Библиотека СОК

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

холодильная техника

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

справочник

МОСКВА
«ЛЕГКАЯ И ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1982

ББК 31.392
Х71
УДК 621.57 (035)

Настоящий справочник серии «Холодильная техника» содержит сведения о холодильных машинах (а также о тепловых насосах), применяемых в настоящее время в холодильной технике, — парокомпрессионных, абсорбционных, эжекторных и воздушных. Изложены основы теории и расчета, описаны рабочие схемы и конструкции, приведены важнейшие технические характеристики. В справочнике содержатся также данные о хладоносителях.

Материал справочника предназначен в основном для широкого круга специалистов, работающих в области эксплуатации, конструирования и производства холодильных машин, а также для специалистов других отраслей народного хозяйства, где используется искусственный холод.

Главный редактор серии справочников «Холодильная техника» —
д-р техн. наук *А. В. БЫКОВ.*

Редакционная коллегия: д-р техн. наук, проф. *А. А. ГОГОЛИН* (зам. главного редактора); канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ* (зам. главного редактора); д-р техн. наук, проф. *Н. А. ГОЛОВКИН*; д-р техн. наук, проф. *Г. Н. ДАНИЛОВА*; канд. техн. наук *М. П. КУЗЬМИН*; д-р техн. наук, проф. *Л. З. МЕЛЬЦЕР*; д-р техн. наук, проф. *Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД*; д-р техн. наук, проф. *Г. Б. ЧИЖОВ*; д-р техн. наук, проф. *Ф. М. ЧИСТЯКОВ.*

В составлении справочника «Холодильные машины» принимали участие: канд. техн. наук *А. И. АЗАРОВ*; д-р техн. наук, проф. *В. П. АЛЕКСЕЕВ*; д-р техн. наук *А. В. БЫКОВ*; инж. *Л. Л. ГЕНИН*; канд. техн. наук *Е. С. ГУРЕВИЧ*; канд. техн. наук *Р. Л. ДАНИЛОВ*; д-р техн. наук, проф. *М. Г. ДУБИНСКИЙ*; канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ*; канд. техн. наук *К. Д. КАН*; канд. техн. наук *А. С. КРУЗЕ*; канд. техн. наук *А. Т. ЛЕВШУК*; д-р техн. наук, проф. *В. С. МАРТЫНОВСКИЙ*; д-р техн. наук, проф. *Л. З. МЕЛЬЦЕР*; д-р техн. наук, проф. *Б. А. МИНКУС*; д-р техн. наук, проф. *Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД*; канд. техн. наук *К. К. СОКОЛОВ*; инж. *Ю. А. ШАПОШНИКОВ*; канд. техн. наук *Н. Г. ШМУЙЛОВ*; канд. техн. наук *М. Г. ШУМЕЛИШСКИЙ*; инж. *В. С. ЩЕРБАКОВ.*

Рецензенты: канд. техн. наук *И. Г. АВЕРЬЯНОВ*, канд. техн. наук *Е. С. ГУРЕВИЧ*, инж. *В. Б. ГАЛЕЖА*, канд. техн. наук *Т. Ф. СУТЫРИНА*, канд. техн. наук *И. Я. СУХОМЛИНОВ*, д-р техн. наук, проф. *Ф. М. ЧИСТЯКОВ.*

Научный редактор справочника «Холодильные машины» —
канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ*

Х $\frac{2303050000-146}{044(01)-82}$ 14Є—82

© Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 1982

ГЛАВА I

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ

В данной главе изложены основные сведения (классификация, оптимальные области применения, характеристики, системы обозначения, расчетные режимы и др.), относящиеся к холодильным машинам всех типов, а также к тепловым насосам. Сведения о холодильных машинах конкретных типов приведены в соответствующих главах настоящего справочника, а также в справочниках «Холодильные компрессоры» и «Малые установки и холодильный транспорт» данной серии.

Холодильные машины и тепловые насосы являются машинами, в которых реализуются обратные термодинамические циклы, в результате чего осуществляется перенос теплоты от менее нагретых тел к более нагретым. С помощью *холодильной машины* теплоту отводят от тел, имеющих температуру ниже температуры окружающей среды, производя таким образом искусственное охлаждение. С помощью *теплового насоса* теплоту, отведенную от тел, имеющих температуру, близкую к температуре окружающей среды, используют для целей отопления, горячего водоснабжения и т. п.

Термодинамические циклы холодильных машин и тепловых насосов во многом сходны (циклы отличаются главным образом температурными уровнями источников теплоты). Конструкции этих машин также близки.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Классификация

В зависимости от вида *физического процесса*, в результате которого получают холод, холодильные машины разделяют на следующие типы: использующие фазовый переход рабочего тела из жидкого в газообразное состояние (парокомпрессионные, эжекторные, абсорбционные); использующие процесс расширения воздуха с производством внешней работы (воздушные детандерные); использующие процесс расширения воздуха без производства внешней работы (воздушные вихревые); использующие эффект Пельтье (термоэлектрические).

В зависимости от вида *используемой энергии* различают холодильные машины: использующие механическую энергию (компрессионные); теплоиспользующие (эжекторные, абсорбционные и компрессионные с приводом от турбины); использующие непосредственно электроэнергию (термоэлектрические).

В зависимости от *холодопроизводительности* холодильные машины условно разделяют на малые (производительностью до 15 кВт); средние (от 15 до 120 кВт) и крупные (свыше 120 кВт)*.

В зависимости от *температурного уровня*, с которого осуществляется отвод теплоты, холодильные машины условно подразделяют на низкотемпературные (теплота отводится при температурах ниже примерно —30°С), среднетемпературные (при температурах примерно от —30 до —10°С) и высокотемпературные (при температурах примерно от —10 до +20°С).

В зависимости от схемы и вида *термодинамического цикла* различают одно-, двух-, многоступенчатые и каскадные холодильные машины.

В зависимости от *назначения* различают универсальные и специализированные холодильные машины.

В зависимости от используемого *рабочего тела* холодильные машины разделяют на аммиачные, фреоновые, пропановые, этановые, воздушные, пароводяные, водоаммиачные, бромистолитиевые и др.

Подавляющее большинство действующих и изготовляемых в настоящее время холодильных машин представляют собой парокомпрессионные машины, которые в зависимости от *типа* используемого *компрессора* разделяют на поршневые, ротационные (пластинчатые и с катящимся ротором), винтовые и центробежные.

---

* На заводах Министерства химического и нефтяного машиностроения СССР, на которых сосредоточено производство холодильных машин холодопроизводительностью свыше 3 кВт, принято условное разделение машин на базы в зависимости от производительности: I база — до 10 кВт; II база — 10—40 кВт; III база — 40—110 кВт; IV база — 110 — 220 кВт; V база — 220 — 500 кВт; VI база — 500—1100 кВт; VII — база — свыше 1630 кВт.

Преимущества и недостатки. Области применения

Наиболее широко распространены *парокомпрессионные холодильные машины с поршневыми компрессорами.* В определенной области применения (см. рис. I—1) машины этого типа обладают наиболее высокими (по сравнению с машинами других типов) энергетическими коэффициентами. Холодильные машины с поршневыми компрессорами способны работать при более высоком, чем у машин других типов, отношении давлений конденсации и кипения. Основные недостатки: повышенный уровень вибраций и меньшая надежность, чем у машин с центробежными и винтовыми компрессорами.

Холодильные машины с центробежными компрессорами имеют малые металлоемкость и габаритные размеры, хорошо уравновешены, надежны; производительность этих машин сравнительно просто и эффективно регулируется. Основной недостаток — низкая энергетическая эффективность при небольших холодопроизводительностях (меньше 700 кВт).

Холодильные машины с винтовыми маслозаполненными компрессорами обладают высокой надежностью, удовлетворительными энергетическими показателями при производительностях, превосходящих верхний предел эффективного использования холодильных машин с поршневыми компрессорами. Особенность машин с винтовыми компрессорами состоит в том, что последние имеют неизменную внутреннюю степень повышения давления, которая не зависит от отношения давлений в конденсаторе и испарителе холодильной машины, что приводит к потерям при работе в нерасчетных режимах. Основной недостаток — наличие металлоемкой масляной системы.

Холодильные машины с ротационными пластинчатыми компрессорами характеризуются простотой устройства, изготовления и эксплуатации, полной уравновешенностью, нечувствительностью компрессора к гидравлическим ударам. Они так же, как и машины с винтовыми компрессорами, имеют неизменную степень повышения давления газа в компрессоре. Недостатки: значительные потери энергии на трение, повышенный шум. Холодильные машины с ротационными компрессорами с катящимся ротором в своем диапазоне холодопроизводительностей (до нескольких киловатт) имеют показатели, сравнимые с показателями холодильных машин с поршневыми компрессорами.

Абсорбционные холодильные машины просты по устройству, надежны и удобны в эксплуатации, малошумны. Их отличают сравнительно небольшие капитальные затраты и способность работать, используя малоценную тепловую энергию низкого потенциала. К недостаткам относятся громоздкость и низкие энергетические коэффициенты.

Эжекторные холодильные машины (практически используют только пароводяные машины) имеют те же преимущества, что и абсорбционные (кроме малошумности), но применять их можно лишь при наличии значительных количеств водяного пара. Пароэжекторные машины используют для получения температур не ниже 0°С. Основной недостаток — большие необратимые потери энергии и, как следствие, малая энергетическая эффективность.

Воздушные детандерные холодильные машины удобны в эксплуатации, безопасны и компактны. Основные недостатки: невысокие энергетические коэффициенты при температурах выше —80°С и при небольших (менее 10 кВт) холодопроизводительностях.

Воздушные вихревые холодильные машины отличаются исключительной простотой конструкций, высокой надежностью и безопасностью эксплуатации. Для работы этих машин необходим сжатый воздух. Основной недостаток — низкая энергетическая эффективность. Практически вихревые машины используют для выработки холода в количестве до 3 кВт.

Термоэлектрические холодильные машины просты по устройству, удобны и безопасны в работе, малошумны. Недостатки: высокие первоначальные затраты и сравнительно малая энергетическая эффективность.

Определение эффективности применения того или иного типа холодильной машины в конкретных условиях эксплуатации представляет собой сложную задачу, так как требует учета многих факторов, к числу которых относятся: холодопроизводительность, температурные уровни источников теплоты, стоимость производства и эксплуатации машины, требования к массе и габаритным размерам, к виброакустическим характеристикам, к надежности и др.

В настоящее время не существует методики выбора типа холодильной машины, учитывающей все существенные факторы. Наиболее объективным является метод определения оптимальных областей применения машин различных типов, основанный на сравнении приведенных затрат (суммарных капитальных и эксплуатационных) на производство определенного количества холода в сопоставимых условиях [7].

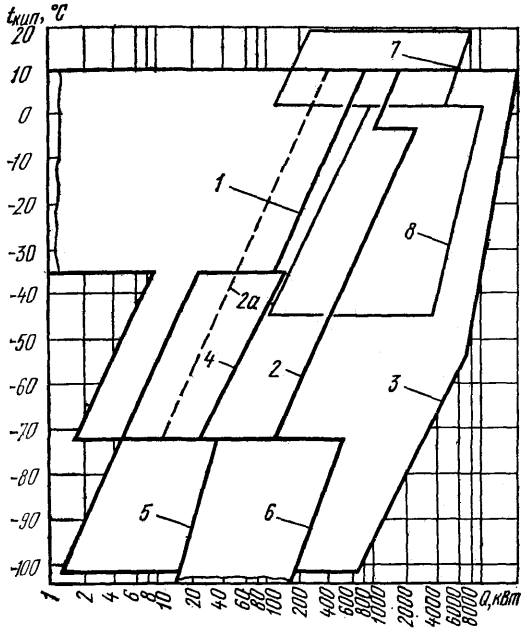


Рис. I—1. Условные границы оптимальных областей применения холодильных машин различных типов:

1 — парокомпрессионные поршневые; *2* — парокомпрессионные винтовые; *2—2а* — парокомпрессионные винтовые (в перспективе); *3* — парокомпрессионные центробежные; *4* — парокомпрессионные с ротационными компрессорами в нижней и с поршневыми в верхней ступени; *5* — парокомпрессионные поршневые каскадные; *6* — воздушные детандерные; *7* — бромистолитиевые абсорбционные, *8* — водоаммиачные абсорбционные.

Установленные с помощью этого метода области оптимального применения отечественных холодильных машин различного типа показаны на рис. I.—1. Границы областей носят условный характер и могут смещаться под влиянием изменений, происходящих в области конструирования и технологии производства, а также при наличии особых требований, предъявляемых отдельными потребителями холода. Так, в транспортных холодильных установках уменьшение массы и габаритных размеров может иметь более важное значение, чем снижение приведенных затрат. В других случаях определяющим фактором может оказаться высокая надежность работы и т. п.

Основы теории и расчета

Искусственное охлаждение осуществляют с помощью холодильных машин, в которых реализуют обратные термодинамические круговые процессы (циклы). В идеальном случае циклом холодильной машины может быть обратимый обратный цикл (цикл Карно, обратимый регенеративный цикл и др.). Действительные циклы холодильных машин в значительной степени отличаются от обратимых циклов. Последовательность перехода от идеального к действительному циклу на примере парокомпрессионной двухступенчатой холодильной машины показана на рис. I—2. Эффективность действительного цикла холодильной машины (степень его приближения к идеальному) можно определить при помощи коэффициента

$$\eta = \varepsilon_д/\varepsilon_c = \eta_1\eta_2\eta_3\eta_4, \qquad (I-1)$$

где каждый из сомножителей учитывает переход от одного цикла к другому.

Коэффициент η_1 учитывает потери от внешней необратимости (переход от цикла *а* к циклу *б* на рис. I—2):

$$\eta_1 = \varepsilon_{c\Delta}/\varepsilon_c = [(T_{0.ср}/T_0) - 1]/[(T_к/T_{кип}) - 1].$$

Коэффициент $\eta_2 = \varepsilon_т/\varepsilon_{c\Delta}$ учитывает потери в теоретическом цикле. В качестве простейшего теоретического цикла парокомпрессионной машины принимают одноступенчатый цикл (рис. I—2, *в*) с адиабатным сжатием сухого насыщенного пара и с дросселированием жидкости в состоянии насыщения (иногда этот цикл называют эталонным [33]). Значение коэффициента η_2, учитывающего потери при дросселировании и потери от перегрева сжатого пара выше температуры конденсации, зависит от свойств выбранного холодильного агента.

Коэффициент $\eta_3 = \varepsilon_{т.у}/\varepsilon_т$ характеризует эффективность усложненного теоретическо-

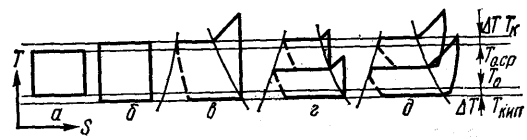


Рис. I—2. Последовательность перехода от идеального к действительному холодильному циклу:

а — обратный цикл Карно; *б* — обратный цикл Карно с внешней необратимостью; *в* — теоретический цикл парокомпрессионной холодильной машины; *г* — теоретический усложненный цикл парокомпрессионной холодильной машины; *д* — действительный цикл парокомпрессионной холодильной машины.

го цикла (рис. I—2, *г*) по сравнению с простейшим. На практике цикл усложняют, вводя многоступенчатое сжатие, регенеративный теплообмен и т. п., с целью добиться улучшения показателей холодильной машины. В качестве усложненного теоретического цикла используют такой цикл, который наилучшим образом отражает основные особенности действительного цикла проектируемой холодильной машины и может быть рассчитан аналитически. Как и простейший, усложненный теоретический цикл рассчитывают для того холодильного агента, на котором работает действительная холодильная машина.

Коэффициент $\eta_4 = \varepsilon_д/\varepsilon_{т.у}$ учитывает потери в действительном цикле (потери действительных процессов сжатия, гидравлические потери; потери, обусловленные наличием примесей в холодильном агенте; потери, связанные с нестационарностью режима работы; необратимость процессов внутреннего теплообмена и др.). Переход от усложненного теоретического цикла к действительному (рис. I—2, *д*) может быть осуществлен и в несколько этапов, на каждом из которых учитываются те или иные виды потерь: теплопритоки из окружающей среды, гидравлические сопротивления и т. д. В этом случае η_4 может быть также представлен в виде произведения нескольких сомножителей.

Сомножители формулы (I—1) определяют: η_1 — по приведенной выше зависимости; η_2 и η_3 — в процессе проведения теплового расчета холодильного цикла (в ряде случаев для наиболее распространенных холодильных агентов и режимов работы оценка величины η_2 и η_3 произведена — см. главу «Эффективность и области применения холодильных агентов» справочника «Холодильные компрессоры» данной серии); η_4 — в результате построения приближенного действительного цикла на основании известных действительных характеристик основных элементов холодильной машины (см. раздел «Характеристики» данной главы). Оценить величину η_4 вновь проектируемой машины можно, если известны значения $\varepsilon_д$ ее близких аналогов. Точное значение η_4 получают экспериментально по результатам испытаний опытного образца.

Тепловой расчет парокомпрессионной холодильной машины (тепловые расчеты машин других типов приведены в соответствующих главах данного справочника и справочника «Холодильные компрессоры» данной серии) проводят при помощи тепловых диаграмм, таблиц термодинамических свойств либо уравнений состояния холодильных агентов.

В общем виде схема и теоретический усложненный цикл парокомпрессионной многоступенчатой [*n* уровней давления, (*n*—1) ступеней сжатия] холодильной машины показаны на рис. I—3. При расчете, а также при анализе и сопоставлении вариантов удобно пользоваться величинами, отнесенными к единице массового расхода (1 кг/с) холодильного агента в первой ступени машины. В этом случае рассчитывают следующие величины.

Удельная холодопроизводительность на нижнем температурном уровне $\overline{q_1} = Q_1/G_1 = i_{1.1} - i_{1.4}$.

Относительный поток холодильного агента после j-й ступени сжатия $\overline{g_j} = G_j/G_1 = b_2 b_3 \ldots b_{(j-1)} b_j$,

где $b_j = 1 + \alpha_j + \beta_j$;

$\alpha_j = \Delta G'_j/G_{(j-1)} = (i_{j.4} - i_{j.5})/(i_{j''} - i_{j.4})$ — добавка, обусловленная выкипанием холодильного агента в промежуточном переохладителе жидкости *ПО*; в случае, когда на j-м температурном уровне в испарителе *И.j* вырабатывается холод, к числителю формулы, определяющей α_j, следует добавить относительную холодопроизводительность $Q_j/G_{(j-1)}$;

$$\beta_j = \Delta G''_j/G_{j-1} = (i_{j.3} - i_{j.1})/(i_{j.1} - i_{j.4}) -$$

добавка, обусловленная выкипанием холодильного агента в промежуточном сосуде охлаждения паров впрыском жидкости *ПС*. При отсутствии переохладителя *ПХ* в формулу следует вместо $i_{j.3}$ подставлять $i_{j.2}$, если сжатие считается адиабатным, либо $i_{j.2д}$, если учитывается действительный характер процесса сжатия в ступени.

Относительный объем пара на входе j-й ступени сжатия

$$\bar{v}_j = V_j/G_1 = \overline{g}_j v_{j.1} = (b_2 b_3 \ldots b_{(j-1)} b_j) v_{j.1}$$

Относительный тепловой поток, который необходимо отводить от конденсатора (вместе с переохладителем *ПВ*, если он есть в схеме),

$$\overline{q_n} = Q_n/G_1 = (b_2 b_3 \ldots b_{(n-2)} b_{(n-1)})(i_{n.2} - i_{n.7})$$

В случаях, когда при построении усложненного теоретического цикла может быть учтен действительный характер процессов сжатия в ступенях, в формуле следует заменить $i_{n.2}$ на $i_{n.2.д}$.

Относительная теоретическая удельная работа j-й ступени сжатия

$$\overline{l}_{т.j} = \overline{l}_{ад.j} = N_{ад.j}/G_1 = (b_2 b_3 \ldots b_{(j-1)} b_j) \times \times (i_{(j+1).2} - i_{j.1}).$$

На основе последней формулы можно рас-

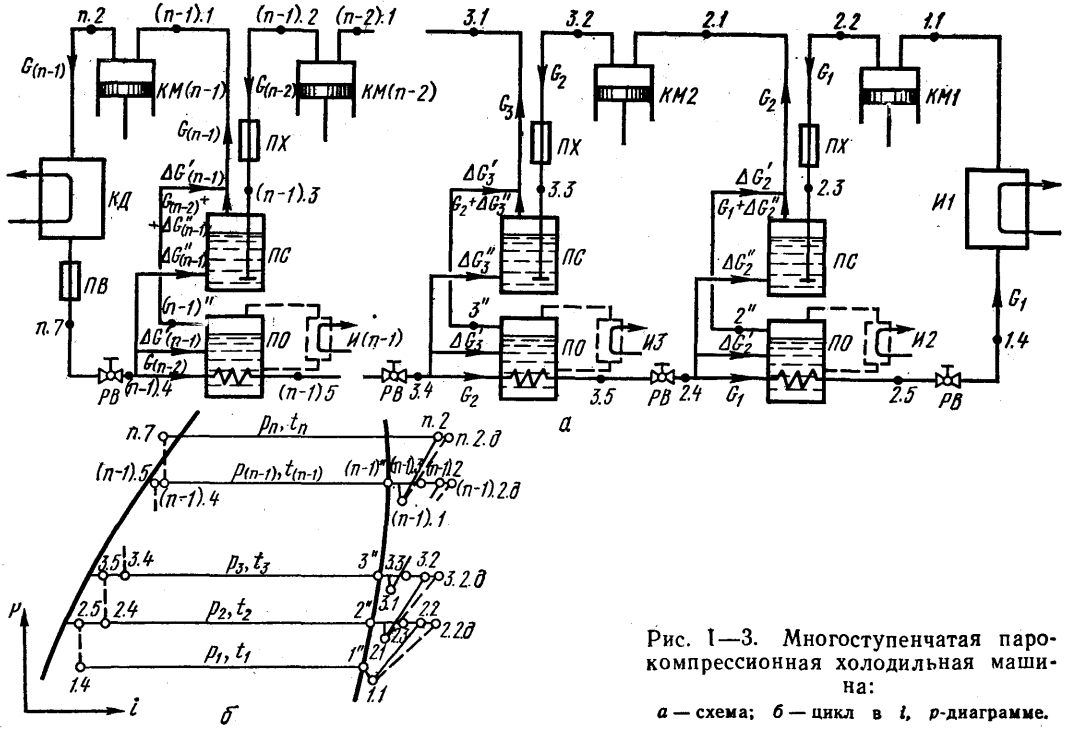


Рис. 1—3. Многоступенчатая парокомпрессионная холодильная машина:
а — схема; *б* — цикл в *i*, *p*-диаграмме.

считать и действительную относительную работу j-й ступени сжатия:

$$\overline{l}_{д.j} = N_{д.j}/G_1 = (b_2 b_3 \ldots b_{(j-1)} b_j) \times$$

$$\times (i_{(j+1).2} - i_{j.1})/\eta_{ад.j},$$

где $\eta_{ад.j}$ — коэффициент, учитывающий отличия действительного процесса сжатия от адиабатного (см. индикаторный КПД в справочнике «Холодильные компрессоры» данной серии).

Относительная теоретическая работа всех ступеней сжатия компрессорной системы холодильной машины $\overline{L}_т = \overline{L}_{ад} = \sum_1^{n-1} \overline{l}_{ад.j}$.

Последнюю величину можно также определить по формуле

$$\overline{L}_т = (b_2 b_3 \ldots b_{(n-2)} b_{(n-1)}) i_{n.2} - i_{1.1} -$$

$$- \sum_2^{n-1} (b_2 b_3 \ldots b_{(j-2)} b_{(j-1)})(\alpha_j i_{j.3} + \beta_j i_{j.4}) +$$

$$+ \sum_2^{n-1} (b_2 b_3 \ldots b_{(j-2)} b_{(j-1)}) \cdot (i_{j.2} - i_{j.3}).$$

Относительная действительная работа всех ступеней сжатия $\overline{L}_д = \sum_1^{n-1} \overline{l}_{д.j}$.

Величина $\eta_{ср} = \overline{L}_т/\overline{L}_д$ является средним КПД действительного процесса сжатия.

Холодильный коэффициент теоретического усложненного цикла парокомпрессионной холодильной машины, выраженный через относительные единицы $\varepsilon_{т.у} = \overline{q}_1/\overline{L}_т$.

Из последней формулы легко получить холодильный коэффициент простейшего теоретического цикла $\varepsilon_т = (i_{1''} - i_{1.4})/(i_{2.2} - i_{1''})$.

Холодильный коэффициент действительного цикла при допущении, что действительный цикл отличается от теоретического только процессами сжатия (другие отличия, как правило, невелики) $\varepsilon_д = \overline{q}_1/\overline{L}_д$.

После того, как относительные величины рассчитаны, определяют абсолютные величины (холодопроизводительность, массовые и объемные расходы холодильного агента по ступеням, тепловой поток от конденсатора, мощности ступеней сжатия и компрессорной системы в целом), умножая соответствующие

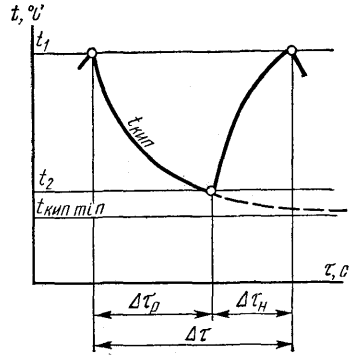


Рис. I—4. Изменение температуры кипения во времени при работе холодильной машины в цикличном режиме.

относительные величины на $G_1 = Q_1/(i_{1.1} - i_{1.4}) = V_1/v_{1.1}$.

Существенная особенность действительной холодильной машины в отличие от теоретической состоит в том, что ее работа часто происходит в нестационарном режиме (пуск, остановка, резкое изменение нагрузки и т. п.). Расчет нестационарного режима представляет собой сложную задачу, решения которой в общем виде не найдено. Анализ работы машины в нестационарном режиме может быть проведен способом математического моделирования (см. раздел настоящей главы «Характеристики»). В отдельных простых случаях анализ может быть проведен теоретически.

Широко распространенным на практике является случай работы поршневой парокомпрессионной одноступенчатой холодильной машины в цикличном режиме, который возникает в результате двухпозиционного регулирования (регулирование методом «пусков — остановок»). Применительно к этому случаю разработан аппарат для анализа работы машины и для определения ее характеристик [12, 13, 44]. Ниже приведена схема такого анализа.

Характеристика компрессора имеет вид*

$$Q = at_{кип} + b, \qquad (I—2)$$

$$N = ct_{кип} + d. \qquad (I—3)$$

Цикл работы машины состоит из двух частей (рис. I—4). Рабочая часть имеет длительность $\Delta\tau_р$. За это время температура кипения понижается от t_1 (момент включения компрессора) до t_2 (момент остановки). Температуры t_1 и t_2 заданы настройкой двухпозиционного регулятора. Нерабочая часть цикла имеет длительность $\Delta\tau_н$. Величины $\Delta\tau_р$ и $\Delta\tau_н$ определяют по формулам:

$$\Delta\tau_р = C\,[(kF)_р + a]^{-1} \times$$

$$\times \ln[(t_1 - t_{кип.\ min})/(t_2 - t_{кип.\ min})];$$

$$\Delta\tau_н = C\,(kF)_н^{-1} \ln[(t_{об} - t_2)/(t_{об} - t_1)],$$

где C — теплоемкость испарителя (кипящего холодильного агента и металла); $t_{кип.\ min} = [(kF)_р t_{об} - b]/[(kF)_р + a]$ — температура кипения, которая установилась бы при непрерывной работе машины; $t_{об}$ — заданная температура охлаждаемого объекта.

Температура кипения меняется по следующим законам:

в течение рабочей части цикла

$$t_{кип} = t_{кип.\ min} + e^{-\tau/T_р}(t_1 - t_{кип.\ min}),$$

в течение нерабочей части цикла $t_{кип} = t_{об} - e^{-\tau/T_н}(t_{об} - t_2)$, где $T_р = C/[(kF)_р + a]$ и $T_н = C/(kF)_н$ — постоянные времени соответственно за рабочую и нерабочую части цикла.

Количество холода, производимого машиной за цикл,

$$\Delta Q = C\,[(kF)_р + a]^{-1}\{a(t_1 - t_2) + (at_{кип.\ min} + b)\ln[(t_1 - t_{кип.\ min})/(t_2 - t_{кип.\ min})]\}.$$

Расход энергии за цикл

$$\Delta N_э = C[(kF)_р + a]^{-1}\{c(t_1 - t_2) + (ct_{кип.\ min} + d)\ln[(t_1 - t_{кип.\ min})/(t_2 - t_{кип.\ min})]\}.$$

Холодильный коэффициент машины, работающей в цикличном режиме,

$$\varepsilon = \frac{a(t_1 - t_2) + (at_{кип.\ min} + b)\ln[(t_1 - t_{кип.\ min})/(t_2 - t_{кип.\ min})]}{c(t_1 - t_2) + (ct_{кип.\ min} + d)\ln[(t_1 - t_{кип.\ min})/(t_2 - t_{кип.\ min})]}.$$

* Уравнения (I—2) и (I—3) являются приближенными и носят линейный характер только в небольшом (10—15°С) диапазоне температур кипения, однако в большинстве случаев ширина температурного диапазона не превышает указанного и точность уравнений достаточна для практических расчетов.

Пользуясь приведенным анализом, можно установить оптимальную настройку двухпозиционного регулятора [44]. Для этого проводят многовариантный расчет машины при разных настройках и выявляют ту из них, которая соответствует наибольшему холодильному коэффициенту.

Характеристики

Многочисленные свойства холодильных машин (в том числе их потребительские свойства) могут быть описаны при помощи различных характеристик [23]. В более узком смысле под характеристиками холодильных машин понимают их *внешние теплотехнические характеристики.*

Применительно к теоретической холодильной машине внешние характеристики — это зависимости холодопроизводительности, потребляемой энергии и холодильного коэффициента от температур источников теплоты (охлаждаемого объекта T_0 и окружающей среды $T_{0.ср}$):

$$Q = f_1(T_0, T_{0.\,ср});$$
$$N = f_2(T_0, T_{0.\,ср}); \qquad (I—4)$$
$$\varepsilon = f_3(T_0, T_{0.ср}).$$

Последняя из этих зависимостей является производной и может быть легко получена из первых двух непосредственно путем подсчета значений отношения $Q/N = \varepsilon$ при одинаковых T_0 и $T_{0.ср}$.

