальгина Е. В. Холодильные машины и установки. М., Госторгиздат, 1960.

Инструкция по проектированию холодильных установок. М., Госторгиздат, 1956.

Кобулашвили Ш. Н. Автоматизация аммиачных холодильных установок. М., Госторгиздат, 1955.

Кобулашвили Ш. Автоматизированные аммиачные схемы непосредственного испарения. «Холодильная техника», 1954, № 2.

Кобулашвили Ш. Н, Романов М., Розенберг А, Хачатуров А. Больше внимания быстрому замораживанию пищевых продуктов. «Холодильная техника», 1958, № 6.

Комаров Н. С., Холод. М., Гизлегпищепром, 1958.

Кочетков Н. Д., Холодильная техника в предприятиях торговли и общественного питания. М., Госторгиздат, 1955

Кутателадзе С. С. Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М., Госэнергоиздат, 1959.

Левенсон С. Д., Мартыновский В. С. Судовые холодильные установки. М., «Морской транспорт», 1948.

Мартынов М. С., Ниточкин А. Е., Гимпелевич С. Л. Холодильный транспорт. М., Госторгиздат, 1960.

Мартыновский В. С. Холодильные машины (Термодинамические процессы). М., Пищепромиздат, 1950.

Мещеряков Ф. Е. Основы холодильной техники. М., Госторгиздат, 1960.

Михеев М. А. Основы теплопередачи. М, Госэнергоиздат, 1953.

Павлов Е. Г. Холод на судах рыбной промышленности. М., Пищепромиздат, 1956.

Покровский Н. К. Холодильные машины и установки. М., Пищепромиздат, 1960.

Правила техники безопасности на аммиачных холодильных установках компрессионной и абсорбционной систем М., Госторгиздат, 1950 (ВНИХИ).

Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г., Гуревич Е. С. Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов. М., Госторгиздат, 1960.

Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госторгиздат, 1960

Рудометкин Ф. И., Чупахин Н. М. Монтаж и ремонт холодильных установок. М., Госторгиздат, 1960

Сурвилло В. Л. Судовые холодильные установки М., «Речной транспорт», 1955.

Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Кн. 1, 2. М., Госторгиздат, 1960 — 1961.

Штаерман М. Я. Изоляция холодильников. М., Пищепромиздат, 1954.

Чуклин С. Г., Мартыновский В. С., Мельцер Л. З. Холодильные установки. М., Госторгиздат, 1961.

Якобсон В. Б. Автоматизация холодильных установок. М., Госторгиздат, 1962.

Matts Bäckström «Kältetechnik», 1953.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 5

Глава I. **Термодинамические основы производства искусственного холода** 10
Обратный цикл Карно 13
Принцип действия холодильных машин 19
Абсорбционная холодильная машина 19
Пароводяная эжекторная холодильная машина 23
Воздушная (газовая) компрессионная холодильная машина . . . 25
Паровая компрессионная холодильная машина 28
Действительный процесс паровой компрессионной холодильной машины и его расчет 31
Холодильные агенты 33
Энтропийная и энтальпийная диаграммы 49
Расширительный цилиндр и регулирующий вентиль 51
Переохлаждение жидкого холодильного агента 53
Влажный и сухой процессы в компрессоре 55
Расчет цикла паровой компрессионной машины 58
Низкотемпературные циклы паровых компрессионных машин . . . 63
Циклы холодильной машины с двухступенчатым сжатием 64
Цикл с применением струйного прибора 70
Каскадный цикл 72

Глава II. **Компрессоры** 74
Процесс работы поршневого компрессора 74
Коэффициенты, учитывающие объемные потери в компрессоре . . . 76
Холодопроизводительность холодильных машин 79
Коэффициенты, учитывающие потери энергетического характера . . 81
Классификация поршневых холодильных компрессоров 82
Компрессоры горизонтальные двойного действия 84
Компрессоры вертикальные и с угловым расположением цилиндров 91
Некоторые особенности фреоновых компрессоров 101
Компрессоры двухступенчатого сжатия 104
Расчет основных размеров компрессоров и мощности двигателя . . 109
Ротационные и турбокомпрессоры 112

Глава III. **Теплообменные аппараты холодильных машин** 117
Теплопередача и свойства сред, участвующих в теплообмене 117
Теплопередача через плоскую стенку 118
Теплопередача через гладкостенные и ребристые трубы 120
Свойства сред, участвующих в процессе теплопередачи к разделяющих их перегородок 124
Конденсаторы 136
Погружной конденсатор 138
Противоточный конденсатор 139
Элементный конденсатор 141