Для действительных холодильных машин в качестве аргументов в уравнениях (I—4) наряду с T_0 и $T_{0.ср}$ могут выступать другие температуры в зависимости от того, какой смысл вложен в понятие «холодильная машина» (на практике это понятие не является однозначным), а именно:

для холодильных установок внешние характеристики выражают зависимость Q, N и ε от температур охлаждаемого объекта и окружающей среды (температура наружного воздуха или охлаждающей воды на входе в конденсатор);.

для комплексных холодильных машин — зависимость Q, N и ε от температур хладоносителя на выходе из испарителя и охлаждающей среды (воды, воздуха) на входе в конденсатор;

для холодильных машин без испарительной части (например, для компрессорно-конденсаторных агрегатов) — зависимость Q, N и ε от температур кипения и охлаждающей среды (воды, воздуха) на входе в конденсатор;

для холодильных машин без конденсаторной части (например, для компрессорно-испарительных агрегатов) — зависимость Q, N и ε от температур хладоносителя на выходе из испарителя и конденсации.

Каждый из элементов, входящих в состав холодильной машины (компрессор, конденсатор, испаритель и т. д.), имеет собственные характеристики, показывающие, как зависят друг от друга различные параметры этих элементов. Эти зависимости могут быть получены расчетным путем либо экспериментально в результате испытаний элементов. При объединении в холодильную машину работа отдельных элементов перестает быть независимой (в отличие от работы при индивидуальных испытаниях) и изменяется вид кривых на графиках характеристик. Как правило, изменяются и координаты, в которых строят характеристики.

Характеристика компрессора (пунктир) и компрессорно-конденсаторного агрегата (сплошные линии) показана на рис. I—5, *а*. Характеристика компрессора связывает холодопроизводительность с температурами кипения и конденсации, характеристика агрегата — холодопроизводительность с температурами кипения и охлаждающей среды.

При работе отдельных элементов в составе холодильной машины их характеристики могут быть совмещены (в одинаковом масштабе), причем точки пересечения кривых являются рабочими точками, т. е. точками, характеризующими сбалансированную между собой работу элементов. Характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата (см. рис. I—5, *а*), в частности, могут быть получены путем совмещения характеристик компрессора и конденсатора. Совмещая характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата и испарителя (рис. I—5, *б*), можно получить характеристику холодильной машины в целом (I—5, *в*). Для этого по координатам рабочих точек (*1*, *2*, *3*), взятых с совмещенных характеристик, строят характеристику машины.

Совмещение характеристик элементов позволяет анализировать работу холодильной машины при различных условиях. На рис. I—5, *г* показано изменение положения рабочей точки при уменьшении теплопроходимости испарителя kF. С уменьшением kF (образование снеговой шубы, накопление загрязнений, омертвление части теплопередающей поверхности и т. п.) характеристика испарителя изменяется и рабочая точка перемещается из положения *1* в положение *2*. При этом понижается температура кипения и уменьшается холодопроизводительность.

Работа холодильной машины с двумя испарителями показана на рис. I—5, *д*. Суммарная

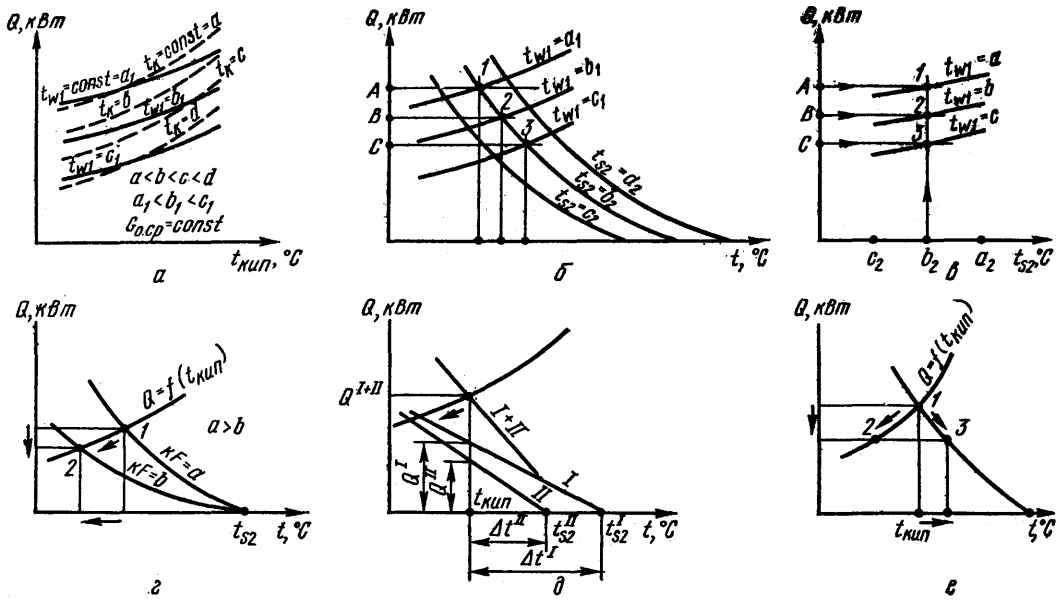


Рис. I—5. Характеристики холодильной машины и ее элементов:

а — характеристики компрессора (пунктир) и компрессорно-конденсаторного агрегата (сплошные линии); *б* — совмещенные характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата и испарителя; *в* — характеристика холодильной машины; *г* — совмещенные характеристики при изменении теплопроходимости испарителя; *д* — совмещенные характеристики при работе двух испарителей; *е* — совмещенные характеристики при наличии гидравлического сопротивления всасывающей линии.

характеристика испарителей (*I* + *II*) получена сложением ординат характеристик *I* и *II*. Тепловые потоки испарителей *QI* , *QII* и общий тепловой поток (холодопроизводительность) *QI+II* показаны на графике. При отключении одного из испарителей рабочая точка перемещается в новое положение, температура кипения и холодопроизводительность при этом уменьшаются, а тепловой поток работающего испарителя увеличивается. С помощью характеристик рис. I—5, *д* легко найти разности температур $\Delta t = t_{s2} - t_{кип}$ для каждого испарителя.

С помощью совмещенных характеристик может быть учтено влияние гидравлического сопротивления всасывающей линии (рис. I—5, *е*). Потеря давления во всасывающей линии эквивалентна снижению температуры всасываемого пара. Вследствие этого рабочая точка на характеристике компрессорно-конденсаторного агрегата (точка *2*) будет иметь температуру ниже, чем $t_{кип}$. Температура кипения в испарителе, соответствующая точке *3*, окажется выше $t_{кип}$. При этом, поскольку массовый расход холодильного агента, циркулирующего в машине, один и тот же, точки *2* и *3* должны находиться на одной горизонтали. Гидравлическое сопротивление, таким образом, приводит к уменьшению холодопроизводительности при увеличении температуры кипения.

Наиболее надежный способ получения внешних характеристик холодильных машин — экспериментальное их определение, однако зависимости типа (I—4) можно получить и аналитически с помощью математического моделирования.

Математическая модель представляет собой систему уравнений, устанавливающую с той или иной степенью приближения связь между параметрами процессов в холодильной машине.

В общем случае математическая модель является д и н а м и ч е с к о й, т. е. в число аргументов уравнений входит время [27]. Однако во многих случаях анализ работы машины проводят на основе с т а т и ч е с к о й модели, не содержащей времени в качестве аргумента. Объем вычислений в этом случае существенно сокращается.

Для составления математической модели необходимо знать характеристики элементов

холодильной машины, представляющие собой зависимости, связывающие выходные параметры элементов с условиями работы машины и с конструктивными параметрами этих элементов.

Основой математической модели холодильной машины являются три группы уравнений: исходные уравнения, балансные уравнения и уравнения для расчета производных величин [24].

Группа исходных уравнений включает в себя уравнения, описывающие процессы и зависимости в элементах холодильной машины. В эту группу входят также уравнения теплофизических и других свойств холодильных агентов и хладоносителей.

Группа балансных уравнений является связующей при расчете отдельных элементов и холодильной машины в целом и включает в себя уравнения расходов хладагентов и хладоносителей в элементах и трактах; уравнения изменения энтальпии в элементах и трактах и др.

В группу уравнений для расчета производных величин входят уравнения, с помощью которых определяют внешние теплотехнические характеристики и экономические показатели холодильной машины.

Моделирование и расчет характеристик холодильных машин тесно связаны с вопросами *оптимизации*.

Оптимальной холодильной машиной является машина, наиболее полно отвечающая поставленным требованиям при соблюдении всех заданных условий. Требования, предъявляемые потребителями холода, могут быть различными, и поэтому различными являются цели оптимизации.

На практике наиболее часто приходится решать оптимизационные задачи двух видов: первая — достижение минимума затрат энергии в выбранном термодинамическом цикле, осуществляемом холодильной машиной данного типа при заданных температурах источников теплоты (критерий оптимизации — максимальный холодильный коэффициент); вторая — выбор оптимального типа и размера элементов, наиболее экономически эффективных для данных условий работы холодильной машины (критерий оптимизации—минимум приведенных затрат на производство определенного количества холода).

Решение оптимизационной задачи эквивалентно отысканию экстремума некоторой величины — целевой функции, зависящей от многих взаимосвязанных переменных. Эта зависимость может быть установлена на основе математической модели. Поиск экстремума целевой функции может быть осуществлен разными методами. Все наиболее часто используемые методы подразделяются на две группы: аналитические и численные.

К аналитическим методам относятся метод приравнивания нулю частной производной [16, 28, 42] и метод неопределенных множителей Лагранжа [36]. Применение аналитических методов ограничено, поскольку решение задач с их помощью возможно только при наличии значительных упрощений математической модели, что обусловливает оценочный характер расчета.

Численные методы [24—26] включают в себя методы слепого поиска (метод прямого упорядочения вариантов, метод Монте-Карло и др.) и методы направленного поиска (градиентные методы, метод наискорейшего спуска и др.). Сложность математической модели в этом случае обусловливает большой объем вычислительной работы, поэтому, как правило, использование численных методов связано с применением ЭВМ.

После разработки математической модели холодильной машины для решения оптимизационной задачи с помощью ЭВМ разрабатывают алгоритм расчета. При этом целесообразно пользоваться стандартными подпрограммами, составленными для расчета типовых процессов и элементов [24, 27].

Конкретный вид внешней характеристики зависит от многих факторов (тип и размеры холодильной машины, конструктивные особенности ее, применяемый холодильный агент и др.) и может быть точно установлен только экспериментальным путем*. Однако обобщение большого числа характеристик холодильных машин, выпускаемых промышленностью, позволяет вывести соотношения (обобщенные внешние характеристики), пользуясь которыми можно приближенно определить Q, N и ε при разных температурах источников теплоты, если известны значения этих показателей при работе машины в каком-либо одном режиме (этот режим в дальнейшем условно называется номинальным).

Холодопроизводительность холодильной машины при работе в режиме, отличающемся от номинального, можно найти по формуле**.

---

* Характеристики конкретных холодильных машин различных типов приведены в соответствующих главах настоящего справочника.

** Внешние характеристики холодильных машин в общем случае не имеют линейного характера, однако в указанных диапазонах изменения температур обобщенные линейные зависимости обеспечивают удовлетворительную точность.

$$Q = Q_{ном}[(AT^*/T^*_{ном} - B) - C(T^{**} - T^{**}_{ном})/T^{**}_{ном}], \quad (I—5)$$

где T^* — температура нижнего источника теплоты (или заменяющая ее температура кипения, хладоносителя на выходе из испарителя и т. п. — см. начало раздела); T^{**} — температура верхнего источника теплоты (или заменяющая ее температура конденсации, воды на входе в конденсатор и т. п.).

Значения коэффициентов и пределы применимости формулы (I—5) для холодильных машин различных типов приведены в табл. I—1.

Таблица I—1. *Значения коэффициентов в формуле (I—5)*

Машины	Диапазоны, в которых погрешность определения по формуле (I—5) не превышает ±20%				Коэффициенты		
	$T^*/T^*_{ном}$		$(T^{**}-T^{**}_{ном})/T^{**}_{ном}$		A	B	C
	от	до	от	до			
Центробежные и одноступенчатые поршневые	0,97	1,07	—0,07	0,035	11	10	6
Винтовые	0,93	1,0	—0,07	0,035	7	6	6
	1,0	1,1	—0,07	0,035	13	12	6
Двухступенчатые поршневые	1,0	1,14	—	—	23,5	22,5	0*

* Отсутствуют данные для определения коэффициента.

На рис. I—6 показано сравнение результатов расчетов по формуле (I—5) для центробежных и одноступенчатых поршневых холодильных машин с действительными значениями холодопроизводительности.

Мощность, необходимую для работы хо-

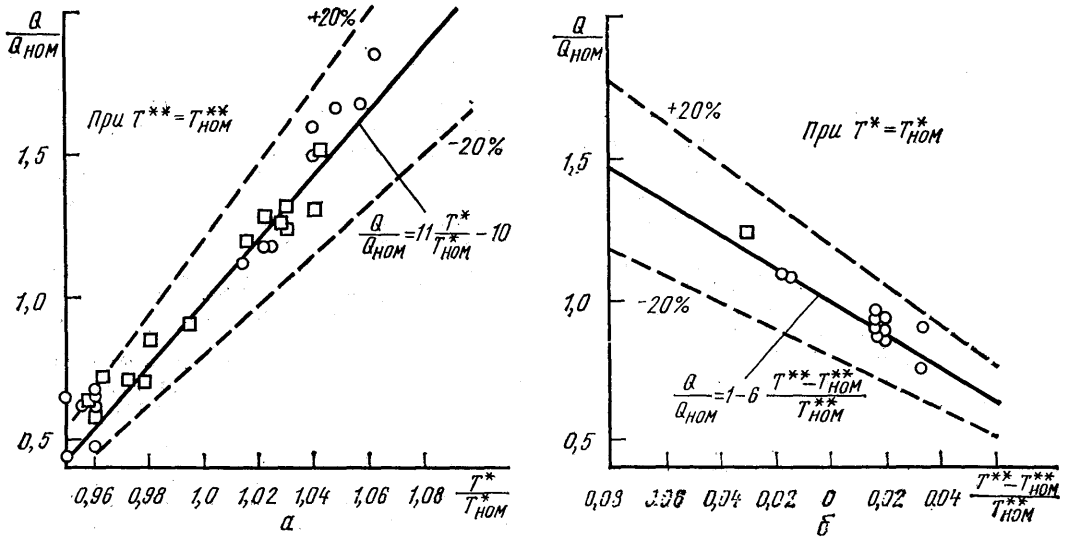


Рис. I—6. Сравнение результатов расчетов по формуле (I—5) с действительными значениями холодопроизводительности центробежных (□) и одноступенчатых поршневых (○) холодильных машин:

а — при $T^{**} = T^{**}_{ном}$; *б* — при $T^* = T^*_{ном}$ (по оси абсцисс слева от нуля отложены отрицательные величины, справа — положительные)

лодильной машины в режиме, отличающемся от номинального, можно определить по формуле

$$N = N_{\text{ном}}[(3{,}5T^*/T^*_{\text{ном}} - 2{,}5) + 5(T^{**} - T^{**}_{\text{ном}})/T^{**}_{\text{ном}}], \qquad (I-6)$$

где температуры обозначены так же, как и в формуле (I—5).

Результаты расчетов по формуле (I—6) могут отличаться от действительных значений на ± 15% при $0{,}9 \leqslant T^*/T^*_{\text{ном}} \leqslant 1{,}1$ и $-0{,}05 \leqslant (T^{**} - T^{**}_{\text{ном}})/T^{**}_{\text{ном}} \leqslant 0{,}05$. Формула (I—6) применима для всех типов холодильных машин, представленных в табл. I—1.

Рабочие вещества

В холодильных машинах в зависимости от их типа, температурных условий, назначения и других факторов используется значительное количество разнообразных рабочих веществ. Эти вещества подробно описаны в главах «Рабочие вещества компрессионных холодильных машин» и «Рабочие вещества абсорбционных холодильных машин» справочника «Теплофизические основы получения искусственного холода» данной серии; в главах «Эффективность и области применения холодильных агентов» и «Смазочные масла для холодильных машин» справочника «Холодильные компрессоры» данной серии; в главе «Хладоносители» настоящего справочника.

Действующие нормативы

Нормативные документы. В отрасли холодильного машиностроения нормы, обязательные при проектировании, производстве и эксплуатации холодильных машин и их важнейших узлов, устанавливаются рядом нормативных документов, важнейшие из которых перечислены ниже (более подробно со списком документов можно ознакомиться по «Указателю Государственных стандартов СССР» и по указателям нормативно-технических документов соответствующих проектно-конструкторских и производственных предприятий).

Стандарты международной организации стандартов (ISO)

1. ISO/R 786—1968 Units and Symbols for refrigeration.
2. ISO/R 916—1968 Testing of refrigerating systems.
3. ISO/R 917—1974 Testing of refrigerant compressors.
4. ISO/R 1662—1971 Refrigerating plants—Safeti requirement.

Стандарты СЭВ

1. СТ СЭВ 1166—78 Техника холодильная. Термины и определения.
2. СТ СЭВ 1573—79 Оборудование холодильное. Компрессоры. Сравнительные режимы.
3. СТ СЭВ 665—79 Оборудование холодильное. Компрессоры. Методы испытаний.
4. СТ СЭВ 2548—80 Оборудование холодильное. Общие требования к определению давлений.

Государственные стандарты СССР

1. ГОСТ 17549—72 Машины холодильные фреоновые турбокомпрессорные для кондиционирования. Типы и основные параметры.
2. ГОСТ 10890—75 Агрегаты компрессорно—конденсаторные холодильных машин холодопроизводительностью от 3,5 до 115 кВт (от 3000 до 100 000 ккал/ч). Типы и основные параметры.
3. ГОСТ 22502—77 Е Агрегаты герметичные холодильные для торгового оборудования. Технические условия.
4. ГОСТ 6492—80 Компрессоры поршневые холодопроизводительностью не менее 5,2 кВт (4500 ккал/ч). Типы и основные параметры.
5. ГОСТ 7475—77 Компрессоры поршневые холодопроизводительностью не менее 3,5 кВт (3000 ккал/ч). Общие технические условия.
6. ГОСТ 13019—77 Компрессоры поршневые холодопроизводительностью не менее 3,5 кВт (3000 ккал/ч). Правила приемки и методы испытаний.
7. ГОСТ 17008—79 Е Компрессоры хладоновые герметичные. Технические условия.
8. ГОСТ 22485—77 Конденсаторы кожухотрубчатые стальные холодильные. Основные параметры и размеры.
9. ГОСТ 22486—77 Испарители кожухотрубчатые стальные холодильные. Типы, основные параметры и размеры.

Отраслевые стандарты

1. ОСТ 26.03—1018—76 Машины и агрегаты холодильные. Система условных обозначений.
2. ОСТ 26.03—491—78 Оборудование холодильное. Показатели надежности. Номенклатура. Указания по выбору.

3. ОСТ 26.03—639—78 Оборудование холодильное. Давления расчетные, пробные, испытательные.

4. ОСТ 26.03—638—72 Оборудование холодильное. Технические требования по испытаниям на плотность (герметичность), осушку и консервацию.

5. ОСТ 26.03—1501—76 Установки, машины и аппараты холодильные. Общие технические (технологические) требования.

6. ОСТ 26.03—2011—79 Агрегаты и машины стационарные компрессионные холодильные одноступенчатые. Общие технические условия.

7. ОСТ 26.03—702—78 Машины холодильные фреоновые одноступенчатые для охлаждения жидких теплоносителей. Типы и основные параметры.

8. ОСТ 26.03—2002—77 Машины и агрегаты холодильные производительностью 3,5 кВт (3000 ккал/ч) и более. Требования к автоматизации.

9. ОСТ 26.03—286—77 Агрегаты холодильные абсорбционные водоаммиачные. Типы и параметры. Технические требования. Методы испытаний.

10. ОСТ 26.03—1230—75 Машины холодильные абсорбционные бромистолитиевые холодопроизводительностью от 250000 до 5 000 000 ккал/ч. Типы и основные параметры. Технические требования. Методы испытаний.

11. ОСТ 26.03—2009—77 Машины воздушные турбохолодильные. Типы и основные параметры.

12. ОСТ 26.03—1021—73 Машины воздушные турбохолодильные. Величины пробных давлений. Испытания на плотность. Технические требования.

13. ОСТ 26.03—2012—79 Агрегаты компрессорно-конденсаторные с поршневыми компрессорами. Типы и основные параметры.

14. ОСТ 26.03—2013—79 Агрегаты холодильные компрессорные одноступенчатые с винтовыми компрессорами. Типы и основные параметры.

15. ОСТ 26.03—943—77 Компрессоры поршневые холодопроизводительностью не менее 3,5 кВт (3000 ккал/ч). Типы и основные параметры.

16. ОСТ 26.03—777—72 Компрессоры холодильные поршневые. Технические условия.

17. ОСТ 26.03—2016—79 Конденсаторы воздушного охлаждения поверхностью теплообмена до 400 м². Типы и основные параметры.

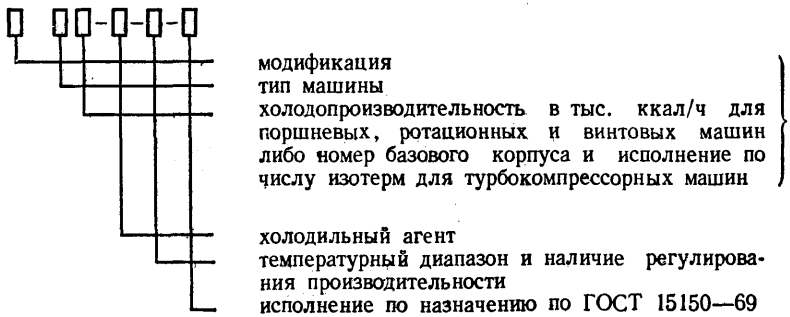
18. ОСТ 26.03—2005—77 Аппараты и сосуды для агрегатированных холодильных машин холодопроизводительностью от 47 до 1400 кВт (от 40 000 до 1 200 000 ккал/ч). Общие технические условия.

19. ОСТ 26.03—2015—79 Оборудование холодильное. Аппараты водоаммиачных абсорбционных машин. Технические требования. Правила приемки. Методы испытаний.

20. ОСТ 26.03—1451—76 Арматура для комплектации холодильных машин и установок. Руководство по выбору.

Система условных обозначений холодильных машин. В отрасли холодильного машиностроения существует несколько нормализованных систем условных обозначений. Одна из этих систем* распространяется на поршневые, ротационные и винтовые машины для охлаждения жидких хладоносителей; на поршневые машины целевого назначения (для авто- и железнодорожных рефрижераторов, охлаждаемых контейнеров, для шахт, зерно- и фруктохранилищ и др.), на холодильные машины с центробежными компрессорами (турбокомпрессорные), а также на агрегаты и компрессоры этих машин.

Условное обозначение холодильной машины имеет следующую структуру:



Модификации обозначают арабскими цифрами. Для турбокомпрессорных машин целевого назначения допускается вместо модификации указывать название охлаждаемого продукта.

Для обозначения *типа машины* используют буквосочетания, приведенные в табл. 1—2 и 1—3.

* ОСТ 26.03—1018—76.

Таблица I—2. *Условные обозначения типов холодильных машин и агрегатов общего применения*

Тип машины и агрегата	Обозначение машины и агрегата*		
	одноступенчатых	двухступенчатых	каскадных
Машины			
Для охлаждения жидких хладоносителей	МКТ / МВТ	МКТД / МВТД	МКТН / МВТН
Для охлаждения воздуха	МКВ / МВВ	МКВД / МВВД	МКВН / МВВН
Агрегаты			
Компрессорный	А	АД	АН
Компрессорно-конденсаторный	АК / АВ	АКД / АВД	АКН / АВН
Компрессорно-испарительный для жидкого хладоносителя	АТ	АТД	АТН

*В числителе — с водяным конденсатором, в знаменателе — с воздушным

Таблица I—3. *Условные обозначения типов холодильных машин целевого назначения*

Тип машины	Обозначение
Для авторефрижераторов	АР
Для изотермических вагонов-рефрижераторов	ВР
Для контейнеров-рефрижераторов	КР
Для фруктохранилищ	ФХ
Для зернохранилищ	ЗР
Для камер созревания сыра	СР
Для осушки воздуха	ОВ
Для охлаждения воздуха	
в пассажирских вагонах	КЖ
в шахтах (стационарные)	КШ
в шахтах (передвижные)	КПШ
в изотермических кузовах	КТ
Для охлаждения воды	ОТ
Для охлаждения воды (с аккумулированием)	ОА
Для охлаждения молока	ОМ
Для охлаждения эмульсий	ОЭ
Для охлаждения специальных жидкостей	ОЖ
Для охлаждения газов (кроме воздуха)	ОГ

Число, обозначающее *холодопроизводительность* холодильной машины, при необходимости может быть округлено в пределах 5% или до целого числа. В обозначении указывают холодопроизводительность:

поршневых одноступенчатых машин — при работе на режиме, оговоренном в соответствующих нормативных документах на компрессор;

двухступенчатых аммиачных машин — при $t_{кип} = -40°C$ и $t_к = 35°C$;

двухступенчатых машин, работающих на R22 — при $t_{кип} = -70°C$ и $t_к = 35°C$;

каскадных машин при $t_{кип} = -90°C$ и $t_к = 35°C$;

винтовых одноступенчатых машин, работающих на R22 — при $t_{кип} = -15°C$ и $t_к = 30°C$.

При наличии в холодильной машине нескольких одинаковых компрессоров после холодопроизводительности через знак × указывают число компрессоров.

Для обозначения *номеров базовых корпусов* компрессоров турбокомпрессорных машин используют следующие цифры:

Диаметр рабочего колеса, мм не более	Обозначение
250	1
300	2
380	3
480	4
600	5

Каждый базовый корпус обозначают отдельной цифрой в порядке возрастания номера базы.

Через точку после обозначения номеров базовых корпусов обозначают *число изотерм.*

Для обозначения *холодильного агента* используют следующие цифры или цифровые сочетания:

Холодильный агент	Обозначение	Холодильный агент	Обозначение
R12	1	R12B1	8
R22	2	Бутан	01
R13	3	Пропан	02
R142	4	Пропилен	03
R502	5	Этан	04
R13B1	6	Этилен	05
Аммиак	7	Метан	06

Обозначение *температурного диапазона* и наличия *регулирования производительности* производят в соответствии с табл. I—4.

При определении температурного диапазона руководствуются табл. I—5.

Таблица I—4. *Условные обозначения температурных диапазонов и наличия регулирования производительности*

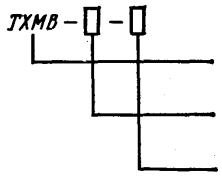
Температурный диапазон	Обозначение при отсутствии регулирования	Обозначение при наличии регулирования
Высокотемпературный	0	1
Среднетемпературный	2	3
Низкотемпературный	4	5

Для холодильных машин, работающих на нескольких холодильных агентах или перекрывающих несколько температурных диапазонов, в обозначении указывают все холодильные агенты и диапазоны в порядке возрастания цифр.

Таблица I—5. *Ориентировочные значения температур (в °С), ограничивающих условные температурные диапазоны*

Машины	Высокотемпературный	Среднетемпературный	Низкотемпературный
Фреоновые и турбокомпрессорные, работающие на углеводородах	+15 ÷ ÷ —15	—10 ÷ ÷ —40	—30 ÷ ÷ —100
Аммиачные	+5 ÷ ÷ —15	—10 ÷ ÷ —30	—25 ÷ ÷ —65

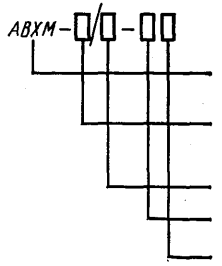
Условное обозначение турбокомпрессорных холодильных машин для кондиционирования воздуха* имеет следующую структуру:



буквенное обозначение (турбокомпрессорная холодильная водоохлаждающая машина)
холодопроизводительность при работе в номинальном режиме, тыс. ккал/ч
тип машины

Тип машины обозначают следующим образом: 1 — одноступенчатая машина; 2 — двухступенчатая машина; 2П — двухступенчатая машина с повышенной (до 59°С) температурой конденсации.

Условное обозначение абсорбционных водоаммиачных холодильных машин** имеет следующую структуру:



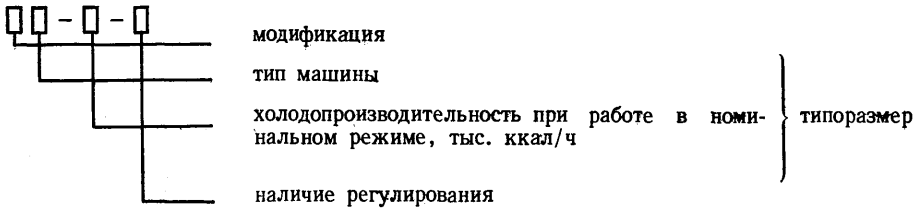
буквенное обозначение (абсорбционная водоаммиачная холодильная машина)
холодопроизводительность при работе в номинальном режиме, тыс. ккал/ч
температура кипения, °С (без знака минус)
способ обогрева генератора
способ охлаждения конденсатора

Для обозначения *способа обогрева* генератора используют римские цифры: I — при обогреве паром; II — при обогреве горячей водой; III — при обогреве парогазовыми смесями.

Для обозначения *способа охлаждения* конденсатора используют буквы: К — при охлаждении водой; В — при охлаждении воздухом.

Условное обозначение воздушных турбокомпрессорных холодильных машин*** имеет следующую структуру:

* ГОСТ 17549—72.
** ОСТ 26.03-286—77.
*** ОСТ 26.03-2009—77.



Модификации обозначают арабскими цифрами.

Для обозначения *типа машины* используют следующие сочетания: ТХМ1 — машина с разомкнутым регенеративным циклом; ТХМ3 — машина с замкнутым регенеративным циклом.

Для обозначения *наличия регулирования* холодопроизводительности используют цифры: 1 — при наличии регулирования; 0— при отсутствии регулирования.

Расчетные режимы

Испытания холодильных машин с целью определения их параметров проводят при работе в определенных режимах. Это позволяет сравнивать между собой однотипные машины по различным показателям. Кроме того, эти режимы служат расчетными при проектировании. Расчетные (спецификационные, номинальные, сравнительные) режимы всех выпускаемых промышленностью холодильных машин оговорены в технической документации на эти машины и только для отдельных типов холодильных машин расчетные режимы установлены отраслевыми стандартами.

Для одноступенчатых холодильных машин общего назначения с бессальниковыми компрессорами, работающих на R22, ОСТ 26.03-702—78 устанавливает два следующих расчетных режима. Для высокотемпературного исполнения: температура проточной охлаждающей воды +20°С; расход охлаждающей воды — в зависимости от холодопроизводительности машины (таблица приведена в ОСТе); температура охлажденной воды +2°С. Для среднетемпературного исполнения: первые два параметра те же; температура охлажденного хладоносителя (водный раствор хлористого кальция с концентрацией 0,2 кг/кг) — минус 10°С.

Для абсорбционных водоаммиачных холодильных машин установлено (ОСТ 26.03-286—71) четыре расчетных режима, которые характеризуются параметрами, представленными в табл. I—6.

Таблица I—6. *Значения параметров в расчетных режимах абсорбционных водоаммиачных холодильных машин*

Параметр	Расчетный режим			
	I	II	III	IV
Температура кипения в испарителе, °С	—5	—15	—25	—45
Температура конденсации, °С				
при водяном охлаждении конденсатора	35	35	35	35
при воздушном охлаждении конденсатора	48	48	48	48

Параметры, характеризующие расчетные режимы абсорбционных бромистолитиевых хо-

Таблица I—7. *Значения параметров в расчетных режимах абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин*

Параметр	Регенерация растворов	
	одноступенчатая	двухступенчатая
Температура воды, °С		
охлажденной	7	7
охлаждающей	26	26
греющей	120	180—190
Давление греющего пара		
МПа	0,147—0,166	0,785
кгс/см²	1,5—1,7	8
Расход в расчете на 1,16 кВт (на 1000 ккал/ч) производимого холода, м³		
охлажденной воды	0,20	0,20
охлаждающей воды		
при последовательной подаче	0,25	0,20
при параллельной подаче	0,40	0,32
греющей воды	0,08	0,54
греющего пара	0,0028	0,0019

лодильных машин (ОСТ 26.03-1230—75), представлены в табл. I—7.

В соответствии с ОСТ 26.03-2009—77 для воздушных турбокомпрессорных холодильных машин в зависимости от типа машины принято два расчетных режима, характеризуемых параметрами, представленными в табл. I—8.

Таблица I—8. *Значения параметров в расчетных режимах воздушных турбокомпрессорных холодильных машин*

Параметр	ТХМ 1	ТХМ 3
Температура, °С		
охлажденного воздуха	—80	—170
окружающего воздуха	20	—
охлаждающей воды	—	20
Влагосодержание окружающего воздуха, кг/кг	11,7	—
Давление окружающего воздуха		
МПа	0,1	0,1
мм рт. ст.	750	750

Расчетные, пробные и испытательные давления. При конструировании и производстве холодильных машин используют расчетные, пробные и испытательные давления, устанавливаемые для холодильных машин в целом и для различных их элементов в зависимости от реальных условий работы с учетом требований безопасности.

Расчетное давление ($p_{рас}$) — максимальное (избыточное) давление, которое может возникнуть при работе и стоянке холодильной машины. Это давление используется при расчете на прочность элементов холодильной машины.

Пробное (гидравлическое) давление ($p_{гд}$) — избыточное давление, при котором производится проверка прочности.

Испытательное (пневматическое) давление ($p_{пн}$) — избыточное давление, при котором производится контроль плотности (герметичности).

Термины «гидравлическое» и «пневматическое» носят условный характер и не определяют методики испытаний.

Значения расчетных, пробных и испытательных давлений для холодильного оборудования холодопроизводительностью свыше 3,5 кВт (3 000 ккал/ч) установлены ОСТ 26.03-639—78*. Величины давлений назначены в зависимости от исполнения оборудования согласно ГОСТ 15150—69: исполнение У для районов с умеренным климатом, исполнение Т для районов с тропическим климатом, исполнение ОМ для судов с неограниченным районом плавания. Расчетные, пробные и испытательные давления представлены в табл. I—9.

Рабочие схемы, конструкции

В холодильных машинах помимо основных элементов (компрессоры, конденсаторы, испарители, дросселирующие органы, эжекторы, кипятильники, абсорберы, детандеры, регенераторы и др.) используют вспомогательные, такие как промежуточные сосуды и другие теплообменники, ресиверы, фильтры, осушители, воздухо- и маслоотделители, дефлегматоры, жидкостные насосы, вентиляторы, запорные и переключающие вентили, приборы защиты и автоматики.

Рабочие схемы холодильных машин отличаются большим разнообразием. Типичные принципиальные схемы холодильных машин различных типов приведены в соответствующих главах настоящего справочника. Рабочие схемы холодильных машин можно найти в специальной литературе [10, 20, 27, 40, 43—44] и в технической документации на конкретные марки машин.

Конкретные конструкции различных холодильных машин, а также их узлов и деталей описаны в соответствующих главах настоящего справочника, в справочниках «Холодильные компрессоры», «Малые холодильные установки и холодильный транспорт» данной серии и в специальной литературе.

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Классификация. Области применения

Классификация тепловых насосов в основном аналогична классификации холодильных машин.

---

* Этот стандарт не распространяется на воздушные турбохолодильные, пароэжекторные, абсорбционные бромистолитиевые машины; на абсорбционные водоаммиачные машины при температуре греющей среды выше 150°С, а также на парокомпрессионные поршневые машины с компрессорами по ГОСТ 6492—76. Значения давления для этих типов машин установлены соответствующими нормативными документами.

Таблица 1—9. *Расчетные, пробные и испытательные давления для холодильного оборудования по ОСТ 26.03-639—78*

Холодильный агент	Исполнение																	
	У						Т						ОМ (в том числе подведомственных Регистру СССР)					
	$p_{рас}=p_{пн}$		$p_{гд} \approx \approx 1{,}3p^{*}_{рас}$		$p_{гд} \approx \approx 1{,}5p^{**}_{рас}$		$p_{рас}=p_{пн}$		$p_{гд} \approx \approx 1{,}3p^{*}_{рас}$		$p_{гд} \approx \approx 1{,}5p^{**}_{рас}$		$p_{рас}=p_{пн}$		$p_{гд} \approx \approx 1{,}3p^{*}_{рас}$		$p_{гд} \approx \approx 1{,}5p^{**}_{рас}$	
	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²
R12, R12B1, R142																		
сторона высокого давления	1,6	16	2,0	20	2,4	24	1,8	18	2,4	24	2,8	28	1,2	12	1,6	16	2,0	20
сторона низкого давления	1,2	12	1,6	16	2,0	20	1,2	12	1,6	16	2,0	20	1,2	12	1,6	16	2,0	20
R22, R717, пропан, пропилен																		
сторона высокого давления	2,0	20	2,8	28	3,0	30	2,2	22	3,0	30	3,5	35	2,1	21	2,8	28	3,5	35
	1,8***	18***	2,4	24	2,8	28	2,0***	20***	2,8	28	3,0	30	—	—	—	—	—	—
сторона низкого давления	1,6	16	2,0	20	2,4	24	1,6	16	2,0	20	2,4	24	1,6	16	2,0	20	2,4	24
R502																		
сторона высокого давления	2,0	20	2,8	28	3,0	30	2,3	23	3,0	30	3,5	35	2,0	20	2,8	28	3,0	30
	1,8***	18***	2,4	24	2,8	28	2,0***	20***	2,8	28	3,0	30	—	—	—	—	—	—
сторона низкого давления	1,6	16	2,0	20	2,4	24	1,6	16	2,0	20	2,4	24	2,0	20	2,8	28	3,0	30
R13B1																		
сторона высокого давления	2,3	23	3,0	30	3,5	35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
сторона низкого давления	2,0	20	2,8	28	3,0	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
R13, этан, этилен	2,0	20	2,8	28	3,0	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

* Для кованых, штампованных и сварных деталей и сборочных единиц.
** Для литых деталей и сборочных единиц, а также для изделий, подведомственных Регистру СССР
*** Допускается при условии, что давление насыщенных паров холодильного агента не превышает пр эксплуатации и испытаниях указанной величины.

Тепловые насосы используют для отопления зданий (особенно при круглогодичном кондиционировании воздуха), для горячего водоснабжения и различных технологических нужд. Широкое применение находят тепловые насосы в технике опреснения и выпаривания водных растворов [32, 34].

Иногда одно и то же оборудование используют и как холодильную машину, и как тепловой насос (одновременное обслуживание искусственного катка и плавательного бассейна; охлаждение и пастеризация молока на молокозаводах [19] и др.). Наиболее благоприятны условия одновременного получения теплоты и холода там, где отношение потребности в них близко к отношению теплопроизводительности теплонасосного цикла к холодопроизводительности. Если это условие не соблюдено, возникает необходимость применения дополнительных аккумуляторов холода или подогревателей.

Часто с помощью одного и того же оборудования производят теплоту или холод в зависимости от времени года. Так, большинство теплонасосных установок применяют для кондиционирования воздуха в летнее время.

Некоторые абсорбционные установки специально предназначены для совместного получения теплоты и холода. В этом случае абсорбционные машины имеют следующие преимущества перед компрессионными: при одинаковой холодопроизводительности количество теплоты, отводимой в конденсаторе и абсорбере, примерно вдвое больше, чем в конденсаторе компрессионной машины; для получения высокой температуры теплой воды не требуется повышенного давления конденсации.

За рубежом получили значительное распространение теплонасосные установки для обслуживания небольших одноквартирных домов и отдельных комнат. Обычно эти установки очень компактны, в них используют в качестве источника теплоты низкого потенциала наружный воздух. Однако такие установки малоэкономичны.

Кроме того, тепловые насосы применяют в установках для сушки зерна [15], в системах тепло- и холодоснабжения чайных фабрик [17], в установках горячего водоснабжения бань [21] и др.

Основы теории и расчета

Для тепловых насосов, потребляющих механическую или электрическую энергию, величиной, характеризующей эффективность, является коэффициент преобразования, т. е. отношение полученной теплоты к затраченной работе: $\mu = Q/L > 1$.

Примерные значения действительных коэффициентов преобразования компрессионных тепловых насосов приведены ниже.

Отопительные системы с радиаторами	2,2—3,8
Низкотемпературные системы отопления (температура воды 45°С)	3,5—5,9
Системы для получения горячей воды (70°С) при использовании воды из естественных источников	2,2—3,8
Системы для получения горячей воды с использованием теплой отработавшей воды	3,0—7,0
Системы для подогрева воды в плавательных бассейнах	4,0—7,0
Выпарные установки для труднокипящих растворов	5,0—9,0
Выпарные установки для легкокипящих растворов, опреснительные и сушильные установки	10,0—25,0

Для тепловых насосов, потребляющих энергию в виде теплоты, энергетическую эффективность определяют с помощью теплового коэффициента $\xi = Q/Q_з$.

Эффективность действительного цикла теплового насоса (степень приближения к идеальному) определяют при помощи коэффициента $\eta = \mu_д/\mu_C$, где $\mu_C = (1 - T_{о.ср}/T)^{-1}$ — коэффициент преобразования обратного цикла Карно; T — температура верхнего источника теплоты.

Характерной особенностью тепловых насосов является их меньшая чувствительность к необратимым потерям по сравнению с холодильными машинами. Это объясняется тем, что потери эксергии частично или полностью передаются источнику теплоты высокого потенциала (потребителям) [34].

В технике наиболее распространены теплонасосные установки, циклы которых протекают в основном в области насыщения. Схема такой установки и соответствующий цикл показаны на рис. 1—7.

Действительные циклы теплового насоса имеют такие же отклонения от теоретических, как и действительные циклы паровых холодильных машин. Однако в тепловых насосах соотношение между потерями может быть иным, чем в холодильных машинах. Так, в тепловом насосе можно осуществить почти полное переохлаждение жидкости (до темпе-

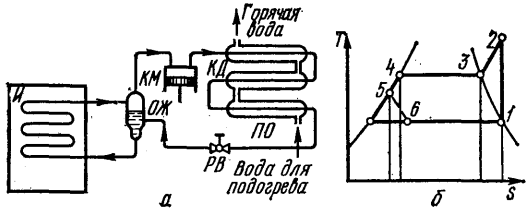


Рис. I—7. Тепловой насос:

а — схема; *б* — теоретический цикл, *КМ* — компрессор; *КД* — конденсатор; *И* — испаритель; *РВ* — регулирующий вентиль; *ОЖ* — отделитель жидкости; *ПО* — переохладитель.

ратуры, близкой к $T_{о.ср}$), что резко уменьшает долю потерь от дросселирования.

Коэффициент преобразования теоретического цикла (см. рис. I—7) может быть вычислен по формуле $\mu_т = (i_2 - i_5)/(i_2 - i_1)$.

При расчете действительного коэффициента преобразования необходимо учитывать своеобразие тепловых насосов, состоящее в том, что ряд потерь от необратимости приводит не только к увеличению затрат работы, но и к некоторому повышению полезной теплопроизводительности.

Если считать, что индикаторные потери компрессора переходят в полезную теплопроизводительность, то действительный коэффициент преобразования можно определить по формуле $\mu_д = [\mu_т + (1/\eta_{инд} - 1)]\ \eta_{инд} \times \times \eta_{мех}\ \eta_{эл}$.

Кроме того, $\mu_д$ можно оценить с помощью обобщенной полуэмпирической зависимости [32] $\mu_д = 0{,}74 T_{кип}/(T_к - T_{кип}) - (0{,}0032 \times \times T_{кип} + 0{,}765\ T_{кип}/T_к) + 0{,}9$.

Значения $\mu_д$, подсчитанные по этой формуле, показаны на рис. I—8.

Обобщение данных испытаний показывает, что для малых фреоновых тепловых насосов степень приближения к обратному циклу Карно не превышает 0,3—0,4, в то время как для крупных современных тепловых насосов она достигает 0,6—0,65. Для крупных турбокомпрессорных установок степень приближения к идеальному циклу ориентировочно имеет следующие значения при теплопроизводительности (в кВт):

От 200 до 1000	0,45—0,55
От 1000 до 3000	0,55—0,60
Свыше 3000	0,60—0,65

В тепловых насосах, так же как и в холодильных машинах, целесообразно использовать циклы с внутренней регенерацией теплоты в тех случаях, когда при этом увеличивается величина коэффициента преобразования μ [14, 32].

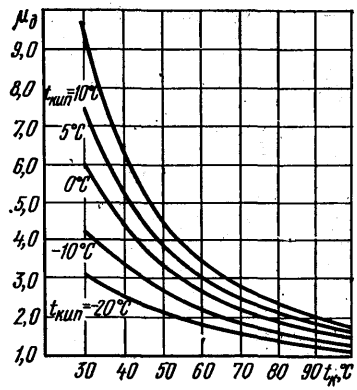


Рис. I—8. Действительный коэффициент преобразования тепловых насосов с поршневыми фреоновыми компрессорами в зависимости от температур кипения и конденсации.

При проектировании систем отопления помещений с помощью теплового насоса важное значение имеет выбор теплопроизводительности с учетом покрытия пиковой части нагрузки за счет прямого электрообогрева. Для климатических зон СССР теплопроизводительность теплового насоса следует выбирать в пределах 0,5—0,75 от максимальной расчетной отопительной нагрузки.

Тепловые насосы имеют энергетическое преимущество перед прямым электрообогревом. Только при очень низкой стоимости электроэнергии и непродолжительном отопительном сезоне прямой электрообогрев оказывается экономически более выгодным.

Теплоснабжение с помощью тепловых насосов с энергетической точки зрения, как правило, не может конкурировать с ТЭЦ даже при использовании источников теплоты сравнительно высокого потенциала. Однако в районах, недоступных или неудобных для транспортировки теплоты от ТЭЦ, применение тепловых насосов может оказаться целесообразным. При сравнении отопления с помощью тепловых насосов с отоплением от котельных используют коэффициент экономии топлива[1]

$$\zeta = \eta_{сl}\mu_д\eta_{эл}/\eta_{кт}\eta_{тс},$$

[1] В последние годы разрабатывается проблема создания предприятий нового типа в виде теплонасосных станций взамен районных котельных в крупных городах («Теплоэнергетика», 1978, № 4, с. 11—28).

По предварительным расчетам создание

где η_e — эффективный КПД теплосиловой установки, вырабатывающей электроэнергию; $\eta_{эл}$ — коэффициент, учитывающий потери в понижающем трансформаторе и в электросети; $\eta_{кт}$ — КПД отопительной котельной установки; $\eta_{тс}$ — коэффициент, учитывающий потери в тепловой сети.

Экономия топлива имеет место при $\zeta > 1$. Это условие выполняется (при средних значениях $\eta_e = 0{,}33$, $\eta_{эл} = 0{,}95$, $\eta_{кт} = 0{,}65$, $\eta_{тс} = 0{,}89$) если $\mu_д > 2{,}2$.

Коэффициент экономии топлива может достигать 1,8 при использовании в отопительной системе теплоносителя с температурой 50°С и источников теплоты низкого потенциала с плюсовой температурой.

Температура теплоносителя около 50°С характерна для систем лучистого (панельного) отопления в отличие от систем радиаторного отопления, где температура теплоносителя обычно составляет 80—85°С). При работе теплового насоса с лучистой системой отопления действительный коэффициент преобразования теплового насоса в 1,5—2 раза выше, чем при работе с радиаторной системой. Система лучистого отопления, кроме того, характеризуется металлоемкостью 0,26—0,7 кг на 1 кВт теплопроизводительности (металлоемкость обычной радиаторной системы составляет около 2 кг на 1 кВт теплопроизводительности).

Единовременные затраты на оборудование отопительных теплонасосных установок примерно вдвое больше, чем систем отопления от котельных. Эксплуатационные расходы на теплонасосную установку обычно ниже, чем на котельную.

Экономически более оправданы системы, в которых тепловой насос летом используют для кондиционирования воздуха. При этом почти вдвое увеличивается число часов работы установки в течение года, значительно сокращаются сроки окупаемости оборудования.

В общем случае выбор той или иной системы отопления осуществляют на основе технико-экономических расчетов.

Рабочие вещества

К рабочим веществам тепловых насосов предъявляют те же основные требования, что и к холодильным агентам. Верхний температурный уровень тепловых насосов выше, чем в холодильных машинах, поэтому для того, чтобы обеспечить стабильность рабочего вещества и невысокие давления конденсации, в тепловых насосах применяют, как правило, R11, R113, R142 (хотя известны случаи использования R12 и R717). Кроме использования чистых веществ возможно применение азеотропных и неазеотропных смесей. Фазовые переходы неазеотропных смесей происходят при переменной температуре, что может способствовать уменьшению потерь в процессах теплообмена между рабочим веществом и водой или воздухом при их охлаждении или нагреве.

Использование смеси R12 с R142 позволяет значительно увеличить теплопроизводительность компрессора при сравнительно невысоких давлениях конденсации; использование смеси R142 с R143 — повысить на 12—15% коэффициент преобразования теплового насоса и довести эксплуатационную температуру горячей воды на выходе из конденсатора кожухозмеевикового типа до 60°С при давлении конденсации, не превышающем 1,6 МПа. Положительные результаты получены при использовании смеси R11 и R142 в верхнем теплонасосном каскаде с целью получения воды из конденсатора температурой около 90°С при давлении конденсации всего 15 кПа [1].

К недостаткам использования неазеотропных смесей следует отнести повышение на 20—30% сопротивления теплоотдаче при фазовых переходах, а также необходимость введения эксплуатационного контроля состава смеси.

Применять воздух в качестве рабочего вещества для реализации цикла теплового насоса невыгодно из-за значительных необратимых потерь. Вместе с тем целесообразно утилизировать теплоту, получаемую в больших количествах при работе воздушных холодильных машин. Так, машина ТХМ1-25 одновременно производит холодный (—80°С) и горячий (110°С) воздух в количестве 1 кг/с. Утилизация теплоты при работе воздушных холодильных машин позволяет снизить себестоимость производимого холода примерно на 20% [35].

В технике опреснения и выпаривания водных растворов применяют тепловые насосы, в которых рабочим веществом служит вода. Для них характерны высокие значения коэффициента преобразования (см. с. 20). Это объясняется тем, что цикл теплового насоса используется для поддержания небольшой разности температур между кипящим раствором и конденсирующимся паром (более под-

---

теплонасосных станций позволит получить экономию топлива около 30%, значительно уменьшить загрязнение воздуха и реально способствовать полезному выравниванию графика потребления электроэнергии.

робные сведения см. в специальной литературе [18, 32]).

Источники теплоты низкого потенциала

Воздух. К особенностям использования атмосферного воздуха относятся переменная его температура (наиболее низкая приходится на период максимальной отопительной нагрузки) и низкие значения коэффициента теплоотдачи. Последнее заставляет увеличивать поверхность испарителя или разность температур путем снижения температуры кипения (при этом ухудшаются энергетические и экономические характеристики установки). При температуре кипения ниже 0°С на поверхности испарителя образуется иней, что затрудняет процесс теплопередачи. При использовании воздуха в качестве источника теплоты коэффициент преобразования, как правило, не превышает 2,5.

Несмотря на это воздух благодаря удобству работы с ним широко используют в небольших установках круглогодичного кондиционирования. Такие установки из-за значительных колебаний наружной температуры снабжают дополнительными электронагревателями, которые включают в периоды пиковых нагрузок.

Вода. Удобным источником теплоты является вода. Она обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи. Воду из городского водопровода использовать неэкономично. Водные источники, выходящие из сравнительно глубоких слоев почвы, имеют температуру, близкую к среднегодовой. Это выгодно отличает воду от воздуха и обеспечивает высокое среднегодовое значение коэффициента преобразования. Наиболее целесообразно использовать отходы теплой воды тепловых электростанций, воду, откачиваемую из шахт, а также естественные горячие источники. Вода рек, озер, морей также может быть использована, однако при этом необходимо тщательно изучить температурный режим водоема в течение года, принимая во внимание опасность обмерзания стенок испарителя в зимний период. Следует учитывать расход энергии на циркуляционные насосы, который достигает иногда 15—20% от расхода энергии в компрессоре теплового насоса.

Грунт. В качестве естественного источника теплоты для зимнего отопления и летнего кондиционирования применяют грунт. Наиболее перспективны установки круглогодичного кондиционирования, использующие сезонную аккумулирующую способность грунта. Змеевики, заложенные в грунт, в зависимости от сезона выполняют роль испарителя или конденсатора. Их углубляют в землю ниже уровня, на котором сказывается влияние суточных изменений температуры. Условия теплоотдачи в грунте зависят главным образом от его влажности. Практика показывает, что в установках с использованием грунта в качестве источника теплоты коэффициент преобразования достигает 2,2—3,2 в зависимости от внешних условий.

Важным параметром любого источника теплоты низкого потенциала является его общая теплоемкость. При малой общей теплоемкости приходится снижать температуру кипения рабочего вещества для получения достаточного количества теплоты от источника, температура которого заметно снижается в процессе теплообмена, в то время как температура кипения обычно остается постоянной. Использование источника теплоты с малой общей теплоемкостью и с высокой температурой может стать энергетически равнозначным использованию источника с большей общей теплоемкостью и с более низкой температурой или даже менее выгодным.

Использовать ограниченные по общей теплоемкости высокотемпературные источники теплоты можно лишь при сравнительно небольшой теплопроизводительности. При работе с ограниченными по общей теплоемкости источниками теплоты целесообразны в термодинамическом отношении циклы с переменной температурой кипения рабочего вещества (неазеотропные смеси).

Рабочие схемы. Конструкции

В типичной схеме теплонасосной установки (рис. I—9) теплота последовательно переходит от воды к рабочему веществу (в испарителе), затем вновь к воде (в конденсаторе) и, наконец, к воздуху (в кондиционере). Эта же установка может работать в режиме кондиционирования воздуха. Путь теплоты при этом меняется на обратный. Для перевода установки из одного режима работы в другой переключают соответствующие вентили *1—6*.

Тепловой насос, работающий по каскадной схеме, показан на рис. I—10. В нижней ветви каскада можно использовать холодильные агенты среднего давления (R717, R12, R22), в верхней ветви — R12B1 либо смеси того или иного состава. Такой насос был успешно применен для охлаждения и пастеризации молока [1]. В верхней ветви каскада циркулировала смесь R142 и R11.

На рис. I—11 показаны расчетные значения коэффициента преобразования верхней ветви каскада $\mu_{в.в}$, холодильного коэффициента $\varepsilon_{н.в}$ нижней ветви в зависимости от темпе-

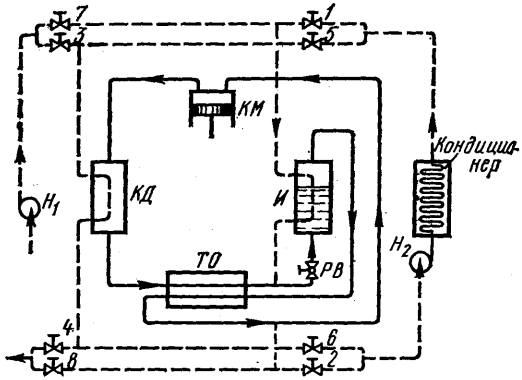


Рис. I—9. Установка зимнего отопления и летнего кондиционирования:

1—8 — вентили для сезонного переключения (при зимнем отоплении *1—4* закрыты, *5—8* открыты); H_1, H_2 — насосы; остальные обозначения те же, что на рис. I—7.

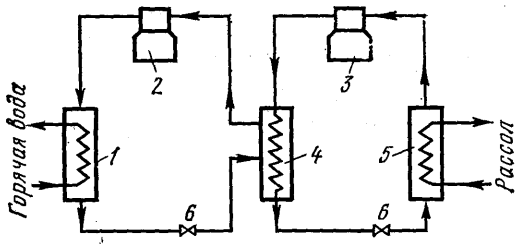


Рис. I—10. Каскадная схема теплового насоса:

1 — конденсатор; *2* — компрессор верхней ветви; *3* — компрессор нижней ветви; *4* — конденсатор-испаритель; *5* — испаритель, *6* — регулирующие вентили.

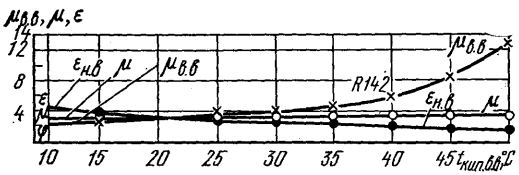


Рис. I—11. Зависимость коэффициентов μ, $\mu_{в.в}$, $\varepsilon_{н.в}$ от температуры кипения R142 (температура кипения в испарителе нижней ветви —20°С, температура конденсации в верхней ветви 85°С, разность температур в конденсаторе-испарителе 5°С).

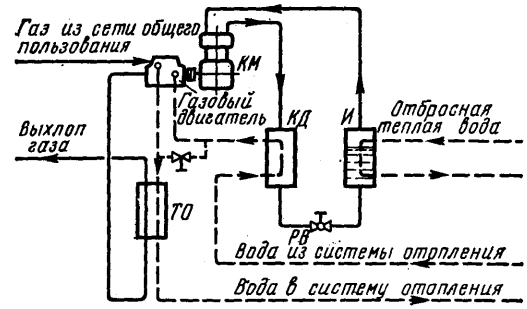


Рис. I—12. Теплонасосная установка с газомоторным приводом:

ТО — теплообменник, остальные обозначения те же, что на рис. I—7.

ратуры кипения R142 (в смеси с R11), а также значения $\mu = (Q_{н.в} + Q_{в.в})/(N_{н.в} + N_{в.в})$.

Большие возможности для экономии топлива создаются при использовании тепловых насосов с автономными тепловыми двигателями. Принцип работы таких насосов понятен из схемы, показанной на рис. I—12. Такая схема была применена в установке теплоснабжения одной из бань г. Ленинграда [21]. Эта установка теплопроизводительностью около 200 кВт служила для получения горячей воды при температуре 65°С. В качестве оборудования были применены газовые двигатели типа УГА 26/28, компрессоры типа 2АВ с комплектующей аппаратурой. В установке полезно использовали теплоту сбросных вод, водяных рубашек двигателей, выхлопных газов. Источником теплоты низкого потенциала служила промывочная (отбросная) вода после ее использования в теплообменнике для подогрева входящей водопроводной воды. Кроме теплового насоса, использовали обычные газовые котлы, дополнительно подогревающие воду до эксплуатационной температуры (80—85°С).

По аналогичному принципу работает установка для фабрики искусственного волокна [34]. Автономным двигателем в данном случае является паровая теплофикационная турбина, отработавший пар которой используется для отопления, а работа целиком расходуется на привод теплового насоса (рис. I—13).

Технологическая схема установки для одновременного получения теплоты и холода показана на рис. I—14. Установка предназначена для небольших молочных предприятий и молочно-животноводческих ферм с производительностью около 1000 л молока в час [19]. Для получения воды температурой 85°С используют теплоту перегрева при сжа-

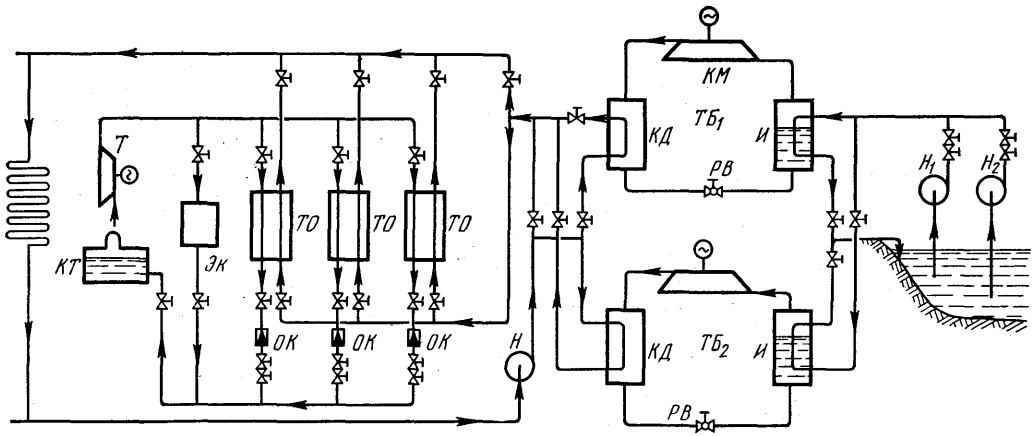


Рис. I—13. Теплонасосная установка с турбинным приводом и котлами для покрытия пиковой нагрузки:

Н — насос; H_1 — насосная группа для лета; H_2 — насосная группа для зимы, $ТБ_1$ и $ТБ_2$ — термоблоки; *КТ* — котел; *ЭК* — электрокотел; *ТО* — теплообменник; *Т* — теплофикационная турбина; остальные обозначения те же, что на рис. I—7.