Горизонтальный кожухотрубный конденсатор . . . 142
Вертикальный кожухотрубный конденсатор . . . 144
Оросительный конденсатор . . . 146
Испарительный конденсатор . . . 149
Расчет конденсатора . . . 150
Испарители . . . 153
Погружной или змеевиковый испаритель . . . 154
Вертикальнотрубный испаритель . . . 156
Листотрубный испаритель . . . 158
Кожухотрубный испаритель . . . 160
Расчет испарителя . . . 164
Воздухоохладители . . . 165
Расчет воздухоохладителя . . . 171
Глава IV. **Холодильные установки** . . . 174
Приборы камериого охлаждения . . . 175
Аппараты для замораживания рыбы и пищевых продуктов . . . 182
Скороморозильный аппарат с интенсивным движением воздуха системы ВНИХИ . . . 182
Скороморозильная установка больших рефрижераторных траулеров 184
Роторный морозильный агрегат . . . 186
Новые механизированные установки для замораживания продуктов в блоках . . . 189
Льдогенераторы . . . 192
Вспомогательные аппараты и приборы . . . 193
Воздухоотделители . . . 193
Маслоотделители . . . 195
Грязеуловители, фильтры и осушители . . . 195
Отделители жидкого холодильного агента . . . 197
Ресиверы . . . 198
Промежуточные сосуды . . . 199
Контрольно-измерительные приборы . . . 200
Указатели уровня жидкости, термометры и манометры . . . 200
Приборы автоматического контроля и регулирования . . . 203
Реле давления . . . 204
Поплавковые регулирующие вентили . . . 206
Терморегулирующие вентили . . . 208
Водорегулирующие вентили или регуляторы давления конденсации 210
Соленоидные или электромагнитные вентили . . . 211
Схемы холодильных установок . . . 215
Глава V. **Абсорбционные холодильные машины** . . . 222
Область применения и устройство абсорбционных холодильных машин 222
Аппараты абсорбционной холодильной машины . . . 225
Генератор-кипятильник . . . 225
Абсорбер . . . 227
Насос для водоаммиачного раствора . . . 227
Ректификатор . . . 227
Теплообменник . . . 228
Применение абсорбционных машин в рыбной промышленности и основные показатели их работы . . . 228
Глава VI. **Основы технической эксплуатации холодильных установок** . . . 233
Пуск в ход и остановка холодильной машины . . . 234
Регулирование работы холодильной установки . . . 235
Правильная работа и отклонения от нее . . . 237
Обслуживание компрессоров . . . 238
Обслуживание теплообменных аппаратов . . . 241

Добавление в систему холодильного агента 244
Правила техники безопасности на холодильных установках 245
Обслуживание автоматически действующих холодильных установок . 246
Испытание холодильных установок 247
Учет работы, осмотр и ремонт холодильных установок 248

Глава VII. **Основы проектирования холодильных установок** 250
Классификация холодильников 250
Проектное задание и технический проект 252
Расчет производительности и емкости холодильника 253
Расчет площадей основных производственных помещений . . . 255
Планировка рыбопромышленных холодильников 257
Характерные проекты рыбопромышленных холодильников . . . 261
Основные показатели типовых одноэтажных холодильников . . . 264
Многоэтажный рыбопромышленный холодильник 268
Определение площади машинного отделения 273
Тепловая изоляция и защита ее от увлажнения 275
Изоляционные материалы 276
Изоляционные конструкции 280
Расчет изоляции 285
Калорический расчет 287
Способ охлаждения камер холодильника 293
Охлаждение непосредственным испарением холодильного агента . . 294
Рассольное охлаждение 295
Воздушное охлаждение 295
Внекамерное охлаждение 296
Смешанное охлаждение 297
Расчет и подбор холодильного оборудования 298
Глава VIII. **Ледяное и льдосоляное охлаждение** 301
Физические свойства льда 301
Основные способы заготовки и использование естественного льда . . 302
Послойное намораживание 302
Заготовка льда намораживанием сталактитов 304
Заготовка льда из водоемов 304
Ледохранилища 306
Механизированная линия ледоснабжения рыбопромысловых судов . . 307
Ледники 308
Льдосоляное охлаждение 311
Непосредственное охлаждение льдосоляной смесью 312
Рассольное охлаждение с побудительной и естественной циркуляцией рассола 313
Воздуходувная система 314
Производство искусственного льда 314
Эвтектическое охлаждение 322
Сухой лед 323
Глава IX. **Холодильный транспорт** 325
Железнодорожный холодильный транспорт 326
Автомобильный холодильный транспорт 330
Водный холодильный транспорт 332
Литература 339
Приложения (вклейки)

Викентий Петрович Зайцев

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

* * *

Редактор *Е Ф Маслова*
Техн редактор *Э М Элькина*
Корректоры *Р Я Беркович* и *О В Молькова*
Переплет художника *П Г Митюшина*

Т 07443 Подписано в печать 10/VII 1962 г
Формат бумаги 60×90¹/₁₆ Печ л 21 5+2 вкл
Уч изд л 20 97 Тираж 12 000 экз Заказ 449
Цена 74 коп

Типография № 4 УПП Ленсовнархоза
Ленинград Социалистическая 14