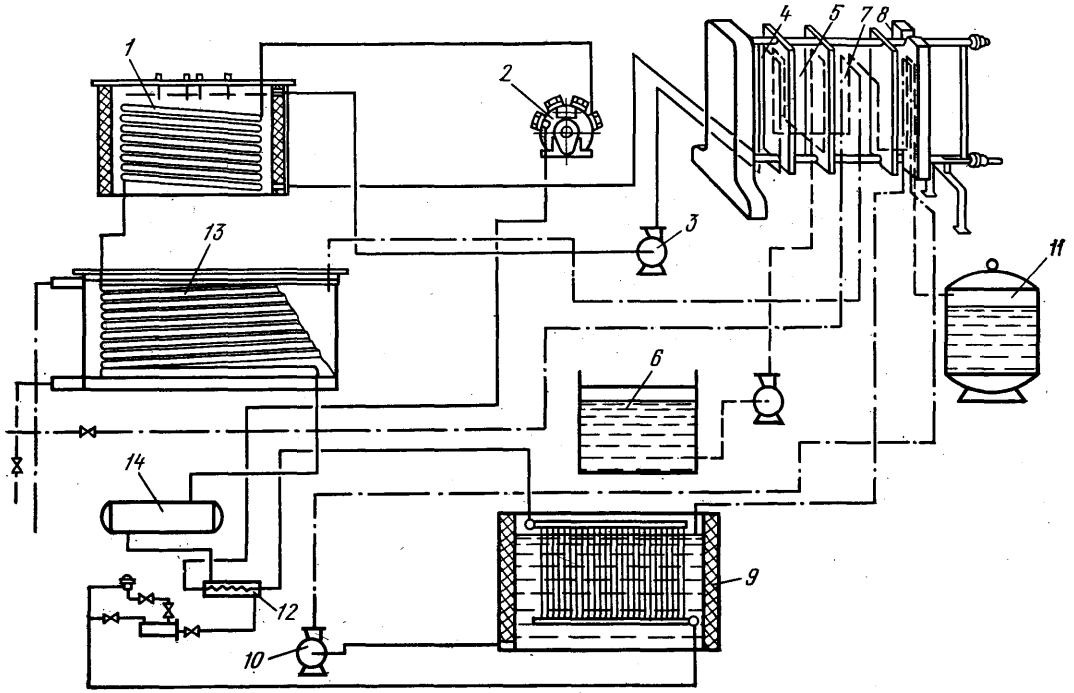


Рис. I—14. Теплонасосная установка для термообработки молока.

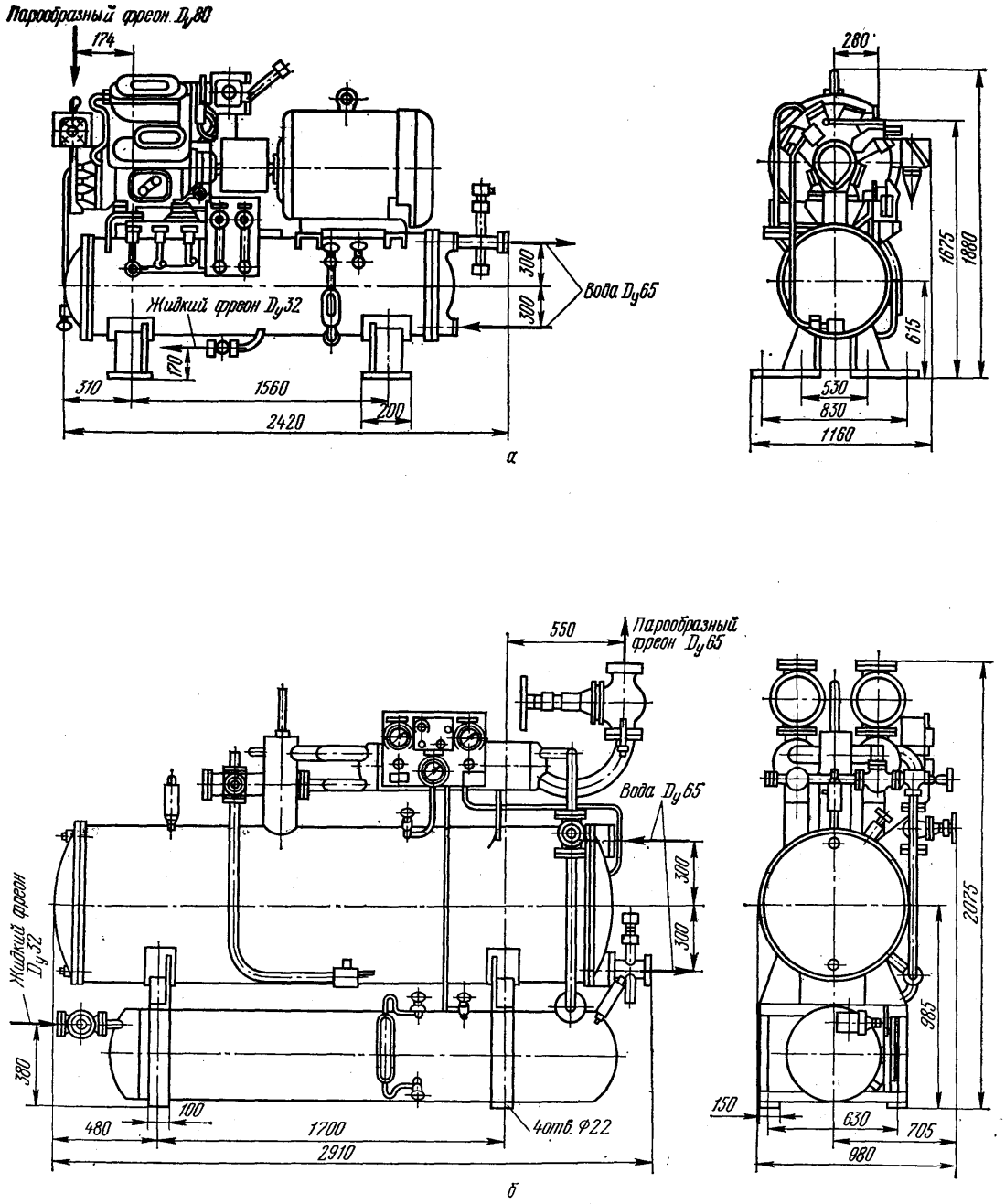


Рис. I—15. Тепловой насос НТ80:

а — компрессорно-конденсаторный агрегат; *б* — испарительно-ресиверный агрегат.

тии в компрессоре и дополнительный электроподогрев с помощью ТЭНов.

Установка создана на базе компрессорно-конденсаторного блока 2ФУУБС25, куда входят компрессор, водяной нагреватель для использования теплоты перегрева, змеевиковый конденсатор, ресивер 14, регулирующая станция с регенеративным теплообменником и приборами регулирования. В водяном нагревателе *1* используется теплота перегрева паров R12, сжатых в компрессоре *2*. Вода, дополнительно подогретая ТЭНами, подается насосом *3* в секцию пастеризации *4*, в которой молоко нагревается до 72—76°С. Горячее пастеризованное молоко в регенераторе *5* подогревает встречный поток молока из емкости *6*. После секции *5* молоко охлаждается водой в секции *7* и доохлаждается в секции *8* ледяной водой, циркулирующей через испаритель *9* с помощью насоса *10* и сливается в емкость *11*. Пар R12 после регенеративного теплообменника *12* всасывается компрессором *2*, сжимается и, пройдя нагреватель *1*, направляется в погружной конденсатор *13*. В баке конденсатора вода нагревается до 45—50°С и направляется на технологические нужды в количестве ~0,5 м³/ч. Около 50% от всего расхода электроэнергии приходится на непосредственный электроподогрев от ТЭНов, и тем не менее подобная установка оказывается экономически целесообразной, если используется не менее 2000 ч в году.

Теплонасосные установки могут быть созданы с применением стандартного холодильного оборудования, однако при этом часто возникают трудности, связанные с необходимостью обеспечить такие рабочие давления в установке, которые не превосходили бы максимально допустимых для применяемого оборудования. В связи с этим целесообразно создание специального оборудования, предназначенного для работы в теплонасосных установках. Для типовых условий целесообразно промышленное производство серийных комплексных тепловых насосов, включающих все оборудование, в том числе системы контроля и автоматического управления.

В СССР разработаны типовые конструкции тепловых насосов, предназначенных для теплоснабжения, хладоснабжения и теплохладоснабжения различных объектов и работающих по одноступенчатому циклу на R12 с регенеративным переохлаждением жидкости в теплообменнике. В режиме теплоснабжения насосы обеспечивают получение горячей воды с температурой от 45 до 58°С при температуре кипения и испарителе не ниже 6°С. Источником низкопотенциальной теплоты служит водопроводная, артезианская или геотермальная вода с температурой от 10 до 40°С. В режиме хладоснабжения эти же машины обеспечивают получение хладоносителя с температурой до —25°С при охлаждении конденсатора водой не выше 30°С.

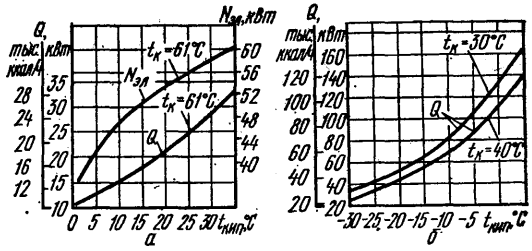


Рис. I—16. Зависимость холодопроизводительности (*а*), теплопроизводительности (*б*) и электрической мощности от температур кипения и конденсации для теплового насоса НТ80.

Тепловые насосы состоят из компрессорно-конденсаторных, испарительно-ресиверных агрегатов, станций переключений и щитов управления и сигнализации. Конденсаторы и испарители кожухотрубчатого типа. Работа тепловых насосов автоматизирована, однако переключение с режима теплоснабжения на режим хладоснабжения осуществляется вручную. Производительность регулируется ступенчато (100, 65, 50 и 30%) с помощью четырехскоростных электродвигателей.

Компрессорно-конденсаторный и испарительно-ресиверный агрегаты одного из типовых насосов (НТ80) показаны на рис. I—15, теплопроизводительность, холодопроизводительность и электрическая мощность в зависимости от температуры кипения и конденсации — на рис. I—16.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, B, C, a, b, c, d — постоянные величины;
C — теплоемкость, кДж/°С;
G, ΔG — массовый расход, кг/с;
$\overline{g}$ — относительный массовый расход;
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
j — номер произвольного промежуточного температурного уровня в многоступенчатой холодильной машине;
kF — теплопроходимость, кВт/°С;
$\overline{L}$, $\overline{l}$ — относительная удельная работа, кДж/кг;
N — мощность, кВт;
ΔN — расход энергии за цикл, кДж;
n — номер верхнего температурного уровня в многоступенчатой холодильной машине;
p — давление, МПа;
Q — холодопроизводительность, теплопроизводительность, тепловой поток, кВт;

ΔQ — количество холода, произведенное за цикл, кДж;
q — относительная холодопроизводительность, относительный тепловой поток, кДж/кг;
s — удельная энтропия, кДж/(кг·К);
T — абсолютная температура, К;
T — в формулах для цикличной работы постоянная времени, с;
t — температура, °С;
V — объемный расход, м³/с;
v — относительный удельный объем, м³/кг;
α, β — вспомогательные величины;
ε — холодильный коэффициент;
η — коэффициент, КПД;
ς — коэффициент экономии топлива;
μ — коэффициент преобразования;
ξ — тепловой коэффициент;
τ — время, с;

Нижние индексы:

1,2 — моменты включения и выключения компрессора при цикличной работе;

1, 2, 3, ..., $(j-2)$, $(j-1)$, j, $(j+1)$, ..., $(n-2)$, $(n-1)$ — порядковый номер коэффициента, температурного уровня, ступени сжатия, характерной точки в холодильном цикле;

1, 1.1, 2.2, $j.1$, $(j+1).2$, $n \cdot 2$ и другие индексы этого типа — номер точек в соответствии с рис. 1—3;

ад — адиабатный;
в.в — верхняя ветвь каскада;
гд — гидравлический;
д — действительный;
з — затраченный;
инд — индикаторный;
к — конденсация;
кип — кипение;
кт — котельная установка;
мех — механический;
н — нерабочий;
н.в — нижняя ветвь каскада;
ном — номинальный;
о — охлаждаемый объект, нижний источник теплоты;
об — охлаждаемый объект;
о.ср — окружающая среда, верхний источник теплоты;
пн — пневматический;
р — рабочий;
рас — расчетный;
ср — средний;
т — теоретический;
тс — тепловая сеть;
у — усложненный;
эл — электрический;
C — цикл Карно;
e — эффективный;
min — минимальный;
s_2 — хладоноситель на выходе из испарителя;
w_1 — охлаждающая среда на входе в конденсатор;
Δ — цикл с внешней необратимостью.

Верхние индексы:

I, II — первый и второй испаритель;
$'$ — обусловленный выкипанием в переохладителе;
$''$ — обусловленный выкипанием в промежуточном сосуде;
$*$ — нижний источник теплоты (кипение, хладоноситель на выходе из испарителя);
$**$ — верхний источник теплоты (конденсация, охлаждающая среда на входе в конденсатор).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аюпсв А. А. Установка для комплексного производства тепла и холода. — Холодильная техника, 1975, № 6, с. 10—13.

2. Бадылькес И. С. Рабочие вещества и процессы холодильных машин. М.: Госторгиздат, 1962, 280 с.

3. Бондарев В. Н. Исследование теплового насоса, работающего на смесях фреонов. — Холодильная техника, 1971, № 11, с. 13—16.

4. Быков А. В. Новые рабочие вещества низкотемпературных поршневых холодильных машин. — Холодильная техника, 1969, № 3, с. 6—11.

5. Быков А. В., Калниль И. М. Достижения холодильного машиностроения за годы Советской власти. — Холодильная техника, 1977, № 11, с. 26—31.

6. Быков А. В. Технико-экономические показатели низкотемпературных холодильных машин. — Холодильная техника, 1975, № 9, с. 6—12.

7. Быков А. В., Калниньш И. М. Технический прогресс в холодильном машиностроении. — Холодильная техника, 1972, № 7, с. 5—10.

8. Быков А. В. Энергетическая эффективность низкотемпературных холодильных компрессоров. — Холодильная техника, 1974, № 7, с. 12—15.

9. Быков А. В., Калниньш И. М., Розенфельд Л. М., Шмуйлов Н. Г. Экономия энергии — важнейшая задача прогресса холодильной техники. — Холодильная техника, 1974, № 10, с. 9—13.

10. Вайнштейн В. Д., Кантерович В. И. Низкотемпературные холодильные установки. М.: Пищевая промышленность, 1972, 350 с.

11. Вардосинидзе В. К., Везиришвили О. М. Теплонасосная установка для теплохолодоснабжения торгового центра в г. Сухуми. — Холодильная техника, 1972, № 12, с. 54—57.

12. Вейнберг Б. С. Температура камеры при цикличной работе холодильной машины. — Холодильная техника, 1971, № 8, с. 18—21.

13. Вейнберг Б. С. Температура конденсации при цикличной работе холодильной машины. — Холодильная техника, 1971, № 11, с. 23—26.

14. Вихорев Г. А. Метод расчета отопительной теплонасосной установки. — Холодильная техника, 1960, № 2, с. 22—24.

15. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в предприятиях торговли и общественного питания (обзор зарубежной техники). М.: Госторгиздат, 1958, 97 с.

16. Гоголин А. А. Оптимальные перепады температур в испарителях и конденсаторах холодильных машин. — Холодильная техника, 1972, № 3, с. 23—27.

17. Гомелиури В., Ратиани Г. Использование тепловых насосов на чайных фабриках. — Холодильная техника, 1958, № 4, с. 45—48.

18. Гохштейн Д. П. Использование отходов тепла в тепловых насосах. М.: Госэнергоиздат, 1955, 114 с.

19. Данилов Р. Л., Дедкова Г. А. Теплонасосная установка для пастеризации и охлаждения молока. — Холодильная техника, 1975, № 6, с. 7—9.

20. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки: Малые холодильные машины. М.: Пищевая промышленность, 1978, 416 с.; Малые холодильные установки. М.: Пищевая промышленность, 1979, 448 с.

21. Зысин В. А., Михалев Н. Н. Тепловой насос как средство экономии газообразного топлива. Труды ЛПИ им. М. И. Калинина, 1951, с. 25—29.

22. Калнинь И. М., Сухомлинов И. Я., Цирлин Б. Л., Чистяков Ф. М. К вопросу сравнения холодильных машин. — Холодильная техника, 1976, № 3, с. 11—13.

23. Калнинь И. М. Критерии эффективности холодильных систем. —Холодильная техника, 1978, № 5, с. 6—12.

24. Калнинь И. М., Лебедев А. А. Расчет характеристик и оптимизация компрессорных систем. — Холодильная техника, 1978, № 8, с. 13—22.

25. Карнаух М. С., Псахис Б. И. Определение оптимальных параметров абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. — Холодильная техника, 1974, № 6, с. 20—24.

26. Константинов Л. И. Математическое моделирование работы холодильных установок на переменных и нестационарных режимах. — Холодильная техника, 1975, № 4, с. 26—31.

27. Константинов Л. И., Мельниченко Л. Г. Судовые холодильные установки. М.: Пищевая промышленность, 1978, 448 с.

28. Коханский А. И., Юрьев С. Н. Расчет оптимальной теплообменной поверхности кожухотрубных конденсаторов. — Холодильная техника, 1978, № 9, с. 44—46.

29. Холодильные машины/ [Кошкин Н. Н. и др.] — М.: Пищевая промышленность, 1973, 512 с.

30. Ложкин А. Н. Трансформаторы тепла. М.: Машгиз, 1948, 199 с.

31. Мартыновский В. С. Анализ действительных термодинамических циклов. М.: Энергия, 1972, 215 с.

32. Мартыновский В. С. Тепловые насосы. М.: Госэнергоиздат, 1955, 191 с.

33. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов /под ред. В. М. Бродянского. — М.: Энергия, 1979, 288 с.

34. Мартыновский В. С., Мельцер Л. З. Тепловые насосы. В кн. Холодильная техника. Энциклопедический справочник Т. 3, М.: Госторгиздат, 1962, с. 428—445.

35. Мельцер Л. З. Утилизация тепла турбовоздушных холодильных машин. — Холодильная техника, 1975, № 10, с. 10—13.

36. Оносовский В. В., Крайнев А. А. Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термоэкономического анализа. — Холодильная техника, 1978, № 5, с. 13—20.

37. Розенфельд Л. М. Использование холодильных машин для нагревательных целей. Труды конференции по перспективам развития холодильной техники. М.: Госторгиздат, 1963, с. 8—9.

38. Розенфельд Л. М. и др. Опытная установка для теплофикации гидростанций с помощью холодильной машины. Холодильная техника, 1956, № 2, с. 5—11.

39. Розенфельд Л. М. Термодинамическая теория динамического отопления с помощью холодильной машины. ЖТФ, т. 22, вып. 8, 1952, с. 407—409.

40. Холодильные машины и аппараты. Каталог: ч. 2, М:, ЦИНТИхимнефтемаш, 1975, 105 с.; ч. 3, М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1976, 79 с.

41. Шостак В. П., Виршубский И. М. Оптимизация температуры конденсации в судовой компрессорной холодильной машине. Холодильная техника, 1975, № 7, с. 37—40.

42. Шумелишский М. Г. Эжекторные холодильные машины. М.: Госторгиздат, 1960, 160 с.

43. Щербин В. А., Гринберг Я. И. Холодильные станции и установки. М.: Химия, 1979, 376 с.

44. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины. М.: Пищевая промышленность, 1977, 368 с.

ГЛАВА II

АГРЕГАТИРОВАННОЕ ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В данной главе представлено оборудование, которое выпускают в виде специальных агрегатов, объединяющих в себе компрессор, теплообменные аппараты, арматуру, элементы автоматики и т. п. В зависимости от требований, предъявляемых потребителями, комбинации элементов, входящих в агрегатированное оборудование, могут быть различными.

В связи с тем, что холодильные машины постоянно совершенствуются и их конструкции непрерывно меняются, в справочнике приведены сведения о последних (в ряде случаев о предыдущих) моделях холодильного оборудования. В главе рассмотрены в основном поршневые холодильные машины (в отдельных случаях — машины, имеющие в своем составе наряду с поршневыми винтовые и ротационные компрессоры). Агрегатированные холодильные машины с центробежными и винтовыми компрессорами описаны в соответствующих главах справочника «Холодильные компрессоры» серии «Холодильная техника». Некоторые виды специализированных агрегатированных холодильных машин (судовые, торговые, транспортные, термоэлектрические и др.) рассмотрены и в других справочниках серии «Холодильная техника», а также в справочнике И. Х. Зеликовского, Л. Г. Каплана «Малые холодильные машины и установки»[1]. Холодильные машины других типов (абсорбционные, пароэжекторные и др.) описаны в соответствующих главах настоящего справочника.

Холодильным агрегатом называют конструктивное объединение нескольких основных элементов холодильной машины и связанных с ними вспомогательных устройств в единый блок.

Агрегатированной холодильной машиной называют конструктивное объединение всех элементов холодильной машины в один блок или в несколько блоков.

Агрегатирование холодильного оборудования в заводских условиях — важнейшее условие современного производства. Одним из главных преимуществ агрегатированных поставок является возможность упрощения рабочих операций и уменьшения объема работ при монтаже холодильной установки. Исключаются или значительно облегчаются такие работы, как изготовление элементов и сборка трубопроводов холодильного агента, испытание оборудования на герметичность, монтаж приборов автоматики, осушка системы, центровка компрессора с электродвигателем. При этом осуществление всех перечисленных операций в заводских условиях значительно дешевле. Не менее существенное преимущество — возможность выполнения монтажа агрегата в заводских условиях на более высоком качественном уровне, чем это позволяют условия монтажа объектов, особенно мелких. В результате повышается надежность работы, сокращаются расходы на эксплуатацию и в целом улучшается качество оборудования.

Заводское агрегатирование оборудования неизбежно выдвигает требование высокой степени унификации элементов агрегата, что не только приводит к дополнительному сокращению трудовых затрат на их производство, но и упрощает эксплуатацию агрегатов, поскольку снижается номенклатура запасных частей.

Важнейшая цель заводского агрегатирования — создание компактных конструкций, площади для размещения и обслуживания которых минимальны. Удельная площадь, приходящаяся на единицу холодопроизводительности агрегата, является одной из характеристик, определяющих его сравнительную эффективность. Как правило, только при заводском агрегатировании достигаются минимальные габаритные размеры агрегата путем использования вспомогательных элементов (трубопроводов, теплообменников и др.), выполненных специально для типовой компоновки агрегатов заданного ряда.

Агрегатирование в заводских условиях способствует типизации не только холодильного оборудования, выпускаемого заводами, но и проектов холодильных установок в целом.

[1] М.: Пищевая промышленность, 1978. — 416 с.; 1979. — 448 с.

КЛАССИФИКАЦИЯ, НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ МАШИН И АГРЕГАТОВ

По объему и видам оборудования, включенного в состав холодильных агрегатов, их разделяют на следующие основные виды: компрессорные агрегаты; компрессорно-конденсаторные агрегаты; компрессорно-испарительные агрегаты; аппаратные агрегаты; агрегатированные комплексные холодильные машины.

Компрессорные агрегаты состоят из компрессора с электроприводом и необходимых приборов автоматической защиты и визуального контроля. В зависимости от степени автоматизации, вида холодильного агента и типа компрессора компрессорные агрегаты могут включать в свой состав вспомогательную холодильную аппаратуру и арматуру, обеспечивающую отделение и возврат масла, подогрев масла или его охлаждение, разгрузку компрессора при пуске и др.

Компрессорные агрегаты применяют, как правило, в составе крупных холодильных установок, чаще всего непосредственного охлаждения, с широким диапазоном изменения холодопроизводительности. Наиболее широко распространены аммиачные компрессорные агрегаты средней и крупной производительности.

Компрессорные агрегаты используют также в установках с рассольной системой охлаждения и крупной теплообменной аппаратурой, когда к одному аппарату подключают несколько компрессоров, а также в сложных многоступенчатых низкотемпературных машинах, где большой объем оборудования затрудняет компоновку его в более сложные агрегаты.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты наряду с оборудованием, комплектующим компрессорный агрегат, включают в свой состав конденсатор. Агрегаты этого вида применяют чаще всего для работы с автономными системами непосредственного охлаждения (воздухоохладители, льдогенераторы и т. д.).

Компрессорно-испарительные агрегаты объединяют в своем составе компрессор с электроприводом, испаритель, вспомогательную аппаратуру, арматуру и приборы автоматической защиты, регулирования и визуального контроля. Назначение агрегатов — обеспечить работу автономных холодильных машин с конденсаторами воздушного охлаждения, вынесенными за пределы машинного зала, и жидкостными испарителями для охлаждения воды или рассола. Область распространения агрегатов ограничивается средней и крупной холодопроизводительностью. При использовании этих агрегатов достигается максимальное агрегатирование крупных холодильных машин, в том случае, если применение конденсаторов водяного охлаждения невозможно.

Аппаратные агрегаты широко распространены в холодильных машинах и установках крупной производительности, предназначенных как для охлаждения жидких хладоносителей, так и для систем непосредственного охлаждения. Существует большое количество разновидностей подобных агрегатов. Можно выделить три основных вида аппаратных агрегатов, применяемых в агрегатированных холодильных машинах:

конденсаторно-испарительные агрегаты, объединяющие в своем составе конденсатор, испаритель, регулирующую станцию, необходимую вспомогательную аппаратуру, арматуру и приборы и замыкающие в своем составе основные коммуникации жидкого холодильного агента; применение таких агрегатов характерно для крупных двухагрегатных холодильных машин с отдельным компрессорным агрегатом;

конденсаторно-регулирующие агрегаты, включающие в свой состав конденсатор, вспомогательную аппаратуру (теплообменники, ресивер, фильтры и т. п.), необходимую арматуру и приборы и регулирующую станцию; такие агрегаты применяют в крупных двухагрегатных холодильных машинах, предназначенных для обслуживания систем непосредственного охлаждения;

испарительно-регулирующие агрегаты, объединяющие в своем составе испаритель, регулирующую станцию, вспомогательную аппаратуру и приборы и (при необходимости) ресивер; в настоящее время испарительно-регулирующие агрегаты широко не применяют.

Агрегатированные комплексные моноблочные холодильные машины по степени заводской завершенности — наиболее совершенный вид агрегатированного холодильного оборудования. Машины крупной производительности применяют чаще всего для охлаждения жидких хладоносителей. Такие машины широко используют в системах кондиционирования воздуха, в продовольственных холодильниках, в химических производствах и т. п.

Агрегатированное оборудование, как и все виды холодильного оборудования, различают в зависимости от холодильного агента, вида компрессора, температурного диапазона работы и величины холодопроизводительности. При этом вид компрессорного оборудования в сочетании с заданной холодопроизводительностью или рабочей температурой кипения во многих случаях являются определяющими

факторами при выборе вида агрегатирования.

По конструктивному оформлению большинство холодильных агрегатов может быть отнесено к одной из двух групп:

рамные конструкции, объединяющим элементом которых является рама, на которой монтируют основное оборудование агрегата;

безрамные конструкции, в которых таким объединяющим элементом служит один из теплообменных аппаратов.

По диапазону рабочих температур кипения в отечественной практике принято следующее распределение областей применения холодильных агрегатов:

одноступенчатые холодильные машины, компрессорно-конденсаторные и компрессорные агрегаты работают при температурах кипения до —40°С при использовании фреонов и до —30°С при использовании аммиака;

двухступенчатые агрегаты и машины работают в диапазоне температур кипения от —25 до —55°С (R717) и от —40 до —70°С (R22);

каскадные фреоновые агрегаты и машины работают при температурах кипения от —65 до —90°С.

Компрессорные агрегаты

Компрессорные агрегаты выпускают, как правило, холодопроизводительностью свыше 16 кВт. Наиболее широко их используют при холодопроизводительности от 40 до 200 кВт.

Компрессорные агрегаты применяют как в одноступенчатых, так и в двухступенчатых и каскадных холодильных установках.

По характерным конструктивным особенностям компрессорные агрегаты (исключая агрегаты с центробежными и винтовыми компрессорами) разделяют на следующие основные группы:

одноступенчатые аммиачные агрегаты с поршневыми компрессорами (см. табл. II—3; рис. II—15, II—17, II—22);

одноступенчатые фреоновые агрегаты с поршневыми компрессорами (см. табл. II—7, II—11; рис. II—108, II—110);

одноступенчатые агрегаты с ротационными компрессорами (см. табл. II—3);

двухступенчатые агрегаты (см. табл. II—3; рис. II—25, II—28, II—30, II—32).

Агрегаты с винтовыми компрессорами при холодопроизводительности 350 кВт и более широко распространены как в одноступенчатых, так и в двухступенчатых машинах. Область применения агрегатов с ротационными компрессорами ограничивается в основном двухступенчатыми аммиачными холодильными машинами, где их используют в качестве ступени низкого давления. Этот вид агрегатов, как и двухступенчатые компрессорные агрегаты, рассмотрен в составе оборудования низкотемпературных холодильных машин.

Подавляющее большинство современных компрессорных агрегатов выполняют с непосредственным приводом от электродвигателя через эластичную муфту, и только некоторые фирмы в отдельных случаях (тяжелые условия эксплуатации, требующие снижения частоты вращения; привод от двигателя внутреннего сгорания и др.) используют клиноременную передачу.

Одноступенчатые аммиачные компрессорные агрегаты с поршневыми компрессорами выпускают как в комплекте с маслоотделителем и маслоперепускным устройством, обеспечивающими автоматический возврат масла в картер компрессора, так и без указанных аппаратов. Исполнение агрегатов с маслоотделителем характерно для современных отечественных конструкций. Исключение из состава агрегата устройств, обеспечивающих отделение и возврат масла, приводит к структурной однотипности аммиачных агрегатов с фреоновыми, выпускаемыми, за редким исключением, без внешнего маслоотделителя (во фреоновых поршневых компрессорах возврат масла обеспечивается непосредственно из всасывающей полости).

Сторона обслуживания компрессорного агрегата определяется конструктивными особенностями компрессора. Для крупных прямоточных компрессоров это — торцевая сторона, противоположная сальнику компрессора, на которую выводят запорные всасывающий и нагнетательный вентили. Для быстроходных непрямоточных компрессоров это — одна из боковых сторон агрегата. Монтаж приборов защиты и визуального контроля в компрессорных агрегатах осуществляют как путем объединения их в едином щите приборов, так и децентрализованно, с использованием свободных, доступных для обслуживания мест на раме агрегата и непосредственно на компрессоре. В последнем случае приборы защиты размещают на раме, а манометры — на общем щите или рампе, либо непосредственно на соответствующих штуцерах компрессора. Возможность объединения приборов на едином щите в значительной степени определяется производительностью компрессорного агрегата. В крупных компрессорных агрегатах размещение приборов на едином щите предпочтительно, так как это не усложняет их конструкцию и не затрудняет обслуживания компрессора. Исполнение агрегата с единым приборным щитом позволяет существенно упростить разводку кабеля, за-

щищает приборы от загрязнений и повреждений, повышает общую степень заводской готовности агрегата. Наибольший практический эффект достигается при включении в состав щита приборов блока управления агрегатом, что осуществлено в последних отечественных конструкциях компрессорных агрегатов на базе компрессоров П110 и П220.

Применение крупных компрессорных агрегатов в разветвленных схемах многокомпрессорных установок, предусматривающих автоматическую остановку компрессоров в зависимости от изменения потребной холодопроизводительности, вызывает необходимость в наличии обратного клапана на нагнетательном трубопроводе за компрессором. При автоматической остановке обратный клапан отсекает компрессор от коммуникаций и аппаратуры, находящихся под давлением конденсации. Таким образом, в течение всего периода стоянки компрессор находится под воздействием низкого давления, определяемого температурой кипения, что упрощает последующий автоматический пуск. Для аммиачных компрессоров такое решение обязательно еще и по требованиям безопасности. Кроме того, при этом исключается возможность конденсации паров холодильного агента в нагнетательной полости компрессора и в маслоотделителе, поэтому при наличии маслоотделителя с автоматическим возвратом масла в компрессор обратный клапан устанавливают за маслоотделителем.

Рамы компрессорных агрегатов выполняют стальными сварными или литыми чугунными. При использовании рам из стального проката (особенно, рам специального профиля), как правило, несколько снижается общая металлоемкость агрегата.

В крупных агрегатах в последнее время широко применяют железобетонные конструкции рам, дешевые в изготовлении, требующие минимального количества армирующего металлопроката и хорошо сочетающиеся архитектурно с выступающей цокольной частью фундамента, на который устанавливают агрегат. Некоторое увеличение общей массы агрегата в этом случае компенсируется соответствующим снижением массы фундамента. Снижение металлоемкости агрегата при использовании таких рам весьма существенно. Такие рамы позволяют также обеспечить наиболее свободный доступ к донной части компрессора и нижней части корпуса электродвигателя.

Муфты привода компрессора выполняют с упругим элементом, в качестве которого чаще всего применяют резиновые оболочки. Как правило, основным требованием, предъявляемым к конструкции муфты, является возможность разбора сальника компрессора без смещения электродвигателя, что часто заставляет вводить в конструкцию муфты съемные приставки. Массу и размеры металлических элементов муфты подбирают с учетом использования ее в качестве маховика. Для передачи мощности до 150 кВт (реже до 200) обычно применяют разрезные оболочки. Для передачи большей мощности целесообразно использовать неразрезные резино-кордные оболочки, гораздо более прочные, либо другие типы упругих муфт, например пальцевые. Применение электродвигателей с большим маховым моментом ротора, например двухскоростных, заставляет использовать такие муфты при мощности более 140 кВт.

Применение муфт с резиновыми и резино-кордными оболочками в агрегатах с поршневыми и ротационными компрессорами требует центровки валов компрессора и электродвигателя с выдержкой радиального смещения валов не более чем на 0,3 мм и перекосом (биением торцевых плоскостей) не более 0,3 мм на радиусе 120—130 мм.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты

Компрессорно-конденсаторные агрегаты применяют в холодильных установках, как правило, в тех случаях, когда испарительная часть из-за функциональных ее особенностей не может быть объединена в одном агрегате с остальным оборудованием и должна быть расположена на достаточном удалении от него.

При обслуживании низкотемпературного диапазона двухступенчатыми и каскадными установками компрессорно-конденсаторный агрегат оказывается основной разновидностью серийного оборудования, позволяющей построить унифицированный ряд при большом разнообразии испарительных систем. Такие низкотемпературные агрегаты по своим конструктивным особенностям существенно отличаются от основных разновидностей агрегатов, работающих по одноступенчатой схеме (они рассмотрены в составе низкотемпературных машин).

Компрессорно-конденсаторные агрегаты для одноступенчатых машин (см. табл. II—2, II—5, II—9) выпускают в широком диапазоне холодопроизводительности: от 0,5 до 200 кВт.

По роду охлаждения различают агрегаты с воздушным и водяным охлаждением.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты с воздушным охлаждением (см. рис. II—52, II—56, II—57, II—59) применяют в сравнительно узком диапазоне холодопроизводительности — в основном от 0,5 до 20 кВт. При бо́льших значениях производительности объединение воздушного конденсатора в одном агрегате с компрессором, как правило, нецелесообразно из-за крупных габаритов конденсатора и больших объемов прокачиваемого воздуха.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты с водяным охлаждением (см. рис. II—9, II—11, II—13, II—53, II—54, II—56, II—58, II—62, II—94, II—96, II—98, II—100, II—102) применяют во всем указанном выше диапазоне холодопроизводительности. При этом использование в качестве холодильного агента аммиака наряду с фреонами характерно для холодопроизводительности выше 50 кВт.

Конструктивные особенности воздушного конденсатора предопределяют общую компоновку агрегата на плоской опорной раме с расположением на ней компрессора, конденсатора и ресивера. Приборы защиты и контроля из-за небольших размеров таких агрегатов в единый блок не объединяют, а размещают на раме и корпусе ресивера. В состав малых агрегатов манометры в большинстве случаев вообще не вводят. Вентиляторы имеют автономные электродвигатели.

Компрессорно-конденсаторные агрегаты с водяным охлаждением выполняют чаще всего с верхним расположением компрессора и нижним расположением конденсатора. При этом в зависимости от холодопроизводительности агрегата и соответственно от размеров конденсатора компрессор устанавливают либо на раме (см. рис. II—53), которая служит опорой для конденсатора, либо на опорных конструкциях, смонтированных непосредственно на обечайке конденсатора (см. рис. II—102). Компрессорно-конденсаторные агрегаты включают в свой состав необходимую вспомогательную аппаратуру и коммуникации холодильного агента; фреоновые агрегаты с водяным охлаждением имеют в своем составе чаще всего и регенеративный теплообменник. Сведения о компрессорно-конденсаторных агрегатах с водяным охлаждением распространяются и на компрессорно-испарительные агрегаты, необходимость в которых обусловлена распространением водоохлаждающих установок при одновременном стремлении к сокращению потребления воды на холодильных станциях. Подобные агрегаты перспективны при холодопроизводительности свыше 80—100 кВт.

Аппаратные агрегаты

Аппаратные агрегаты крупных холодильных машин, предназначенных для охлаждения жидких хладоносителей, выполняют чаще всего в виде конденсаторно-испарительных агрегатов, которые включают наряду с основными теплообменными аппаратами регулирующую станцию, вспомогательную аппаратуру и необходимые приборы контроля, замыкая полностью в своем составе основные коммуникации жидкого холодильного агента (см. рис. II—48, II—84). Конструктивно аппаратные агрегаты выполняют чаще всего безрамными, с нижним расположением испарителя, опирающегося непосредственно на фундамент. Вспомогательную аппаратуру и трубопроводы жидкого холодильного агента размещают в свободном пространстве между испарителем и находящимся над ним конденсатором на обслуживаемой стороне агрегата. Приборы, комплектующие агрегат, объединяют, как правило, на приборном щите.

Аммиачные аппаратные агрегаты часто включают в свой состав отделители жидкости и маслоотделители и комплектуются, как правило, испарителем и конденсатором кожухотрубного типа.

Характерной особенностью фреоновых аппаратных агрегатов является наличие регенеративного теплообменника. Применение теплообменников змеевикового типа для агрегатов крупной производительности затруднено из-за необходимости выполнения значительных проходных сечений в полости жидкого холодильного агента. Поэтому для крупных конденсаторно-испарительных агрегатов характерно применение теплообменников кожухотрубного типа, хорошо вписывающихся в общую компоновку агрегата. Возврат масла из теплообменника в компрессор осуществляется либо захватом масла отсасываемым паром с последующим отделением его во всасывающей полости компрессора, либо непосредственно из нижней части теплообменника в картер. В последнем случае во избежание перетечек пара в картер на маслоотводной трубке теплообменника часто устанавливают перепускной клапан, открывающийся только при наличии над ним определенного столба масла.

Комплексные холодильные машины для охлаждения жидких хладоносителей

Такие машины используют для охлаждения воды, водных растворов хлористого кальция и других хладоносителей. Наиболее широко применяют водоохлаждающие машины.

По конструктивным особенностям агрегатирования рассматриваемую группу машин можно разделить на две основные разновидности: одноагрегатные и двухагрегатные машины. Область применения той или иной разновидности определяется холодопроизводительностью и типом компрессора, от которых зависят размеры и масса оборудования: для удобства транспортировки и эксплуатации крупные машины приходится расчленять на два агрегата. При использовании сравнительно тяжелых и крупногабаритных прямоточных поршневых компрессоров область применения одноагрегатных машин ограничена холодопроизводительностью 150—200 кВт. Использование быстроходных поршневых непрямоточных, а также винтовых компрессоров существенно расширяет область применения одноагрегатных машин (до стандартной холодопроизводительности порядка 500 кВт).

Одноагрегатные машины выполняют как рамной, так и безрамной конструкции.

Машины рамной конструкции выполняют как с размещением компрессора внизу (непосредственно на опорной части рамы и с расположением аппаратуры над компрессором или частично сбоку от него), так и с расположением компрессора над аппаратами либо посредине (между конденсатором и испарителем). По занимаемой площади последняя компоновка более предпочтительна. Для увеличения холодопроизводительности в одном агрегате без изменения типа используемого компрессора отдельные фирмы включают в состав машины два компрессора и более. Такое решение при использовании нескольких компрессоров с отдельными электроприводами позволяет также осуществить ступенчатое регулирование производительности машины автоматическим пуском и остановом отдельных компрессоров. Рамы машин выполняют как из фасонного проката, так и трубчатыми. Трубчатые конструкции рам встречаются в машинах малой и средней производительности. Недостатком рамной конструкции является некоторое утяжеление агрегата и в большинстве случаев затруднение обслуживания компрессора и электродвигателя. Кроме того, при верхнем расположении аппаратов расположение центра тяжести сравнительно высокое, что создает относительную неустойчивость конструкции.

Более рациональна безрамная конструкция агрегатированной машины с нижним расположением аппаратов и размещением компрессора, электродвигателя и щита приборов на аппаратах. Такая компоновка обеспечивает более удобный доступ к компрессору и электродвигателю. Для машин холодопроизводительностью в стандартном режиме до 100 кВт, конструкция которых позволяет расположить теплообменные аппараты один над другим, такая компоновка обеспечивает минимальную занимаемую площадь. Приборы защиты, управления и контроля объединяют в один или несколько щитов в зависимости от размеров и конструктивного оформления машины.

Фреоновые холодильные машины, как одно-, так и двухагрегатные, имеют в жидкостном трубопроводе осушитель, устанавливаемый перед приборами регулирования подачи холодильного агента в испаритель. Часто осушитель конструктивно объединяют с жидкостным фильтром. В испарителях фреоновых машин холодильный агент может кипеть в межтрубном пространстве (испарители межтрубного кипения) или внутри труб (испарители внутритрубного кипения). Последний тип испарителя наиболее распространен в водоохлаждающих машинах. Конденсаторы фреоновых машин, имеющих испаритель межтрубного кипения и предназначенных для работы в широком диапазоне температур кипения и тепловых нагрузок, часто имеют ресиверную емкость, что вызвано существенным изменением содержания жидкого холодильного агента в испарителе в зависимости от величины его тепловой нагрузки.

Одноступенчатые фреоновые машины с поршневыми компрессорами, как правило не имеют в своем составе маслоотделителей, Уровень масла в картере компрессора поддерживается путем возврата его из испарителя с парами холодильного агента.

Питание испарителей жидким холодильным агентом во фреоновых машинах осуществляют чаще всего с помощью терморегулирующих вентилей. Для крупных машин с испарителями межтрубного кипения хорошо зарекомендовала себя система двухпозиционного питания испарителей с помощью электромагнитного вентиля, сблокированного с дифференциальным термореле, поддерживающим заданный перегрев пара на выходе из испарителя. Величина настраиваемого перегрева в этом случае поддерживается в пределах 1—2°С.

В аммиачных машинах питание испарителя чаще всего также двухпозиционное, с помощью электромагнитного вентиля, сблокированного с реле уровня. Используют также различные типы поплавковых регуляторов. Применение двухпозиционной системы питания связано с необходимостью установки за электромагнитным вентилем либо регулирующего вентиля, либо дроссельной шайбы, рассчитанной на проход максимально возможного по условиям работы холодильной машины количества холодильного агента. Часто

устанавливают как то, так и другое устройство, что позволяет в каждом конкретном случае применения холодильной машины отрегулировать подачу холодильного агента, обеспечивающую наибольшую плавность регулирования.

Низкотемпературные холодильные машины и агрегаты

При необходимости получения температур ниже —30°С используют, как правило, двухступенчатые и каскадные машины. Наиболее распространенным видом агрегатированного оборудования, применяемого для комплектации машин производительностью свыше 70 кВт, работающих в диапазоне температур от —30 до —50°С, являются компрессорные агрегаты (для R717).

По типу компрессоров различают низкотемпературные двухступенчатые компрессорные агрегаты: с однокорпусным двухступенчатым поршневым (иногда винтовым) компрессором; с раздельными компрессорами первой и второй ступеней (см. рис. II—25, II—28, II—30, II—32).

Агрегаты с однокорпусным поршневым двухступенчатым компрессором широко не применяют из-за трудностей, связанных с пуском (большой пусковой момент).

Наиболее широко распространены агрегаты с раздельными компрессорами первой и второй ступеней. При этом в качестве первой ступени предпочтительно использовать ротационные или винтовые компрессоры, а в качестве второй — поршневые и винтовые. Поршневые компрессоры в обеих ступенях применяют чаще всего в низкотемпературных машинах (в первую очередь во фреоновых) небольшой (примерно до 50 кВт при температуре кипения —40°С) холодопроизводительности.

В установках холодопроизводительностью примерно до 110 кВт (при $t_0 = -40$°С) ротационный и поршневой компрессоры часто объединяют в единый, удобный для обслуживания агрегат, в состав которого входят и маслоотделители (см. рис. II—28). При меньших (примерно до 55 кВт при —40°С) холодопроизводительностях в составе агрегата может присутствовать и промежуточный сосуд (см. рис. II—25).

Часто в установках крупной холодопроизводительности (свыше 150 кВт при —40°С) используют отдельные агрегаты в каждой ступени.

Для агрегатов с ротационными и особенно винтовыми компрессорами характерно наличие крупных маслоотделителей и маслоохладителей.

Аммиачные компрессорные агрегаты, объединяющие в своем составе компрессоры обеих ступеней, выполняют как с размещением компрессоров на единой плоской раме (см. рис. II—25), так и с расположением одного компрессора над другим (см. рис. II—28).

При использовании отдельных агрегатов в каждой ступени объединять все приборы на едином щите не всегда целесообразно, так как это может привести к затруднениям в обслуживании компрессоров. В этом случае чаще применяют децентрализованное размещение приборов на раме, аппаратах и компрессорах.

Во фреоновых холодильных машинах, работающих при температурах кипения ниже —50°С, часто используют компрессорно-конденсаторные агрегаты (см. рис. II—120, II—122). Прежде всего это касается машин небольшой производительности (до 30 кВт при —50°С). Применение компрессорно-конденсаторных агрегатов особенно оправдано в машинах с индивидуальными испарительными системами.

Обычно в состав этих агрегатов кроме компрессоров и конденсатора включают вспомогательную аппаратуру, т. е. агрегатированию подвергают всю холодильную машину за исключением испарительной части и связанных с ней устройств регулирования подачи холодильного агента. Наиболее простым исполнением характеризуются низкотемпературные компрессорно-конденсаторные агрегаты со сбивом перегрева пара на всасывании в компрессор второй ступени, осуществляемым впрыском жидкого холодильного агента непосредственно во всасывающий трубопровод.

Крупные двухступенчатые фреоновые установки, оснащенные современными быстроходными компрессорами, компонуют также в единый блок в виде компрессорно-конденсаторного агрегата, объединяющего в своем составе компрессоры обеих ступеней. Такое агрегатирование затруднено при использовании тихоходных прямоточных поршневых компрессоров. В этом случае относительно крупные габариты компрессоров и электродвигателей приводят к увеличению габаритов агрегата, что усложняет его транспортировку и обслуживание. Подобные трудности имеют место и при использовании быстроходных винтовых и поршневых компрессоров в машинах с холодопроизводительностью выше 70 кВт при температуре кипения —70°С.

Рациональность выбора того или иного вида агрегатирования оценивают в каждом конкретном случае с учетом затрат на монтаж, удобства эксплуатации и ремонта оборудования, а также перспектив применения отдель

ных компрессорных агрегатов в разветвленных многоагрегатных системах, где оснащение каждого агрегата отдельным конденсатором не всегда рационально.

Крупные двухступенчатые фреоновые холодильные машины комплектуют теплообменниками. При этом особенностью является последовательное охлаждение жидкого холодильного агента двумя способами: за счет отдачи теплоты пару низкого давления и за счет выпаривания части холодильного агента при промежуточном давлении. Предназначенные для этого теплообменники часто объединяют в одном корпусе.

Охлаждение пара, нагнетаемого ступенью низкого давления, в крупных фреоновых машинах производят чаще всего водой, осуществляя этот процесс во многих случаях в маслоотделителе первой ступени, что способствует и интенсификации отделения масла. Применять водяное охлаждение в маслоотделителях высокого давления, как правило, не рекомендуется, так как это может привести к частичной конденсации в них фреона, попаданию жидкого фреона в картер компрессора и нарушению работы системы смазки. Параллельный возврат масла в компрессоры из маслоотделителей и испарителя приводит с течением времени к снижению уровня масла в компрессоре ступени высокого давления и повышению в ступени низкого давления. Для периодического восстановления первоначального уровня масла в дожимающем компрессоре обычно предусматривают перепускную линию, соединяющую его картер с маслоотделителем первой ступени.

На агрегатирование каскадных холодильных машин накладывают отпечаток присущие им специфические черты — наличие нескольких аппаратов для осуществления внутреннего теплообмена (теплообменники различного назначения) и расширительной емкости в нижней ветви. Объединить все элементы каскадной машины в единый агрегат удается, как правило, лишь при холодопроизводительности не более 2 кВт (при температуре кипения —90°С). Более крупные машины компонуют из отдельных агрегатов, причем не вводят в состав агрегатов расширительную емкость.

Состав агрегатов каскадных машин в зависимости от конкретных условий может быть различным. Среди часто встречающихся разновидностей могут быть названы: агрегат, включающий теплообменные аппараты верхней и нижней ветвей; агрегат, объединяющий оборудование нижней ветви и конденсатор-испаритель; агрегат, объединяющий всю верхнюю ветвь, конденсатор-испаритель и часть оборудования нижней ветви (компрессор, регенеративные теплообменники, маслоотделитель и др.)

Технические характеристики холодильных машин и агрегатов

Холодильные машины включают в себя полный комплект оборудования, позволяющий осуществлять весь холодильный цикл целиком. Компрессорно-конденсаторные агрегаты — это холодильные машины без испарительной части, компрессорно-испарительные агрегаты — соответственно без конденсаторной части. Компрессорные агрегаты — это машины без испарительной и конденсаторной частей.

Данные, относящиеся к аммиачным холодильным машинам, приведены в табл. II—1 и на рис. II—1 — II—7. Все машины изготовляют в климатическом исполнении У категории размещения 4 согласно ГОСТ 15150—69.

Данные, относящиеся к аммиачным компрессорно-конденсаторным агрегатам и компрессорным агрегатам, приведены в табл. II—2, II—3 и на рис. II—8 — II—32. Система обозначений агрегатов, выпускаемых после 1974 г., описана в главе I. Агрегаты с компрессорами типа П110 и П220 выпускают с регулированием производительности методом электромагнитного отжима клапанов.

Данные, относящиеся к холодильным машинам, компрессорно-конденсаторным, компрессорно-испарительным и компрессорным агрегатам, работающим на R12, приведены в табл. II—4—II—7 и на рис. II—33 — II—65.

Данные, относящиеся к холодильным машинам (одно- и двухступенчатым), компрессорно-конденсаторным, компрессорно-испарительным и компрессорным агрегатам, работающим на R22, приведены в табл. II—8 — II—13 и на рис. II—64 — II—122.

Данные, относящиеся к каскадным холодильным машинам и компрессорно-конденсаторным агрегатам, приведены в табл. II—14 и на рис. II—123 — II—127.

Технические характеристики машин и агрегатов являются основными и служат для получения общего представления об оборудовании. Подробные сведения содержатся в технических условиях и в эксплуатационной документации. Со временем технические характеристики оборудования могут изменяться.

Таблица II—1. *Аммиачные*

Машина	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Мощность электрическая, кВт	Марка компрессора
	хладоносителя t_{s_2}	воды на входе в конденсатор t_{w_1}	условия определения		Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)		
			t_{s2}, °С	t_{w_1}, °С			
ХМ-АВ22/А2	+5÷—25	0÷+30			19,8 (17)	7,2	АВ22
ХМ-АВ22/А1	+5÷—25	0÷+30			26,7 (23)	10,2	АВ22
ХМ-АУ45/А2	+5÷—25	0÷+30			39,6 (34)	14,4	АУ45
ХМ-АУ45/А1	+5÷—25	0÷+30	—10	28	53,5 (46)	20,4	АУ45
ХМ-АУУ90/А2	+5÷—25	0÷+30			79,2 (68)	28,8	АУУ90
ХМ-АУУ90/А1	+5÷—25	0÷+30			107 (92)	40,8	АУУ90
МКТ80-7-2	—10÷—25	0÷+30	—10	25	87 (75)	31,6	П80
МКТ110-7-2	—11÷—26	0÷+30			128 (110)	47,5	П110-7-2
МКТ110-7-3	—11÷—26	0÷+30			128 (110)	47,5	П110-7-3
МКТ220-7-2	—11÷—26	0÷+30	—11	20	256 (220)	95	П220-7-2
МКТ220-7-3	—11÷—26	0÷+30			256 (220)	95	П220-7-3
УА100	0÷—17	0÷+33	—10	25	112,7(102,5)	38,5	АВ100
УА200	0÷—17	0÷+33			225 (205)	77	АУ200

Примечания: 1. Машина УА100 заменена на МКТ110-7-2. 2. Машина УА200 заменена на

Таблица II—2. *Аммиачные*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Мощность электрическая, кВт
	кипения t_0	воды на входе в конденсатор t_{w1}	условия определения		Q_0, кВт (тыс. ккал/г)	
			t_0, °С	t_{w_1}, °С		
АК-АВ22/А2	0÷—30	0÷+30			22,1 (19)	6,3
АК-АВ22/А1	0÷—30	0÷+30			30,8 (26,5)	9,8
АК-АУ45/А2	0÷—30	0÷+30	—15	22	44,2 (38)	12,6
АК-АУ45/А1	0÷—30	0÷+30			61,6 (53)	19,6
АК-АУУ90/А2	0÷—30	0÷+30			88,4 (76)	25,2
АК-АУУ90/А1	0÷—30	0÷+30			123,2 (106)	39,2
АК40-7-2	—15÷—30	0÷+30			49,5 (37,5)	15,8
АК60-7-2	—15÷—30	0÷+30	—15	25	65 (56,2)	23,7
АК80-7-2	—15÷—30	0÷+30			87 (75)	31,6
АК110-7-2	—15÷—30	1÷32			129,1(111)	44
АК220-7-2	—15÷—30	1÷32			267 (229)	87,5
АК220-7-3	—15÷—30	1÷32	—15	20	267 (229)	87,5
УАН100	—10÷—30	1÷40			116,3 (100)	44
УАН200	—10÷—30	1÷40			232,6 (200)	86

Примечания: 1. Агрегат УАН100 заменен на АК110-7-2. 2. Агрегат УАН200 заменен на

холодильные машины

Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина × ширина × высота	Масса, кг	Расход, м³/ч: охлаждающей воды	Расход, м³/ч: хладоносителя	Количество заряжаемого аммиака, кг	Количество заряжаемого масла ХА30, кг	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
16,2	10	2750 × 840 × 1775	1470	10	10	80	5	—	II—1
24	13	2750 × 840 × 1775	1470	14	10	80	5	—	II—1
16	22	2850 × 955 × 1900	2160	20	20	150	5	II—2	II—1
24	30	2850 × 955 × 1900	2160	28	20	150	5	II—2	II—1
16,2	40	2850 × 1250 × 2485	3680	40	40	280	10	II—3	II—1
24	55	2850 × 1250 × 2485	3680	56	40	280	10	II—3	II—1
24,2	37	3200 × 895 × 1910	3200	18	22	250	13	—	II—4
24,5	55	3535 × 2000 × 1860	4500	26	30	250	20	—	II—6
24,5	55	3535 × 2000 × 1860	4700	26	30	250	20	—	II—6
24,5	100	3610 × 2040 × 1870	6800	50	60	500	20	II—5	II—6
24,5	100	3610 × 2040 × 1870	7000	50	60	500	20	II—5	II—6
16	55	—	6800	25÷30	35÷40	400	20	—	II—7
16	75	—	7770	40÷60	До 70	500	25	—	II—7

МКТ220-7-2.

компрессорно-конденсаторные агрегаты

Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина × ширина × высота	Масса, кг	Расход охлаждающей воды, м³/ч	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
АВ22	16,2	10	2750 × 840 × 1140	940	10	—	II—8
АВ22	24	13	2750 × 840 × 1140	940	14	—	II—8
АУ45	16	22	2750 × 870 × 1250	1155	20	—	II—8
АУ45	24	30	2750 × 870 × 1250	1155	28	—	II—8
АУУ90	16,2	40	2750 × 1030 × 1425	2060	40	II—9	II—8
АУУ90	24	55	2750 × 1030 × 1425	2060	56	II—9	II—8
П40	24,2	18,5	3200 × 800 × 1200	1300	8	II—11	II—10
П60	24,2	30	2700 × 875 × 1300	1600	12	II—11	II—10
П80	24,2	37	3200 × 875 × 1300	1800	16	II—11	II—10
П110	24,5	55	3445 × 1215 × 1860	3100	25	—	II—12
П220	24,5	100	3560 × 1330 × 1870	4200	50	II—13	II—12
П220	24,5	100	3560 × 1330 × 1870	4400	50	—	II—12
АВ100	16	55	—	4550	25÷30	—	—
АУ200	16	75	—	5700	40÷60	—	—

АК220-7-2.

Таблица II—3. *Аммиачные*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт	Тип (марка) компрессора
	кипения	конденсации, не более	условия определения t_0, °С	условия определения $t_к$, °С	Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)		
К-АВ22-II	+5÷—30	40			18,6 (16)	5,8	АВ22
К-АВ22-I	+5÷—30	40			27,9 (24)	8,8	АВ22
К-АУ45-II	+5÷—30	40			37,2 (32)	11,8	АУ45
К-АУ45-I	+5÷—30	40			55,8 (48)	17,7	АУ45
К-АУУ90-II	+5÷—30	40			74,4 (64)	23,8	АУУ90
К-АУУ90-I	+5÷—30	40			111,6 (96)	35,4	АУУ90
А40-7-2	—15÷—30	50			46,4 (40)	14,9	П40-7-0
А60-7-2	—15÷—30	50			69,5 (60)	22,4	П60-7-0
А80-7-2	—15÷—30	50			92,8 (80)	29,8	П80-7-0
АВ100/А	+5÷—30	40			116,3 (100)	33	АВ100
АУ200/А	—8÷—30	40			132,6 (200)	66	АУ200
А110-7-0(А110-1)	+5÷—30	50	—15	30	139 (120)	39	П110-7-0
А110-7-1(А110-1Р)	+5÷—30	50			139 (120)	39	П110-7-1
А110-7-2(А110-2)	—10÷—30	50			139 (120)	39	П110-7-0
А110-7-3(А110-2Р)	—10÷—30	50			139 (120)	39	П110-7-1
1А110-7-0(А110-3)	—15÷—30	50			90,7 (78)	26	П110-7-0
А220-7-0(А220-1)	+5÷—30	50			278 (240)	79	П220-7-0
А220-7-1 (А220-1Р)	+5÷—30	50			278 (240)	79	П220-7-1
А220-7-2(А220-2)	—10÷—30	50			278 (240)	9	П220-7-1
А220-7-3(А220-2Р)	—10÷—30	50			278 (240)	9	П220-7-1
АК-РАБ100/1	—25÷—65	—10	—15	30	72 (62)	23	РАБ100
АК-РАБ100/2	—25÷—65	0	—50	—25	198 (170)	47,5	РАБ100
АК-РАБ100/3	—25÷—65	—10	—30	—5	52,4 (45)	17	РАБ100
АК-РАБ100/4	—25÷—65	0	—50	—25	139 (120)	37	РАБ100
АДС25	—20÷—50	40	—30	—5	21,5 (18,5)	12	АУ45 АВ22
АДС50	—20÷—50	40			43 (37)	24	АУУ90 АУ45
ДАУ50/А	—25÷—45	40			58,15 (50)	34,5	ДАУ50
АД90-7-4 (АД90-3)	—25÷—45	50			110,6(95)	65,5	РБ90 П110
АД130-7-4	—35÷—55	50	—40	35	157 (135)	100	ВХ350-7-4 П110-7-0
АД130-7-5	—35÷—55	50			157 (135)	100	ВХ350-7-5 П110-7-1
АД260-7-4	—35÷—55	45			302 (260)	152	ВХ260-7-4 П220-7-0
АД260-7-5	—35÷—55	45			302 (260)	152	ВХ260-7-5 П220-7-1
1АД260-7-4	—25÷—55	45			302 (260)	152	ВХ260-7-4 П220-7-1

Примечания: 1. Агрегат АВ100/А заменен на А110-7. 2. Агрегат АУ200/2 заменен на АН350-7-6.

Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина×высота×ширина	Масса, кг	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
16	10	1220× 850× 645	385	0,2	—	II—14
24	13	1220× 850× 645	385	0,3	—	II—14
16	22	1435× 860× 785	650	0,3	—	II—14
24	30	1435× 860× 785	655	0,5	—	II—14
16	40	1650× 865× 880	980	0,6	II—15	II—14
24	55	1650× 865× 880	990	1,0	II—15	II—14
24,2	18,5	1750× 845× 800	800	—	II—17	II—16
24,2	30,0	1800× 905× 855	900	—	II—17	II—16
24,2	37,0	1960× 925× 870	1000	—	II—17	II—16
16	55	2280×1690× 995	2200	1,0	—	II—18
16	75	2300×1875×1350	2850	2,0	—	II—18
24,7	75	2275×1370×1215	2450	1,0	—	II—19
24,7	75	2270×1370×1215	2630	1,0	—	II—19
24,5	55	2200×1370×1215	2335	1,0	—	II—19
24,5	55	2200×1370×1215	2515	1,0	—	II—19
16,2	37	2200×1370×1215	2315	1,0	—	II—20
24,7	132	3075×1400×1215	2780	2	II—22	II—21
24,7	132	3075×1400×1215	2970	2	II—22	II—21
24,5	100	3100×1400×1215	2750	2	II—22	II—21
24,5	100	3100×1400×1215	2940	2	II—22	II—21
16	40	2040×1220×1100	1580	2	—	II—23
16,3	55	2080×1220×1100	1685	2	—	II—23
12,5	28	2040×1220×1100	1580	1,5	—	II—23
12,5	40	2080×1220×1100	1680	1,5	—	II—23
24 16,2	13 10	2700×1045×1560	1355	0,7	II—25	II—24
24,2 16,2	30 22	3270×1350×1755	1930	1,3	—	II—24
16,3	55	2390×1350×1830	2860	2,0	—	II—26
24,5 24,7	40 75	2450×1850×1450	3000	2,5	II—28	II—27
50 24,7	55 75	—	5700	8	II—29	II—30
50 24,7	55	—	6100	8	II—29	II—30
50 24,7	100 132	—	7590	13	II—32	II—31
50 24,7	100 132	—	7990	13	—	II—31
50 24,7	160 132	—	8510	13	—	II—31

А220-7. 3. Агрегаты АК-РАБ100/1, АК-РАБ100/2, АК-РАБ100/3, АК-РАБ100/4 заменены на

Таблица 11—4. *Холодильные*

Машина	Диапазон работы по температуре, °С				Холодопроизводительность				Электрическая мощность, кВт
	охлаждаемого воздуха $t_{возд}$	кипения t_0	воды, поступающей на конденсатор, t_{w_1}	окружающего воздуха для охлаждения конденсатора, $t_{окр}$	Условия определения			Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)	
					t_0, °С	$t_{окр}$, °С	t_{w_1}, °С		
ИФ-56М	+5÷—10	—	—	5÷40	—15	20	—	3,31 (2,8)	1,8
ХМ1-4	0÷—10	—	1÷30	—	—15	—	25	5,0 (4,3)	2,6
АК-ФВ4М	0÷—10	—	1÷30	—	—15	—	25	5,35 (4,6)	2,3
АКВ-ФВБС6	—5÷—10	—	—	5÷40	—15	20	—	6,63 (5,7)	3,6
	+10÷—10			5÷20					
ХМ1-6	0÷—10	—	1÷25	—	—15	—	25	6,98 (6,0)	3,0
ХМВ1-6	0÷—10	—	—	5÷45	—15	20	—	6,98 (6,0)	3,5
АК-ФВ6	+10÷—10	—	До 30	—	—15	—	25	7,21 (6,2)	3,5
ХМ1-9	0÷—10	—	До 25	—	—15	—	25	10,47 (9)	4,3
ХМВ1-9	0÷—10	—	—	5÷45	—15	20	—	10,47 (9)	5,3
ХМ-ФУБС9	+5÷—10	—	—	5÷20	—15	20	—	10,81 (9,3)	5,3
	—5÷—10			5÷40					
ХМ-ФУ8	+5÷—10	—	До 30	—	—15	—	25	10,93 (9,4)	4,4
МВВ4-1-2	+5÷—10	—10÷—25	—	5÷40	—15	20	—	3,5 (3)	1,8
1МКВ6-1-2	+5÷—10	—10÷—25	1÷30	—	—15	—	20	10,5 (9)	4,5
МКВ4-1-2	+5÷—10	—5÷—25	1÷30	—	—15	—	25	5,2 (4,5)	2,2
1МВВ6-1-2	+5÷—10	—10÷—25	—	5÷40	—15	20	—	6,98 (6)	3,8
1МКВ9-1-2	+5÷—10	—10÷—25	1÷30	—	—15	—	20	10,47 (9)	4,5
1МВВ9-1-2	+5÷—10	—10÷—25	—	5÷40	—15	20	—	10,47 (9)	5,4
ХМ-ФВ20/II	+15÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	37,79 (32,5)	7,6
ХМ-ФВ20/I	+12÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	46,51 (40)	12,72
МВТ18-1-0 (ФМВ18-1)	+10÷—15	—	—	15÷40	6	35	—	34,9 (30)	17,5
МВТ 25-1-0 (ФМВ25-1)	+10÷—10	—	—	15÷40	6	35	—	45,4 (39)	25
ХМ-ФУУБС45	+15÷—10	—	1÷30	—	8	—	22	53,49 (46)	20
ХМ-ФУ40/II	+15÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	74,42 (64)	15,8
ХМ-ФУ40/I	+15÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	93,02 (80)	26
ХМ-ФУ40/1РЭ	+15÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	94,77 (81,5)	27
ХМ-ФУУ80/II	+15÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	150 (128)	31,6
ХМ-ФУУ80/I	+15÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	186,05 (160)	52
ХМ-ФУУ80/1РЭ	+15÷—25	—	1÷30	—	8	—	22	189,5 (163)	54
ХМ-ФУ175/2Д	4÷11	—	До 30	—	8	—	22	431 (370)	112
ХМ-ФУУ350/2Д	4÷11	—	До 35	—	8	—	22	860 (740)	224
ХМ-ФУУ350/4Д	4÷11	—	До 30	—	8	—	22	645 (555)	163

Примечания:

1. Машина ИФ-56М включает компрессорно-конденсаторный агрегат 4Ф-00, испарительную батарею ИРСН-10 (4 шт.).
2. Машина ХМ1-4 заменена на оборудование, включающее компрессорно-конденсаторный агрегат АКТ-4, испарительную батарею ИРСН-12,5С (8 шт.).
3. Машина АК-ФВ4М заменена на оборудование, включающее компрессорно-конденсаторный агрегат АК-ФВ4М, испарительную батарею ИРСН-12,5С (4 шт.).
4. Машина АКВ-ФВБС6 заменена на оборудование, включающее компрессорно-конденсаторный агрегат АКВ-ФВБС6, испарительную батарею ИРСН-12,5С (6 шт.).
5. Машина ХМ1-6 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК1-6М, испарительную батарею ИРСН-12,5С (12 шт.).
6. Машина ХМВ1-6 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АКВ1-6, испарительную батарею ИРСН-12,5С (12 шт.).
7. Машина АК-ФВ6 заменена на оборудование, включающее компрессорно-конденсаторный агрегат АК-ФВ6, испарительную батарею ИРСН-12,5С (6 шт.).
8. Машина ХМ1-9 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК1-9, испарительную батарею ИРСН-12,5С (20 шт

машины, работающие на R12

Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг	Расход охлаждающей воды, м³/ч	Расход воздуха, охлаждающего конденсатор, м³/ч	Расход хладоносителя, м³/ч	Заряжаемое количество, кг: холодильного агента	Заряжаемое количество, кг: масла	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
ФВ6	11	2,2	365	—	2000	Не регламентируется	10	3,4	II—33	II—49
2ФВБС4	16	2,1	620	1,2	—		15	4,0	II—33	II—50
ФВ6	24	3,0	390	1,5	—		10	3,2	II—33	II—51
2ФВБС6	24	3,1	605	—	5000	»	20	4,2	II—33	II—49
2ФВБС6	24	3,1	850	1,5	—	»	25	5,0	II—33	II—50
2ФВБС6	24	3,1	850	—	4600	»	30	5,0	II—33	II—51
ФВ6	24	2,2	570	2,0	—	»	15	3,2	II—33	II—49
2ФУБС9	16	5,0	1500	2,5	—	»	35	8	II—33	II—50
2ФУБС9	16	5,0	1450	—	10000	»	40	8	II—33	II—51
2ФУБС9	16	5,0	1100	—	10000	»	24	9,5	II—34	II—49
ФУ12	16	4,5	1100	2,4	—	»	24	4,5	II—33, II—34	—
ФВ6	11	2,2	275	—	1300	»	10	22,7	—	II—35
2ФВБС6	24	3,1	—	1,5	—	»			—	—
ФВ6	24	3,0	—	2,5	—	»			—	—
2ФВБС6	24	3,1	410	—	2538	1000	15	4,0	—	II—36
2ФУБС9	16	5,0	700	2,5	—	1000	20	8	—	II—37
2ФУБС9	16	5,0	550	—	4000	1000	20	7,0	—	II—38
ФВ20	16	10	1020	9	—	10	55	10	—	—
ФВ20	24	13	1180	9	—	15	100	10	—	—
2ФУУБС18	16	10	1317	—	19600	9	50	5,5	II—40	II—39
2ФУУБС25	24	13	1580	—	27000	10	50	5,5	II—40	II—41
2ФУУБС25	24	13	1350	8	—	12	40	14	II—43	II—42
ФУ40	16	22	1816	10	—	20	140	20	—	II—44
ФУ40	24	30	2019	15	—	30	160	20	—	II—44
ФУ40РЭ	24	30	2019	15	—	30	160	20	—	II—45
ФУУ80	16	40	2770	20	—	40	315	30	—	II—44
ФУУ80	24	55	3300	30	—	60	350	30	II—46	II—44
ФУУ80/РЭ	24	55	3300	30	—	60	350	30	—	II—45
ФУ175	16	125	8400	60	—	80	1000	130	—	II—47
ФУУ350	16	250	18585	120	—	160	2000	200	II—48	II—47
ФУУ350	12,3	160	19615	120	—	160	2000	200	II—48	II—47

9. Машина ХМВ1-9 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АКВ1-9, испарительную батарею ИРСН-12,5С (20 шт.).
10. Машина ХМ-ФУБС9 заменена на оборудование, включающее компрессорно-конденсаторный агрегат АКВ-ФУБС9, испарительную батарею ИРСН-12,5С (6 шт.), воздухоохладитель ЗВО9.
11. Машина ХМ-ФУ8 заменена на оборудование, включающее компрессорно-конденсаторный агрегат АК-ФУ8, испарительные батареи ИРСН-10С (4 шт.), ИРСН-12,5С (1 шт.), воздухоохладитель ЗВО9.
12. Машина МВВ4-1-2 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АВ3-1-2, испаритель ИРСН-18.
13. Машина 1МКВ6-1-2 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК6-1-2, воздухоохладитель ВО-2, щит ЩУ-2.
14. Машина МКВ4-1-2 включает компрессорно-конденсаторный агрегат, испаритель настенный ИРСН-12,5С.
15. Машина 1МВВ6-1-2 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АВ6-1-2, воздухоохладитель ВО-2.
16. Машина 1МВВ9-1-2 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АВ9-1-2, воздухоохладитель ВО-2.
17. Машина ХМ-ФВ20/II заменена на ФМ22.
18. Машина ХМ-ФВ20/I заменена на ФМ22.
19. Машины ХМ-ФУ175/2Д, ХМ-ФУУ350/2Д, ХМ-ФУУ350/4Д заменены.
20. Машины МВТ18-1-0, МВТ25-1-0 включают компрессорно-испарительные агрегаты АТ18-10 и АТ25-1-0 (рис. II-65)

Таблица II—5 *Компрессорно-конденсаторные*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Температура окружающего воздуха для охлаждения конденсатора, °С	Холодопроизводительность				Электрическая мощность, кВт
	кипения	воды, поступающей на конденсатор		условия определения			Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)	
				t_0 °С	t_{w1}, °С	$t_{в1}$, °С		
4Ф-00	+5÷—25	—	5÷40	—15	—	20	3,31(2,85)	1,8
АК1-4	—5÷—25	1÷30	—	—15	25	—	5(4,3)	2,6
АК-ФВ4М	—5÷—25	1÷30	—	—15	25	—	5,35(4,6)	2,3
АКВ-ФВБС6	—10÷—25	—	5÷40	—15	—	20	6,63(5,7)	3,6
	+5÷—25	—	5÷20					
АК1-6М	—5÷—25	1÷30	—	—15	25	—	6,98(6)	3,0
АКВ1-6	—5÷—25	—	5÷45	—15	—	20	6,98(6)	3,5
АК-ФВ6	+5÷—21	1÷30	—	—15	25	—	7,21(6)	3,5
АК1-9	—5÷—25	1÷30	—	—15	25	—	10,47 (9)	4,3
АКВ1-9	—5÷—25	—	5 ÷ 45	—15	—	25	10,47 (9)	5,3
АКВ-ФУБС9	0÷—25	—	5 ÷ 40	—15	—	20	10,81 (9,3)	5,3
АК-ФУ8	0÷—25	1÷30	—	—15	25	—	10,93 (9,4)	4,4
АК4,5-1-2	—5÷—30	1÷30	—	—15	20	—	4,89 (4,2)	2,3
АК6-1-2	—5÷—30	1÷30	—	—15	25	—	6,98 (6)	3,2
АКВФ-4Х	0÷+5	1÷30	—	5	25	—	6,98 (6)	2,2
АК-ФВ20/II	+10÷—30	1÷30	—	5	22	—	39,5 (34)	7,2
АК-ФВ20/I	+5÷—30	1÷30	—	5	22	—	49,4 (42,5)	12
АК-ФУ40/IIБ	+10÷—30	1÷30	—	5	22	—	77,9 (67)	16,2
АК-ФУ40/IБ	+10÷—30	1÷30	—	5	22	—	98,8 (85)	26,6
АК-ФУ40/IРЭ	+10÷—30	1÷30	—	5	22	—	105,8 (91)	28,6
АК-ФУУ80/IIА	+10÷—30	1÷30	—	5	22	—	155,8 (134)	32,4
АК-ФУУ80/IБ	+10÷—30	1÷30	—	5	22	—	197,7 (170)	53,2
АК-ФУУ80/IРЭ	+10÷—30	1÷30	—	5	22	—	211,6 (182)	57,2

Примечания:
1. Агрегаты АК1-4, АК-ФВ4М, АКВ-ФВБС6, АК-ФВ6, АКВ-ФУБС9, АКФУ-8 заменены.
2. Агрегаты АК-ФВ20/II, АК-ФВ20/I заменены на ФК22.

агрегаты, работающие на R 12

Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина×ширина×высота	Масса, кг	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	Расход воздуха, охлаждающего конденсатор, $м^3/ч$	Габаритный чертеж, № рис.	График Q_0, $N_{эл}$, № рис.
ФВ6	11	2,2	920×670×625	185	—	2000	II—52	II—49
2ФВБС4	16	2,1	1265×550×830	258	1,2	—	II—53	II—50
ФВ6	24	3,0	1200×430×690	175	1,5	—	II—54	II—51
2ФВБС6	24	3,1	912×872×880	256	—	5000	II—55	II—49
2ФВБС6	24	3,1	1265×485×747	252	1,5	—	II—56	II—50
2ФВБС6	24	3,1	865×920×860	256	—	4600	II—57	II—51
ФВ6	24	2,2	1160×435×733	200	2,0	—	—	II—49
2ФУБС9	16	5,0	1420×665×1015	445	2,5	—	II—58	II—50
2ФУБС9	16	5,0	1630×1055×860	420	—	10000	II—59	II—51
2ФУБС9	16	5,0	1665×1055×880	416	—	10000	—	II—49
ФУ12	16	4,5	1250×580×1100	415	2,7	—	—	II—49
2ФВБС4	16	2,1	1015×380×760	210	1,2	—	—	II—63
2ФВБС6	24	3,1	1015×380×760	215	0,8	—	—	II—63
ФВ6	11,3	2,2	818×440×742	190	0,8	—	—	—
ФВ20	16,2	10	1370×570×1085	640	3—18	—	—	—
ФВ20	24	13	1370×620×1085	670	3—22	—	—	—
ФУ40	16	22	1685×665×1065	980	4—28	—	—	II—60
ФУ40	24	30	1700×665×1114	1060	5—40	—	—	II—60
ФУ40РЭ	24	30	1700×665×1280	1170	5—40	—	—	II—61
ФУУ80	16	40	1953×905×1295	1515	7—45	—	II—62	II—60
ФУУ80	24	55	1998×955×1410	1734	10—60	—	II—62	II—60
ФУУ80РЭ	24	55	1953×955×1410	1760	10—60	—	—	II—61

Таблица II—6. *Компрессорно-испарительные агрегаты на R12*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт	Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт
	хладоносителя t_{s2}	конденсации $t_к$	Условия определения		Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)				
			t_{s2}, °С	$t_к$, °С					
АТ18-1-0	+10÷—10	25÷50	6	45	34,9(30)	17,5	2ФУУБС18	16	10
АТ25-1-0	+10÷—10	25÷50			45,4(39)	25	2ФУУБС25	24	13

Продолжение табл. II—6

Габаритные размеры, мм	Масса, кг	Расход хладоносителя, м³/ч	Габаритный чертеж, № рис.
длина × ширина × высота			
2365×610×975	940	6—12	II—65
2365×630×1140	1010	8—16	II—65

Примечания:
1. Агрегат АТ18-1-0 входит в состав машины МВТ18-1-0.
2. Агрегат АТ25-1-0 входит в состав машины МВТ25-1-0.

Таблица II—7. *Компрессорные агрегаты, работающие на R12*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Мощность, электрическая при стандартных условиях, кВт	Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
	кипения t_0	конденсации $t_к$	t_0, °С	$t_к$, °С	Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)					длина×ширина×высота	
А-ФВ20-II	+10÷—30	До 50			18,8(16,2)	6,45	ФВ20	15,9	10	1320×500×700	370
А-ФВ20-I	+10÷—30	До 40			27(23,2)	9,25	ФВ20	24	13	1320×500×700	370
ЭКФ40-II	+10÷—30	До 50	—15	30	36,6(31,5)	12,4	ФУ40	16,2	22	1440×670×865	574
ЭКФ40-I	+10÷—30	До 40			52,4(45)	18,1	ФУ40	24,2	30	1440×670×865	574
ЭКФ80-II	+10÷—30	До 50			69,8(60)	23,7	ФУУ80	16,2	40	1765×870×825	915
ЭКФ80-I	+10÷—30	До 40			101(87)	35	ФУУ80	24,5	55	1765×870×825	915

Примечание. Агрегаты, работающие на R12, заменены агрегатами, работающими на R22.

Таблица II—8. *Холодильные машины, работающие на R22*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт	Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$
	хладоносителя, t_s	воды, поступающей на конденсатор, t_w	Условия определения		Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)			
			t_{s0}, °С	t_{w1}, °С				
МКТ14-2-0(ФМ14-1)	—20÷+10	От 1 до 30			(24,5(22,5)	8,3	2ФУБС9	16
МКТ20-2-0 (ХМВ36М)	—20÷+10	1÷30	6	25	42,4(36,5)	14,6	2ФУБС12	24
МКТ28-2-0	—20÷+10	1÷30			55,9(48)	18	2ФУУБС18	16
ХМ-$АВ_1$22/II	—35÷+10	1÷30			(18,6(16)	5,6	22ФВ22	16
ХМ-$АВ_1$22/I	—35÷+10	1÷30			26,2(22,5)	8,3	22ФВ22	24
ХМ-$АУ_1$45/II	—35÷+10	1÷30			36,1(31)	11,1	22ФУ45	16
ХМ-$АУ_1$45/I	—35÷+10	1÷30	—10	25	52,3(45)	16,5	22ФУ45	24
ХМ-$АУУ_1$90/II	—35÷+10	1÷30			(72(62)	22,4	22ФУУ90	16
ХМ-$АУУ_1$90/I	—35÷+10	1÷30			105(90)	33	22ФУУ90	24
ФМ22	+12÷—35	1÷30			47(40,5)	11,5	22ФВ22	24
ФМ45	+12÷—35	1÷30			94,3(81)	23	22ФУ45	24
ФМ90	+12÷—35	1÷30			188(162)	46	22ФУУ90	24
ХМВ80	2÷12	1÷28			(96(82,5)	21,9	22ФУ45	24,3
МКТ40-2-0	—10÷+12	1÷25	6	25	69,5(60)	19,8	ПБ40	24,2
МКТ40-2-1	—10÷+12	1÷25			69,5(60)	19,8	ПБ40	24,2
МКТ40-2-2	—30÷—10	1÷25	—10	25	(36,6(31,5)	15,6	ПБ40	24,2
МКТ40-2-3	—30÷—10	1÷25			36,6(31,5)	15,6	ПБ40	24,2
МКТ60-2-0	—10÷+12	1÷25	6	25	104,5(90)	29,7	ПБ60	24,2
МКТ60-2-1	—10÷+12	1÷25	6	25	104,5(90)	29,7	ПБ60	24,2
МКТ60-2-2	—30÷—10	1÷25			(55,6(48)	23,5	ПБ60	24,2
МКТ60-2-3	—30÷—10	1÷25	—10	25	55,6(48)	23,5	ПБ60	24,2
МКТ80-2-0	—10÷+12	1÷25			(139(120)	39,6	ПБ80	24,2
МКТ80-2-1	—10÷+12	1÷25	6	25	139,5(120)	39,6	ПБ80	24,2
МКТ80-2-2	—30÷—10	1÷25	—10	25	(73(63)	31,0	ПБ80	24,2
МКТ80-2-3	—30÷—10	1÷25			73(63)	31,0	ПБ80	24,2
ХМ-22ФВ100/1Д	—37÷—17	1÷30	—35	20	(23,2(27)	23,2	22ФВ100/1Д	16,3
ХМ-22ФУ200/1Д	—37÷—31	1÷30			37,4(43,5)	42,3	22ФУ200/1Д	16,3
ХМ-22ФУ200/2	—13÷+13	1÷33	6	25	(419(360)	103	22ФУ200	16,4
ХМ-22ФУУ400/2	—13÷+13	1÷33			825(710)	207	22ФУУ400	16,5
ХМ-22ФУУ400/1	—36÷—12	1÷30	—15	25	314(270)	130	22ФУУ400	16,4
МКТ110-2-0	+10÷—9	1÷30	6	25	(215(185)	48,5	П110	24,7
МКТ110-2-1	+10÷—9	1÷30			215(185)	48,5	П110	24,7
МКТ110-2-2	—9÷—34	1÷30	—10	25	97(83,5)	40,5	П110	24,7
МКТ220-2-0	+10÷—9	1÷30	6	25	(430(370)	97,0	П220	24,7
МКТ220-2-1	÷10÷—9	1÷30			430(370)	97,0	П220	24,7
МКТ220-2-2	—9÷—34	1÷30	—10	25	(194(167)	81	П220	24,7
МКТ220-2-3	—9÷—34	1÷30			194(167)	81	П220	24,7
МКТ350-2-1	+10÷—12	1÷30	6	25	674,5(580)	165	ВХ350-2-1	50

Примечания:
1. Машина ХМ-$АВ_1$22/II включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК-$АВ_1$22/II и испарительно-регулирующий агрегат $АИР_1$-30.
2. Машина ХМ-$АВ_1$22/I включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК-$АВ_1$22/I и испарительно-регулирующий агрегат АИР-45.
3. Машина ХМ-$АУ_1$45/II включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК-$АУ_1$45/II и испарительно-регулирующий агрегат АИР-60.
4. Машина ХМ-$АУ_1$45/I включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК-$АУ_1$45/I и испарительно-регулирующий агрегат АИР-90.
5. Машина ХМ-$АУУ_1$90/II включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК-$АУУ_1$90/II и испарительно-регулирующий агрегат АИР-120.

Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина×ширина×высота	Масса, кг	Расход хладоносителя, м³/ч	Расход охлаждающей воды, м³/ч	Количество заряжаемого агента, кг	Количество заряжаемого масла, кг	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
5	2600×600×1255	845	7	7	40	8	II—68	II—64
6,5	2348×670×1265	940	10	10	45	8	II—68	II—66
10	2348×640×1265	1100	12,5	10	60	8	—	II—67
10	—	1376	10	10	190	19	—	II—69
13	—	1475	10	14	240	24	—	II—69
22	—	1960	20	20	260	26	—	II—69
30	—	2410	20	28	420	42	—	II—69
40	—	3475	45	40	600	60	—	II—69
55	—	4153	43	56	700	70	II—70	II—69
13	2750×820×1715	1470	10	14	240	5	—	II—71
30	2850×965×1900	2160	20	28	420	5	II—72	II—71
55	2850×1190×2485	3680	40	56	700	10	II—73	II—71
27,7	2945×810×1930	1800	20	20	50	5	II—75	II—74
22	2290×725×1490	1050	15	15	30	5	II—77	II—76
22	2290×725×1490	1070	15	15	30	5	II—79	II—78
22	2286×720×1580	1150	12	8,2	30	8	II—79	II—78
22	2286×720×1580	1150	12	8,2	30	8	II—77	II—76
30	2320×770×1555	1480	22,5	22,5	40	13	II—77	II—76
30	2320×770×1655	1500	22,5	22,5	40	13	II—77	II—76
30	2305×720×1655	1290	18,3	12,2	40	10	II—79	II—78
30	2305×720×1655	1290	18,3	12,2	40	10	II—79	II—78
45	2820×770×1645	1680	30	30	50	15	II—77	II—76
45	2820×770×1645	1700	30	30	50	15	II—77	II—76
45	2300×750×1625	1510	23,8	16	50	13,5	II—79	II—78
45	2300×750×1625	1510	23,8	16	50	13,5	II—79	II—78
40	2435×850×1800	3625	25	25	350	40—50	—	II—80
75	2435×850×1800	4370	25	25	350	40—50	—	II—81
132	—	7680	75	60÷85	1000	125	—	II—82
280	—	12606	150	150÷170	2000	230	II—84	II—83
160	—	9527	75	95	800	110	—	II—85
75	3725×2020×1585	4250	50	45	120	18	II—90	II—86
75	3725×2020×1585	4260	50	45	120	18	II—90	II—86
55	3700×2020×1585	3786	40	20	100	18	II—90	II—87
132	3870×2060×1735	6425	105	90	150	20	II—90	II—88
132	3870×2060×1735	6445	105	90	150	20	II—90	II—88
100	3725×2035×1645	4570	80	45	110	20	II—90	II—89
100	3725×2035×1645	4600	80	45	110	20	II—90	II—89
200	4010×2300×2380	8700	150	130	450	250	II—92	II—91

6. Машина ХМ-АУУ$_1$90/1 включает компрессорно-конденсаторный агрегат АК-АУУ$_1$90/1 и испарительно-регулирующий агрегат АИР-180.
7. Машина ХМВ80 может поставляться с электродвигателем с частотой вращения 12,25 с$^{-1}$.
8. Машина ХМ-22ФВ100/1Д включает компрессор 22ФВ100/1Д и испарительно-конденсаторный агрегат АИК-60. Заменена.
9. Машина ХМ-22ФУ200/1Д включает компрессор 22ФУ200/1Д и испарительно-конденсаторный агрегат АИК-60. Заменена.
10. Машина ХМ-22ФУ200/2 включает компрессорный агрегат 22ФУ200/А и испарительно-конденсаторный агрегат АИК-400/2. Заменен.
11. Машина ХМ-22ФУУ400/2 включает компрессорный агрегат АК-22ФУУ400/2 и испарительно-конденсаторный агрегат АИК-900/А.
12. Машина ХМ-22ФУУ400/1 включает компрессорный агрегат АК-22ФУУ400/1 и испарительно-конденсаторный агрегат АИК-400/1. Заменен.

Таблица II—9. *Компрессорно-конденсаторные агрегаты, работающие на R22*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт
			Условия определения			
	кипения t_0	воды, поступающей на конденсатор, t_{w1}	t_0, °С	t_{w1}, °С	Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)	
АК-АВ$_1$22/II	—40÷+5	1÷30			18,6(16)	5,6
АК-АВ$_1$22/I	—40÷+5	1÷30			26,2(22,5)	8,3
АК-АУ$_1$45/II	—40÷+5	1÷30			36,1(31)	11,1
АК-АУ$_1$45/I	—40÷+5	1÷30			52,3(45)	16,5
АК-АУУ$_1$90/II	—40÷+5	1÷30	—15	25	72(62)	22,4
АК-АУУ$_1$90/I	—40÷+5	1÷30			105(90)	33
ФК22	—40÷+5	1÷30			28(24)	9
ФК45	—40÷+5	1÷30			55,7(48)	18
ФК90	—40÷+5	1÷30			112(96)	36
АК40-2-0	—15÷+5	1÷25	5	25	84,1 (72,5)	20,9
АК40-2-1	—15÷+5	1÷25			84,1 (72,5)	20,9
АК40-2-2	—40÷—10	1÷25	—15	25	37 (29,82)	7,7
АК40-2-3	—40÷—10	1÷25			37 (29,82)	7,7
АК60-2-0	—15÷+5	1÷25	5	25	126,5 (108,75)	31,35
АК60-2-1	—15÷+5	1÷25			126,5 (108,75)	31,35
АК60-2-2	—40÷—10	1÷25	—15	25	55,5 (44,73)	11,55
АК60-2-3	—40÷—10	1÷25			55,5 (44,73)	11,55
АК80-2-0	—15÷+5	1÷25	5	25	168,2 (145)	41,8
АК80-2-1	—15÷+5	1÷25	5	25	168,2 (145)	41,8
АК80-2-2	—40÷—10	1÷25	—15	25	74 (59,64)	15,4
АК80-2-3	—40÷—10	1÷25			74 (59,64)	15,4
АК110-2-2	—15÷—40	1÷30	—15	25	99 (85)	43
АК110-2-3	—15÷—40	1÷30			99 (85)	43
АК220-2-2	—15÷—40	1÷30			198 (170)	86
АК220-2-3	—15÷—40	1÷30			198 (170)	86

Таблица II—10. *Компрессорно-испарительные агрегаты, работающие на R22*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт	Марка компрессора
			Условия определения				
	хладоносителя t_{s2}	конденсации $t_к$	t_{s2}, °С	$t_к$, °С	Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)		
АТ110-2-1	+10÷—9	20÷40	6	40	201 (137)	57,2	П110
АТ220-2-0	+10÷—9	20÷40			402 (346)	114,5	П220
АТ220-2-1	+10÷—9	20÷40			402 (346)	114,5	П220

Примечание. В комплект поставки агрегатов АК110-2-3, АК220-2-2, АК220-2-3 входит теплообменник ТК7.

Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина×ширина×высота	Масса, кг	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	Габаритный чертеж, № рис.	График Q_0, $N_{эл}$, № рис.
22ФВ22	16	10	1460×725×1350	792	10	—	II—93
22ФВ22	24	13	1700×725×1330	829	14	—	II—93
22ФУ45	16	22	1900×710×1260	1040	20	—	II—93
22ФУ45	24	30	1850×750×1380	1235	28	—	II—93
2ФУУ90	16	40	2215×550×1550	2035	40	II—94	II—93
2ФУУ90	24	55	2330×730×1570	2300	56	II—94	II—93
22ФВ22	24	13	2750×820×1140	940	14	—	II—95
22ФУ45	24	30	2750×870×1185	1155	28	—	II—95
22ФУУ90	24	55	2750×1190×1425	2060	56	II—96	II—95
ПБ40	24,2	22	2215×715×1140	785	15	II—98	II—97
ПБ40	24,2	22	2215×715×1140	800	15	II—98	II—97
ПБ40	24,2	15	2215×715×1075	785	7,5	II—100	II—99
ПБ40	24,2	15	2215×715×1075	800	7,5	II—100	II—99
ПБ60	24,2	30	2230×765×1170	885	22,5	II—98	II—97
ПБ60	24,2	30	2230×765×1170	900	22,5	II—98	II—97
ПБ60	24,2	22	2215×735×7150	895	11,3	II—100	II—99
ПБ60	24,2	22	2215×735×7150	900	11,3	II—100	II—99
ПБ80	24,2	45	2725×760×1160	1085	30	II—98	II—97
ПБ80	24,2	45	2725×760×1160	1100	30	II—98	II—97
ПБ80	24,2	30	2215×750×1120	895	15	II—100	II—99
ПБ80	24,2	30	2215×750×1120	1000	15	II—100	II—99
П110	24,3	55	3460×900×1855	2390	50	II—102, II—103	II—101
П110	24,3	55	3460×900×1855	2410	50	II—102, II—103	II—101
П220	24,7	100	3485×1030×1955	3155	90	II—102, II—103	II—101
П220	24,7	100	3485×1030×1955	3195	90	II—102, II—103	II—101

Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина×высота×ширина	Масса, кг	Расход, $м^3/ч$: хладоносителя	Расход, $м^3/ч$: охлаждающей воды	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
24,7	75	3725×1585×1000	3360	50	—	II—106	II—104
24,5	132	3870×1810×1300	5160	105	—	II—106	II—105
24,5	132	3870×1810×1300	5176	105	—	II—106	II—105

Таблица II—11. *Компрессорные агрегаты*,

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт
			Условия определения		Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)	
	кипения t_0	конденсации $t_к$	t_0, °С	$t_к$, °С		
К-22ФВ22-II	—40 ÷ +5	1÷40			16,6 (15,5)	5,4
К-22ФВ22-I	—40 ÷ +5	1÷40			26,9 (23)	8,1
К-22ФУ45-II	—40 ÷ +5	1÷40	—15	30	36,1 (31)	10,8
К-22ФУ45-I	—40 ÷ +5	1÷40			53,5 (46)	16,2
К-22ФУУ90-II	—40 ÷ +5	1÷40			72 (62)	21,6
К-22ФУУ90-I	—40 ÷ +5	1÷40			107 (92)	32,5
22ФУ200/А	—40 ÷ +5	до 40	5	35	465 (400)	110
АК-22ФУУ400/2	—40 ÷ +5	до 40	—5	35	910 (800)	220
АК-22ФУУ400/1	—41 ÷ —17	до 30	—10	35	314 (270)	220
А110-2-0	—15 ÷ +5	1÷35	5	25	320 (275)	45,5
А110-2-2	—15 ÷ —40	1÷30	—15	25	143 (123)	36
А220-2-0	—15 ÷ +5	1÷35	5	25	640 (550)	92
А220-2-2	—15 ÷ —40	1÷30	—15	25	289 (249)	70

Примечания:
1. Агрегат 22ФУ200/А заменен на А220-2.
2. Агрегат АК-22ФУУ400/2 заменен на А350-2-0.
3. Агрегат АК-22ФУУ400/1 заменен на А350-2-2.

Таблица II—12. *Двухступенчатые холодильные*

Машина	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт
			Условия определения		Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)	
	хладоносителя t_{s_2}	воды, поступающей на конденсатор, t_{w1}	t_{s2}, °С	t_{w1}, °С		
ФДС-1М	—45 ÷ —75	1÷25	—75	20	1,16 (1,0)	5,5
ФДС-1,2-70В	—50 ÷ —70	1÷25	—70	20	1,22 (1,05)	4,16
ФДС-2,5-70В	—50 ÷ —70	1÷25			2,46 (2,1)	7,92
ФДС-10М	—55 ÷ —75	1÷30	—65	20	16,4 (15)	27
ФДС-20М	—55 ÷ —75	1÷30			37,2 (32)	54
МКТД30-2-5	—34 ÷ —64	1÷35	—65	25	21,4 (27)	40

Примечания:
1. Машина ФДС-1М заменена на ФДС-2,5-70В.
2. Машина ФДС-1,2-70В включает агрегат АК-ФДС-1,2-70, агрегат АВН-25.
3. Машина ФДС-2,5-70В включает агрегат АК-ФДС-2,5-70 и два агрегата АВН-25.
4. Машины ФДС-10М, ФДС-20М заменены на МКТД30-2-5.
5. Машина МКТД30-2-5 включает агрегат АКД30-2-5 и испаритель ИР55.

работающие на R22

Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм			Расход хладоносителя, $м^3/ч$	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	Масса, кг	Габаритный чертеж, № рис.	График Q_0, $N_{эл}$, № рис.
			длина	ширина	высота					
22ФВ22	16,1	10	1220	645	850	—	0,2	385	—	II—107
22ФВ22	24	13	1220	645	850	—	0,3	385	—	II—107
22ФУ45	16,1	22	1435	785	860	—	0,3	650	—	II—107
22ФУ45	24,2	30	1435	785	860	—	0,5	655	—	II—107
22ФУУ90	16,1	40	1680	880	865	—	0,6	980	II—108	II—107
22ФУУ90	24,5	55	1680	880	865	—	1	990	II—108	II—107
22ФУ200	16,4	132	2610	1350	1910	—	2	3560	—	—
22ФУУ400	16,5	280	3125	1550	1700	—	4	5140	—	—
22ФУУ400	16,5	160	3000	1550	1590	—	4	4884	—	—
П110	24,7	75	2275	1055	1370	—	0,5	2200	—	II—109
П110	24,7	55	2200	1055	1370	—	0,5	2090	—	II—109
П220	24,5	132	2365	1235	1435	—	1	2685	II—110	II—109
П220	24,7	100	2390	1235	1435	—	1	2655	II—110	II—109

машины, работающие на R22

Марка компрессора (I — ступени низкого давления, II — ступени высокого давления)	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг	Расход хладоносителя, $м^3/ч$	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
I 4Ф22У-10 II 2АВ-8	16 16	20	2159	—	2	—	—
I 22ФУС12 II 22ФВС6	23,8 12	3	800	—	1	II—112	II—111
I 22ФУУС25 II 22ФВС6	24 16	5,5	1070	—	2	—	II—113
I БФУ-10М/Д II 22ФВ100/3Д	16 12	40 30	5742	10	До 20	—	II—114
I БФУУ-20 II 22ФУ200/4Д	12 12	75 75	8760	40	До 40	—	II—115
I П110-2-3 II ВХ350-2-7	24,5 50	55 45	8200	40	До 30	II—117	II—116

Таблица II—13. *Двухступенчатые компрессорно-*

Агрегат	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт
			Условия определения			
	кипения t_0	воды, поступающей на конденсатор, t_{w_1}	t_0, °С	t_{w_1}, °С	Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)	
АК-ФДС-1М	—50 ÷ —80	1÷25	—80	20	1,16 (1,0)	5,5
АК-ФДС-1,2-70	—50 ÷ —70	1÷25	—70	20	1,51 (1,3)	3,2
АК-ФДС-2,5-70	—50 ÷ —70	1÷25	—70	20	2,56 (2,2)	5,2
АКД30-2-5	—40 ÷ —70	1÷35	—70	25	21,4 (27)	40

Примечание. Агрегат АК-ФДС-1,2-70 заменен на АКФ-ДС-2,5-70.

Таблица II—14. *Каскадные холодильные машины*

Машина	Диапазон работы по температуре, °С		Холодопроизводительность			Электрическая мощность, кВт
			Условия определения			
	хладоносителя	воды, поступающей на конденсатор	t_{s2}, °С	t_{w1}, °С	Q_0, кВт (тыс. ккал/ч)	
ФКМ25-90А	—60 ÷ —80	1 ÷ 22	—80	22	22 (19)	53
МКТН20-3-4	—86 ÷ —61	1 ÷ 30	—86	20	24,4 (21)	45
АКН20-3-4	—90 ÷ —65	1÷30	—90	25	24,4 (21)	45

Примечания:
1. Машина ФКМ25-90А заменена на МКТН20-3-4.
2. Машина МКТН20-3-4 включает агрегат АКН20-3-4, испаритель И55 и две расширительные емкости.

конденсаторные агрегаты, работающие на R22

Марка компрессора ступени низкого давления (I) и высокого давления (II)	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм: длина × ширина × высота	Масса, кг	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
I 4Ф22У-10 II 2АВ-8	16	20	2590×740×1990	1670	2	—	—
I 22ФУС12 II 22ФВС6	24 11,7	3	1370×900×1035	600	1	—	II—118
I 22ФУУС25 II 22ФВС6	25 16	5,5	1370×1040×1160	870	2	II—120	II—119
I ВХ350-2-7 II П110-2-3	49,3 25	45 55	3590×2000×2400	6120	30	II—122	II—121

и агрегаты, работающие на R13 и R22.

Марка компрессора	Частота вращения, $с^{-1}$	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг	Расход хладоносителя, $м^3/ч$	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	Габаритный чертеж, № рис.	Графики Q_0, $N_{эл}$, № рис.
ФУН200 ФУН200	16 16	75 75	14327	30	17	—	II—123
П220 П220	24,7 24,7	100 75	12000	40	45	II—125	II—124
П220 П220	24,7 24,7	100 75	7300	—	45	II—127	II—126

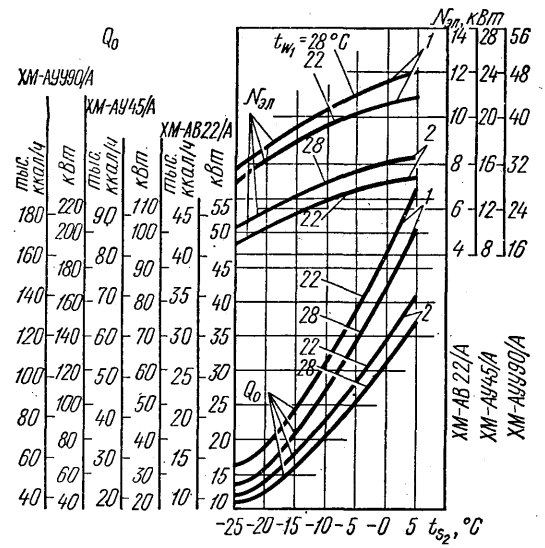


Рис. II—1. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин ХМ- АВ22/А, ХМ-АУ45/А и ХМ-АУУ90/А:

1 — при частоте вращения 24 с$^{-1}$; *2* — при частоте вращения 16 с$^{-1}$.

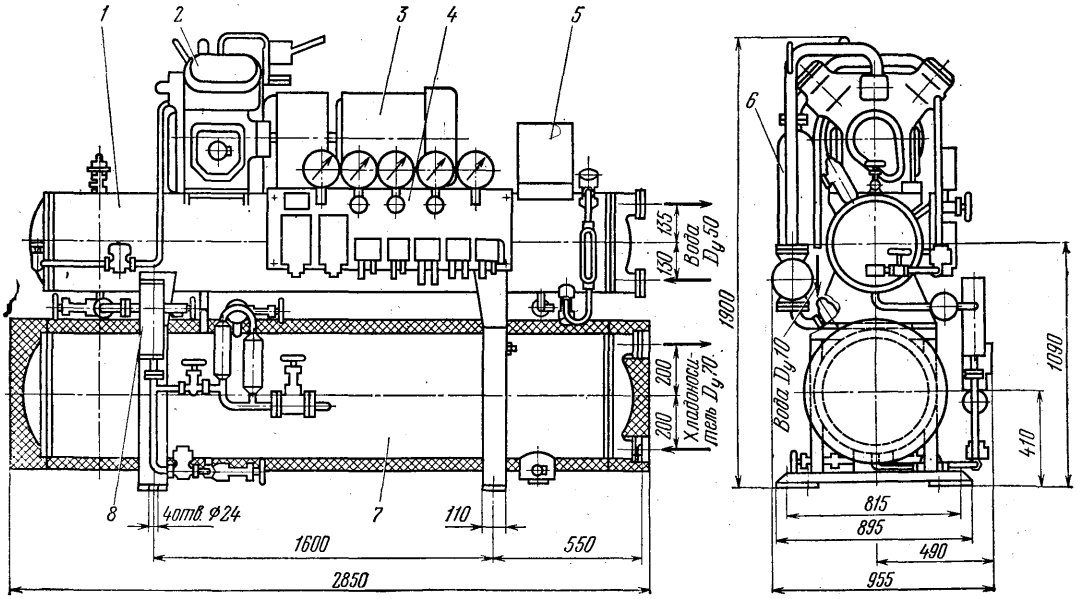


Рис. II—2. Холодильная машина ХМ-АУ45/А:

1 — конденсатор; *2* — компрессор; *3* — электродвигатель; *4* — щит приборов; *5* — пульт управления; *6* — маслоотделитель; *7* — испаритель; *8* — фильтр.

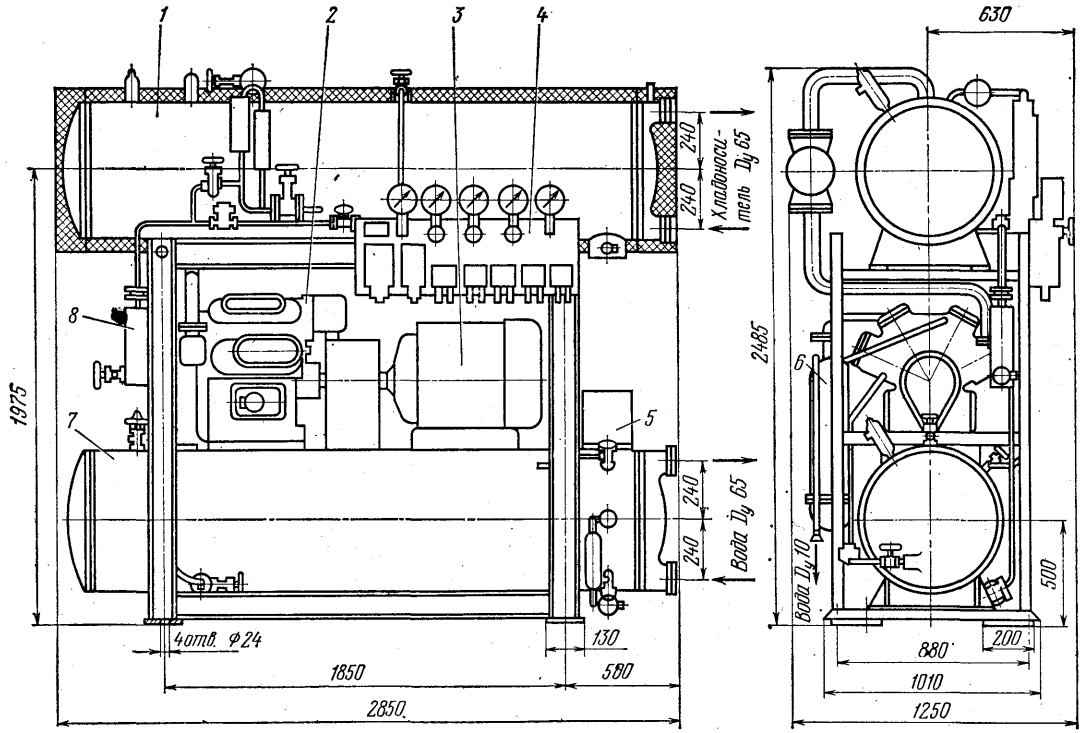


Рис. II—3. Холодильная машина ХМ-АУУ90/А:

1 — испаритель; *2* — компрессор; *3* — электродвигатель; *4* — щит приборов; *5* — пульт управления; *6* — маслоотделитель; *7* — конденсатор; *8* — фильтр.

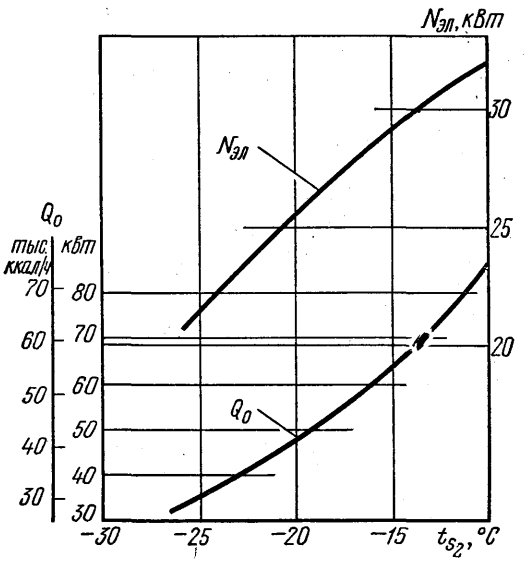


Рис. II—4. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МКТ80—7—2.

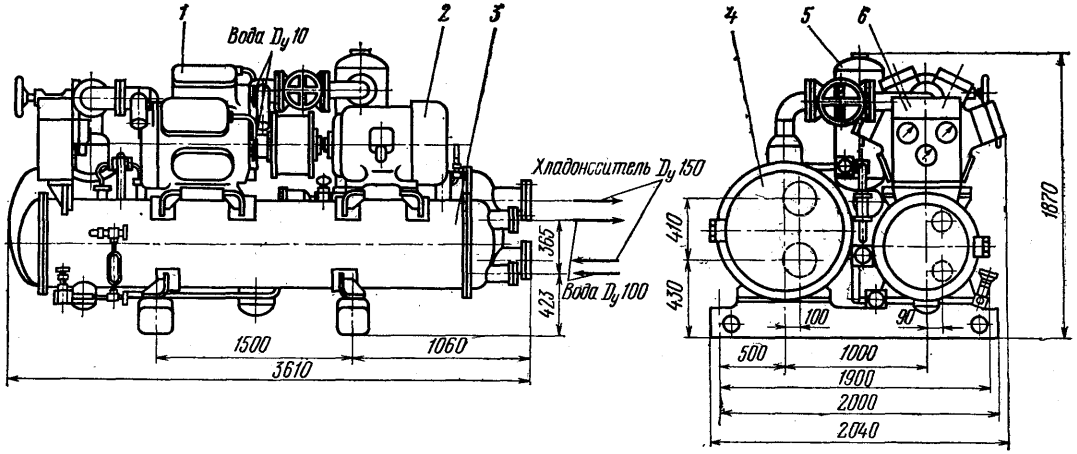


Рис. II—5. Холодильные машины МКТ220—7—2 и МКТ220—7—3;

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — конденсатор; *4* —испаритель; *5* — маслоотделитель; *6* — блок приборов.

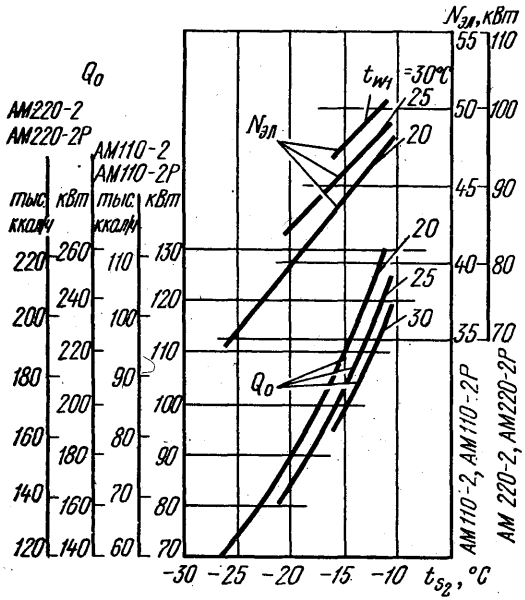


Рис. II—6. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин МКТ110—7—2, КМТ110—7—3, МКТ220—7—2 и МКТ220—7—3.

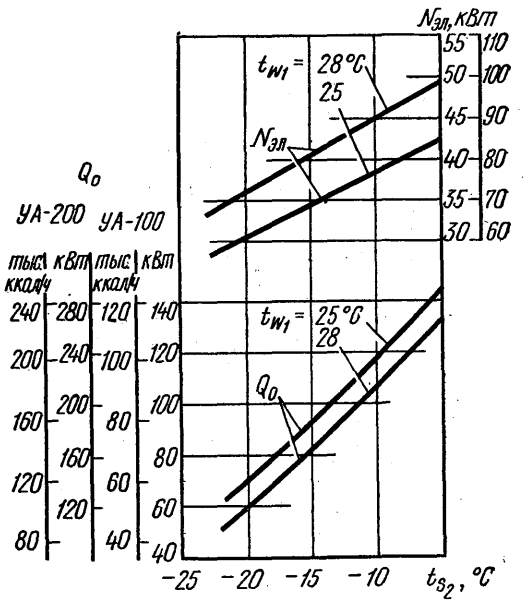


Рис. II—7. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для холодильных установок УА100 и УА200.

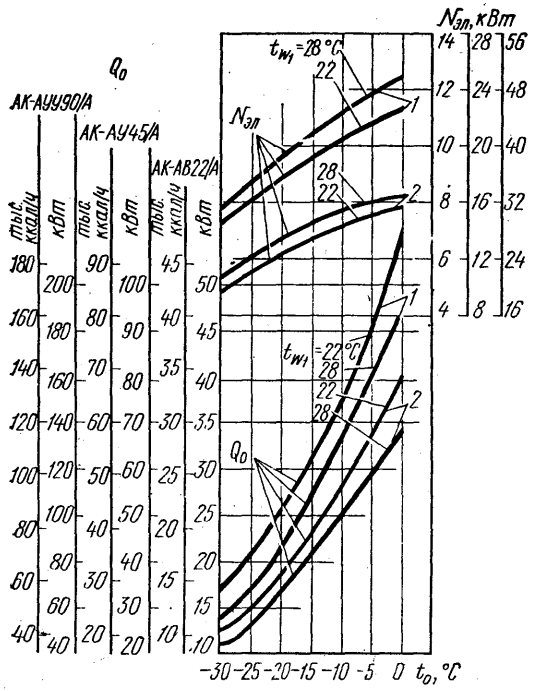


Рис. II—8. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов АК—АВ22/А, АК—АУ45/А и АК—АУУ90:

1 — при частоте вращения 24 $с^{-1}$; *2* — при частоте вращения 16 $с^{-1}$.

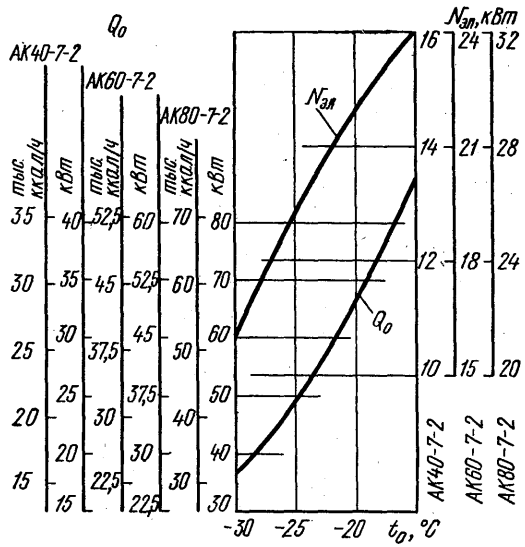


Рис. II—10. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры кипения при температуре охлаждающей воды 25°С для агрегатов АК40—7—2, АК60—7—2 и АК80—7—2.

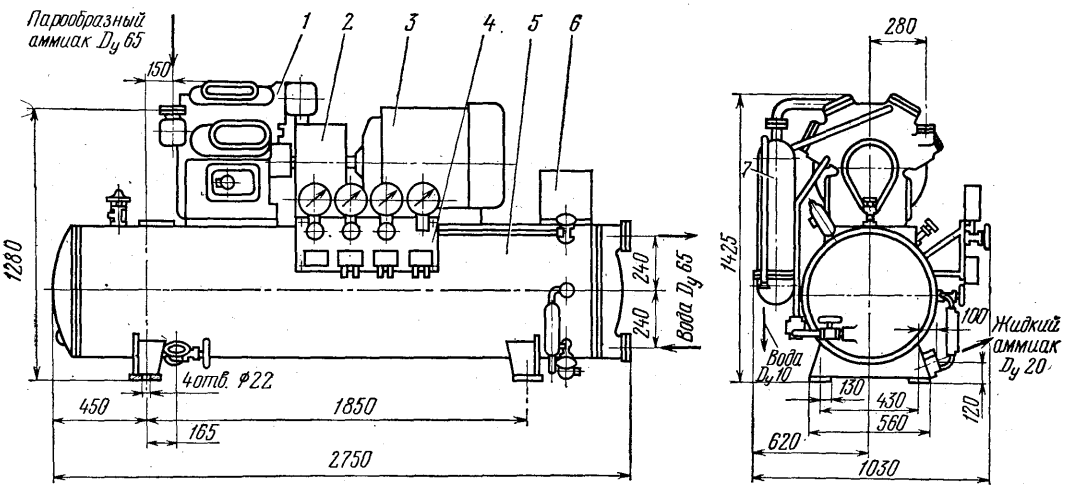
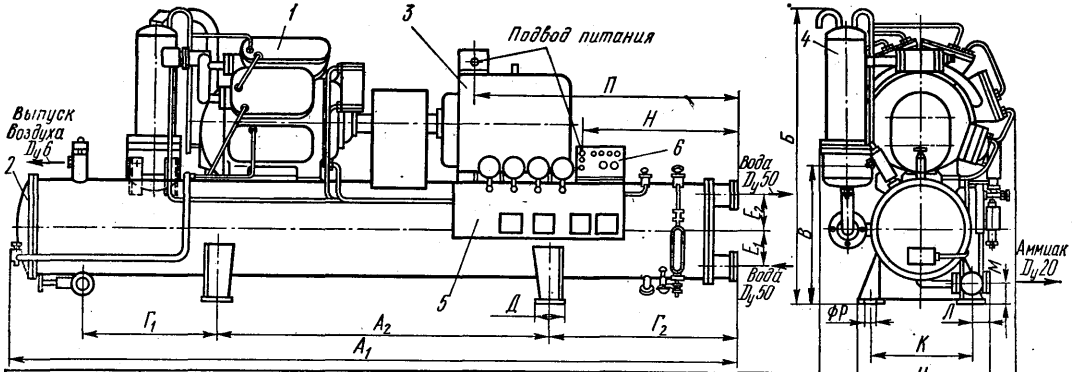


Рис. II—9. Компрессорно-конденсаторный агрегат АК—АУУ90/А:

1 — компрессор; *2* — муфта; *3* — электродвигатель; *4* — щит приборов; *5* — конденсатор; *6* — пульт управления; *7* — маслоотделитель.



Марка агрегатов	Размеры в мм															
	A_1	A_2	Б	В	$Г_1$	$Г_2$	Д	$Е_1$	$Е_2$	Ж	И	К	Л	М	Н	П	Р
АК40-7-2	3200	1500	1200	500	650	850	110	90	95	800	500	350	75	70	700	1250	4×24
АК60-7-2	2700	1000	1300	600	450	600	110	130	135	875	590	460	75	70	450	1000	4×24
АК80-7-2	3200	1500	1300	600	650	850	110	130	135	875	590	460	75	70	700	1250	4×24

Рис. II—11. Компрессорно-конденсаторные агрегаты АК40—7—2, АК60—7—2 и АК80—7—2.

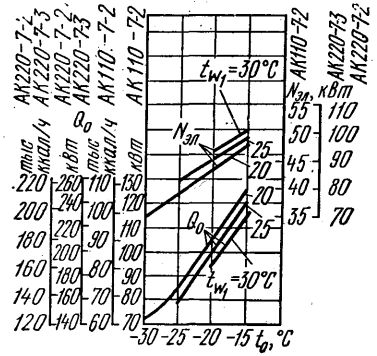


Рис. II—12. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов АК110—7—2, АК220—7—2 и АК220—7—3.

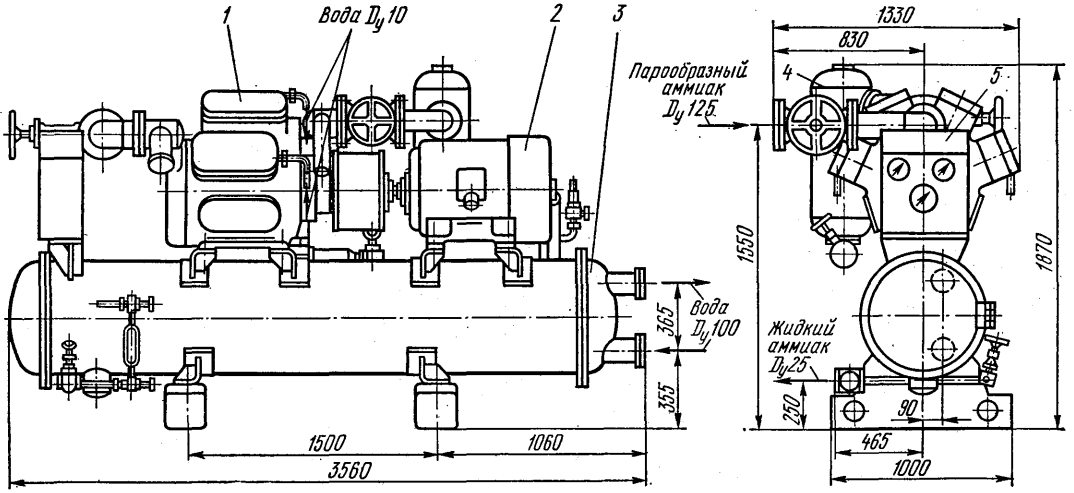


Рис. II—13. Компрессорно-конденсаторный агрегат АК220—7—2:

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — конденсатор; *4*— маслоотделитель; *5* — блок приборов.

Рис. II—14. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов К—АВ22—II, К—АВ22—I, К—АУ45—II, К—АУ45 —I, К—АУУ90—II и К—АУУ90—I:

I — при частоте вращения 24 с$^{-1}$; *II* — при частоте вращения 16 с$^{-1}$.

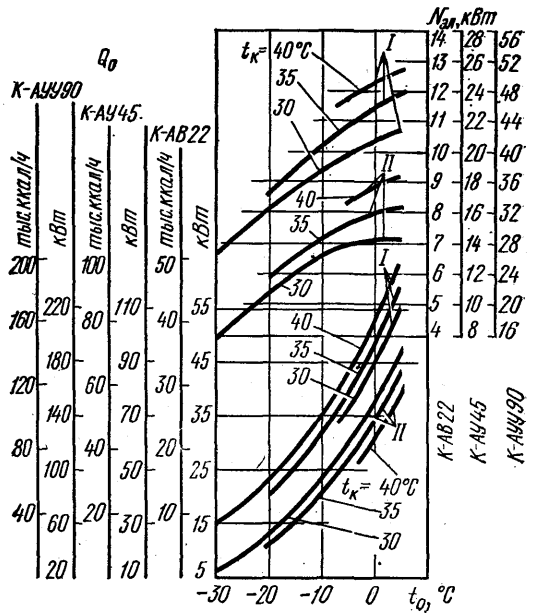
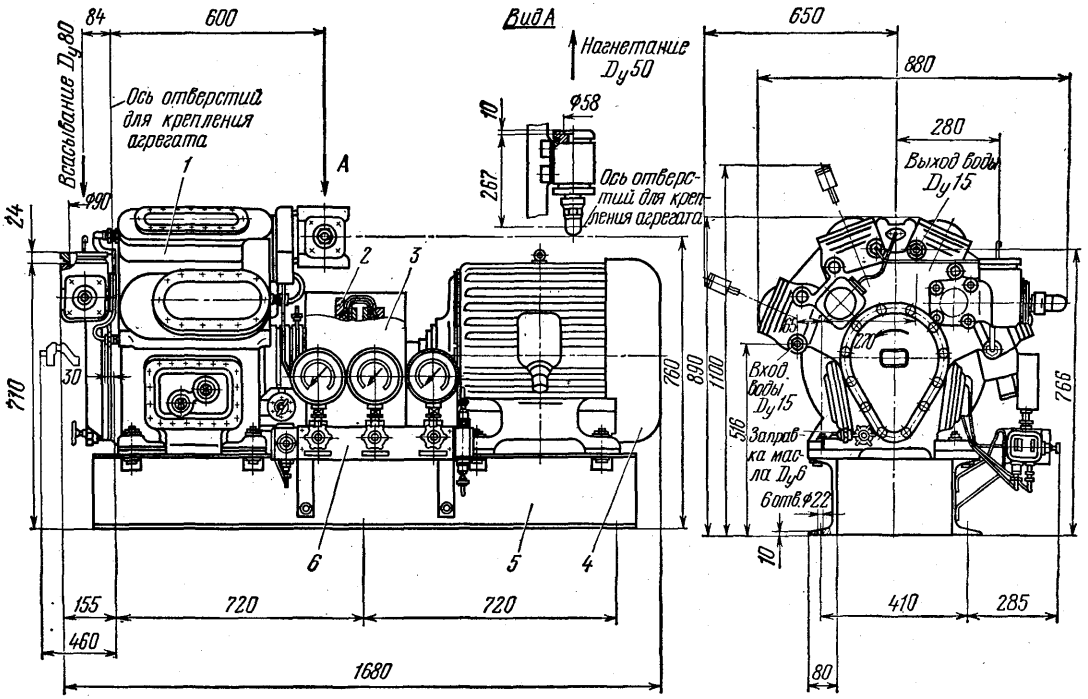


Рис. II—15. Компрессорный агрегат К—АУУ90:

1 — компрессор; *2* — муфта; *3* — ограждение; *4* — электродвигатель; *5* — рама; *6* — щит приборов.



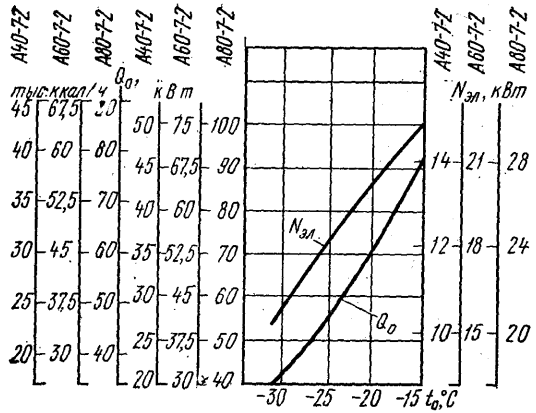
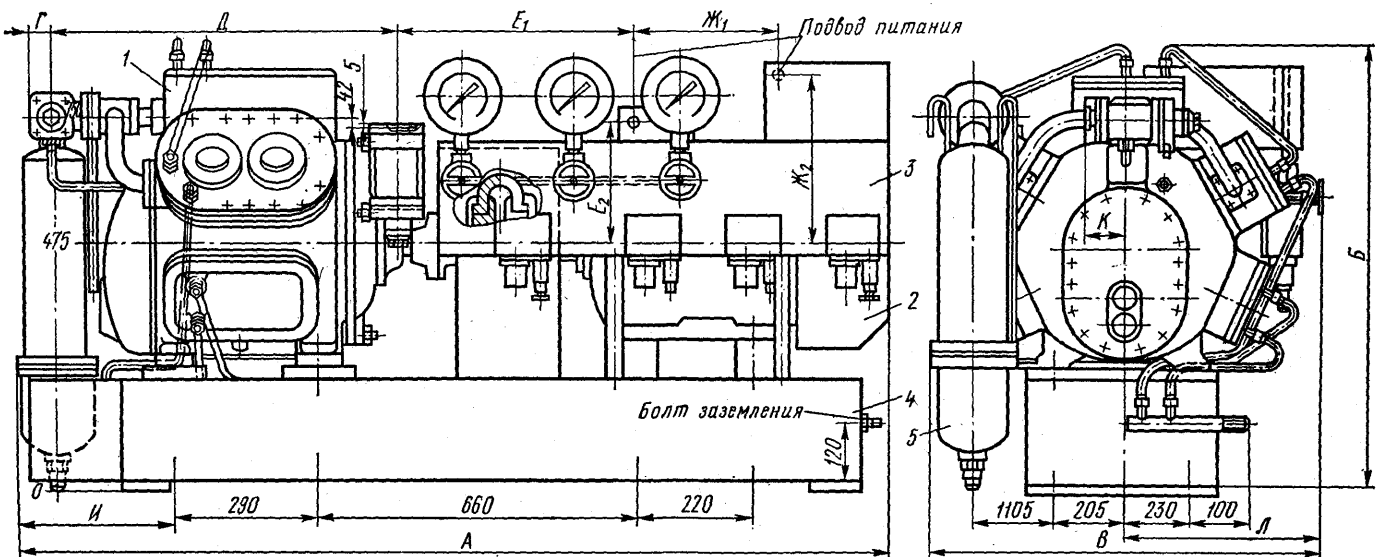


Рис. II—16. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры кипения при температуре конденсации 30°С для агрегатов А40—7—2, А60—7—2 и А80—7—2.

Рис. II—17. Компрессорные агрегаты А40—7—2, А60—7—2 и А80—7—2:

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — щит приборов; *4* — рама; *5* — маслоотделитель.



Марка агрегата	Размеры в мм											
	А	Б	В	Г	Д	E_1	E_2	Ж1	Ж2	И	К	Л
А40-7-2	1750	845	800	65	720	460	215	250	260	340	90	410
А60-7-2	1800	905	835	65	765	465	220	265	265	340	90	410
А80-7-2	1960	925	870	80	800	520	265	310	305	390	95	430

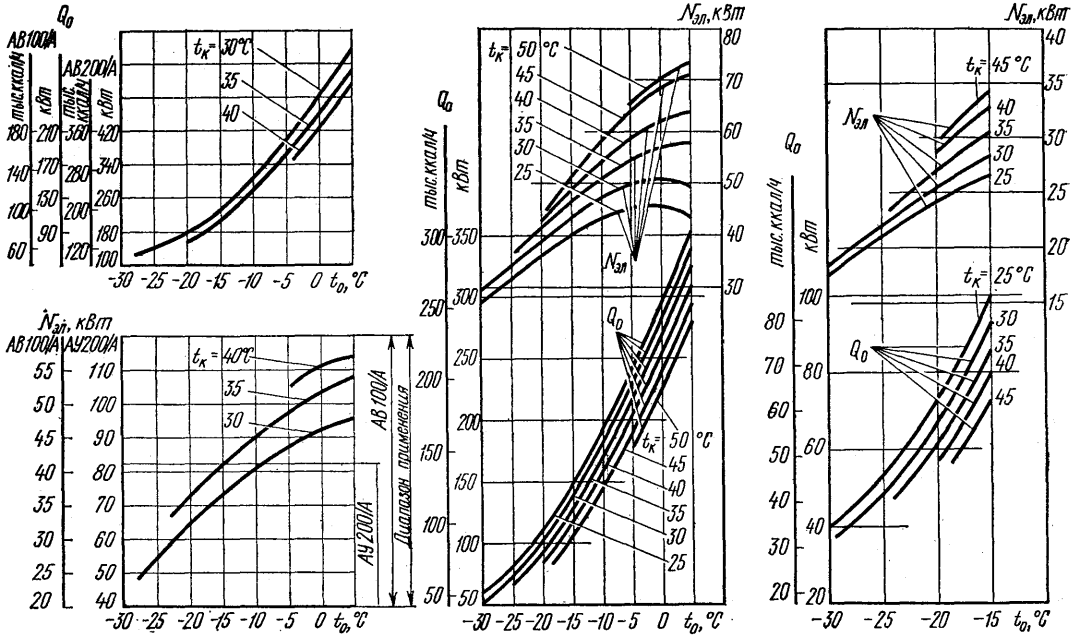


Рис. II—18. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов АВ100/А и АУ200/А.

Рис. II—19. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов А110—7—0, А110—7—1, А110—7—2 и А110—7—3.

Рис. II—20. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегата 1А110—7—0.

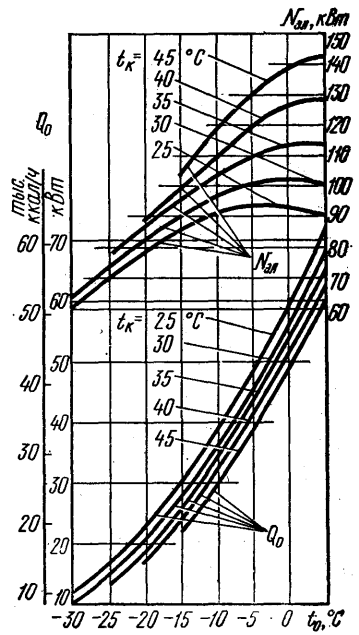
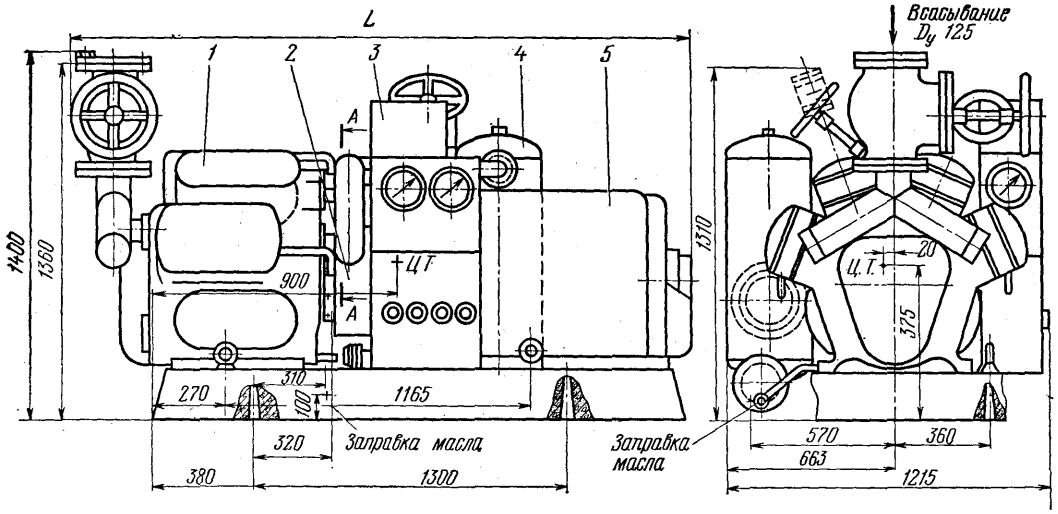


Рис. II—21. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов А220—7—0, А220—7—1, А220—7—2 и А220—7—3.



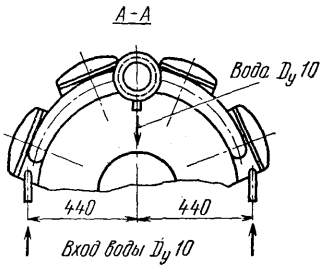


Рис. II—22. Компрессорные агрегаты А220—7—0, А220—7—1, А220—7—2 и А220—7—3:

1 — компрессор; *2* — муфта; *3* — щит приборов; *4* — маслоотделитель; *5* — электродвигатель (для агрегатов А220—7—0 и А220—7—1 L=2560 мм, для агрегатов А220—7—2 и А220—7—3 L=1510 мм)

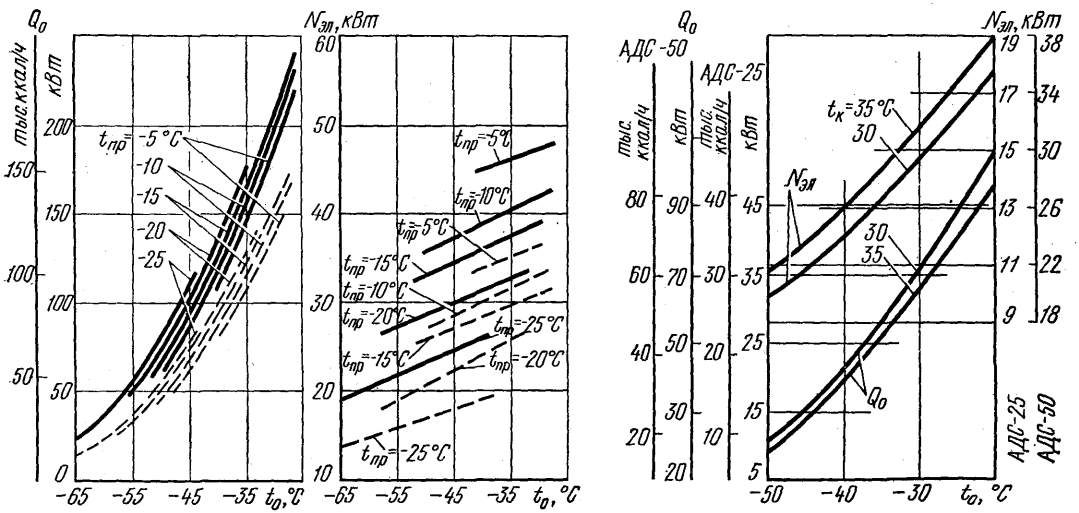
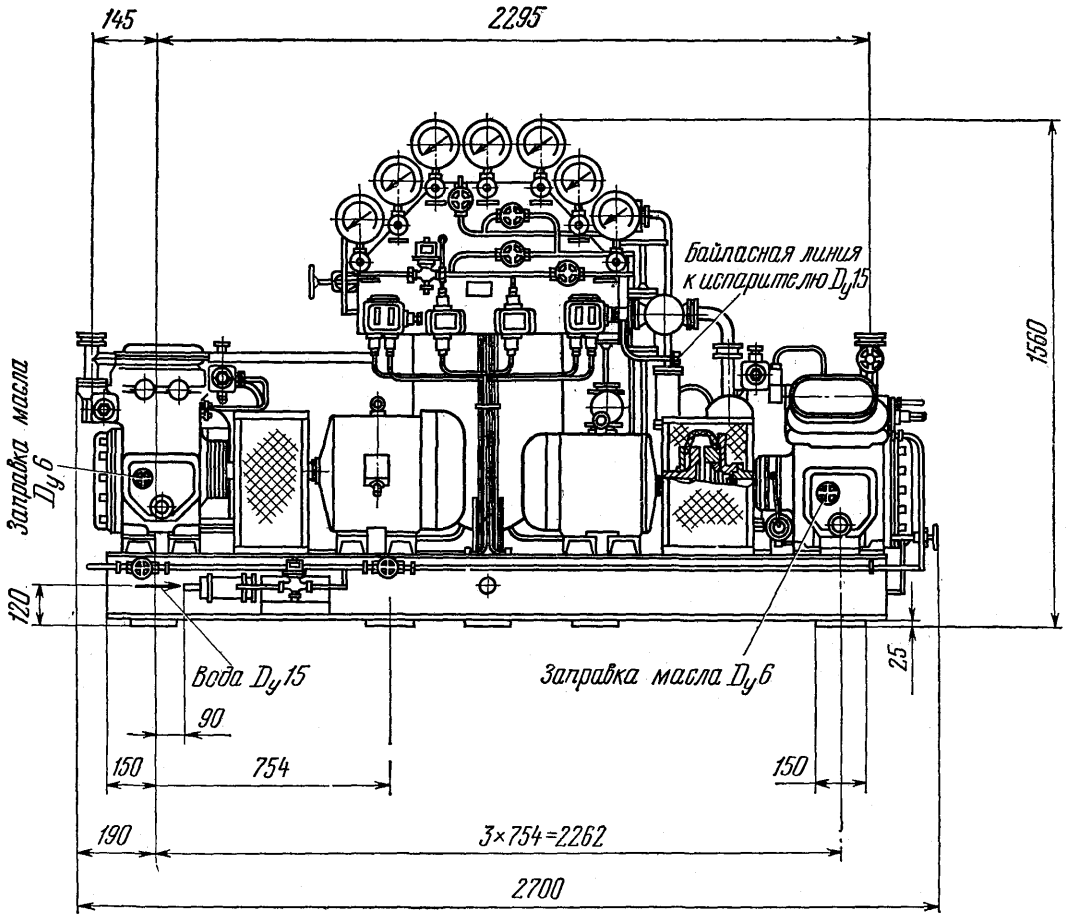
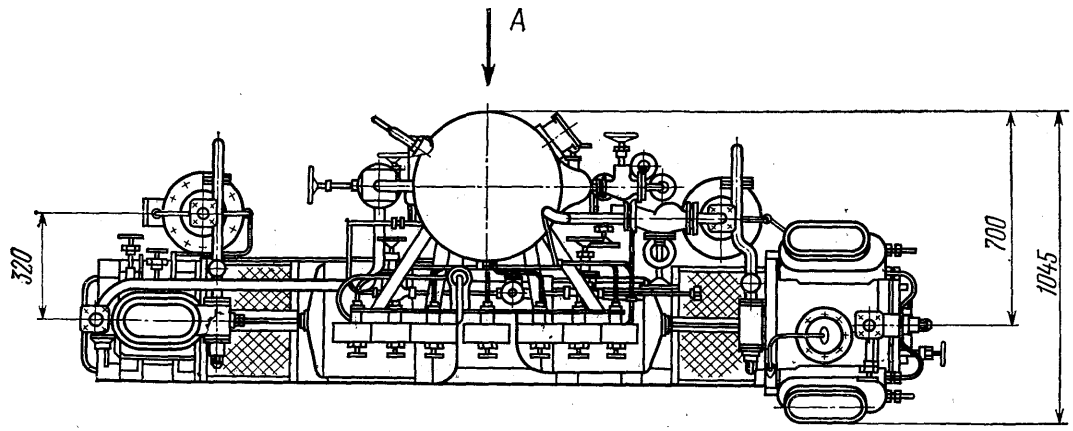


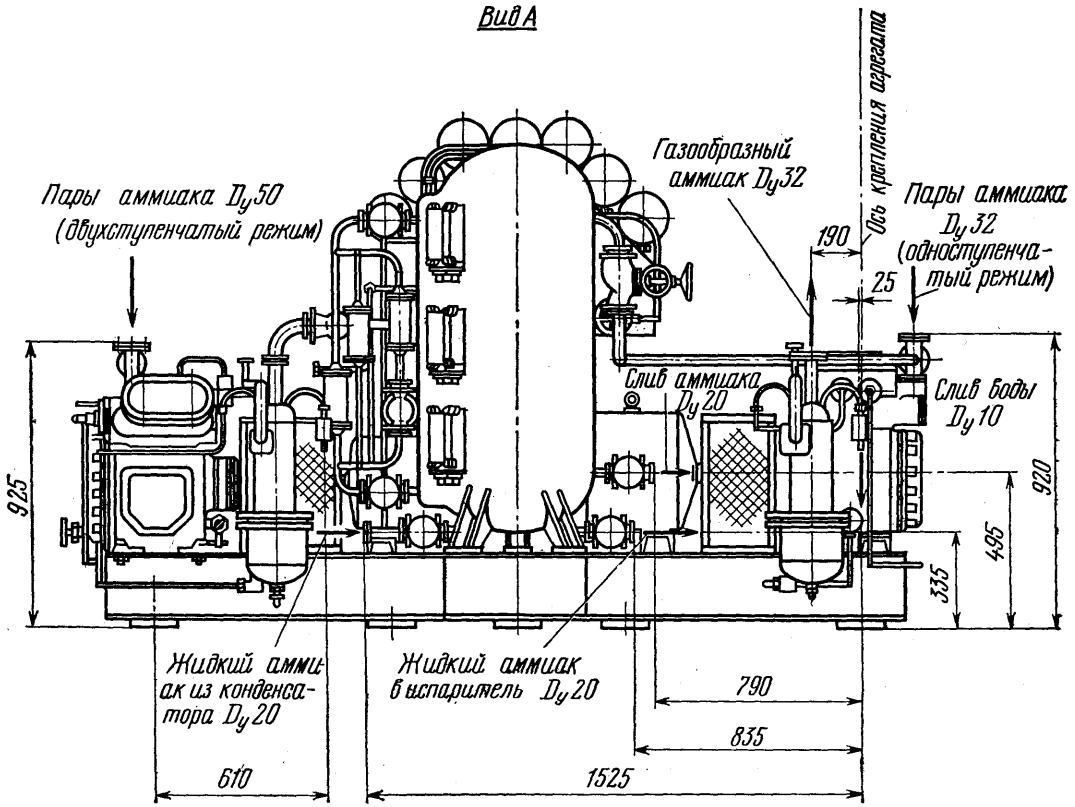
Рис. II—23. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры кипения и промежуточной температуры для агрегатов АК—РАБ100:

при частоте вращения 16,33 с$^{-1}$ (сплошная линия); при частоте вращения 12,17 с$^{-1}$ (пунктир).

Рис. II—24. Зависимости холодопроизводительности и эффективной мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов АДС—25 и АДС—50.


145
2295
1560
Байпасная линия к испарителю Dу15
Заправка масла Dу6
120
Вода Dу15
Заправка масла Dу6
25
90
150
754
150
190
3×754=2262
2700


A
320
700
1045



План

расположения фундаментных отверстий

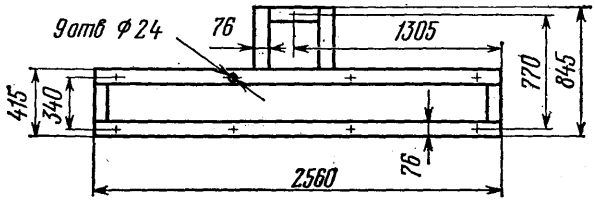


Рис. II—25. Двухступенчатый компрессорный агрегат АДС—25.

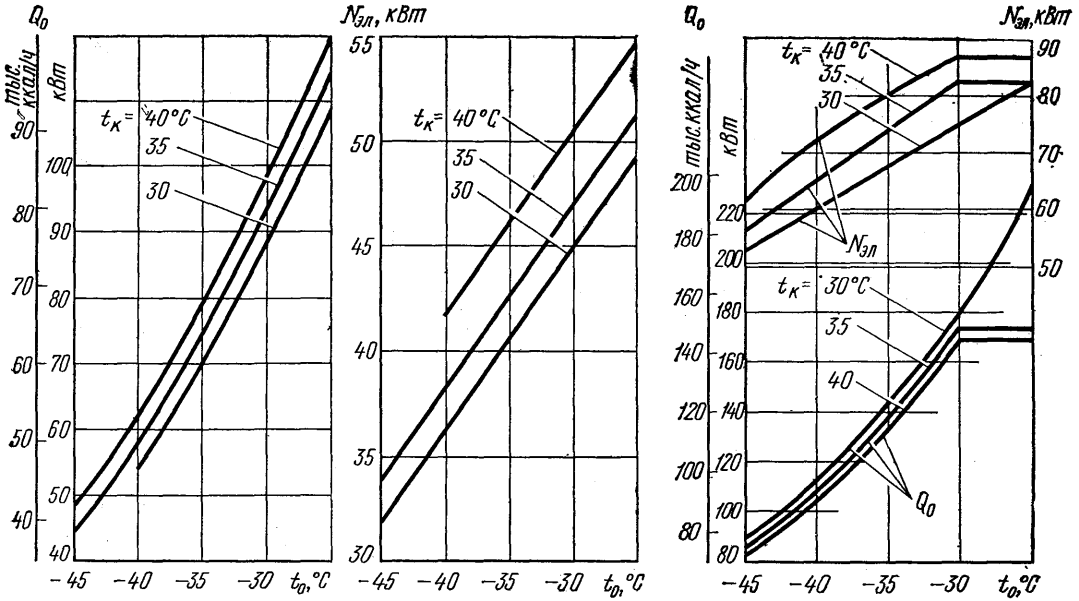


Рис. II—26. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегата ДАУ50/А.

Рис. II—27. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегата АД90—7—4.

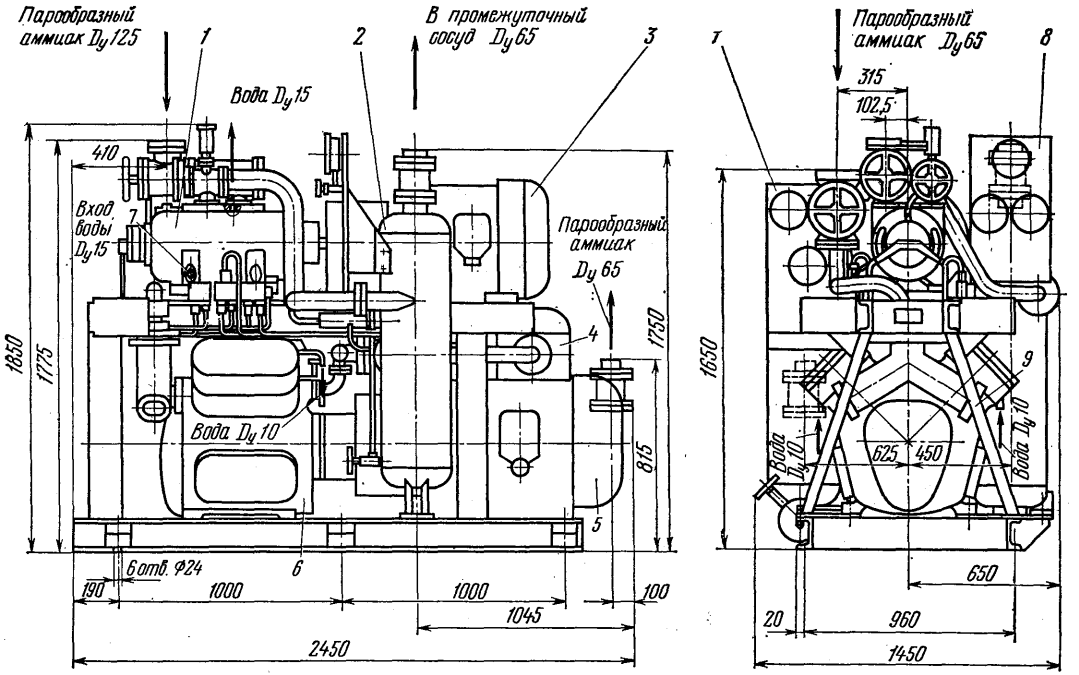


Рис. II—28. Двухступенчатый компрессорный агрегат АД90—7—4:

1 — ротационный бустер-компрессор; *2* — маслоотделитель ступени низкого давления; *3* — электродвигатель ступени низкого давления; *4* — маслоотделитель ступени высокого давления; *5* — электродвигатель ступени высокого давления; *6* — компрессор ступени высокого давления; *7* и *8* — щиты манометров; *9* — рама.

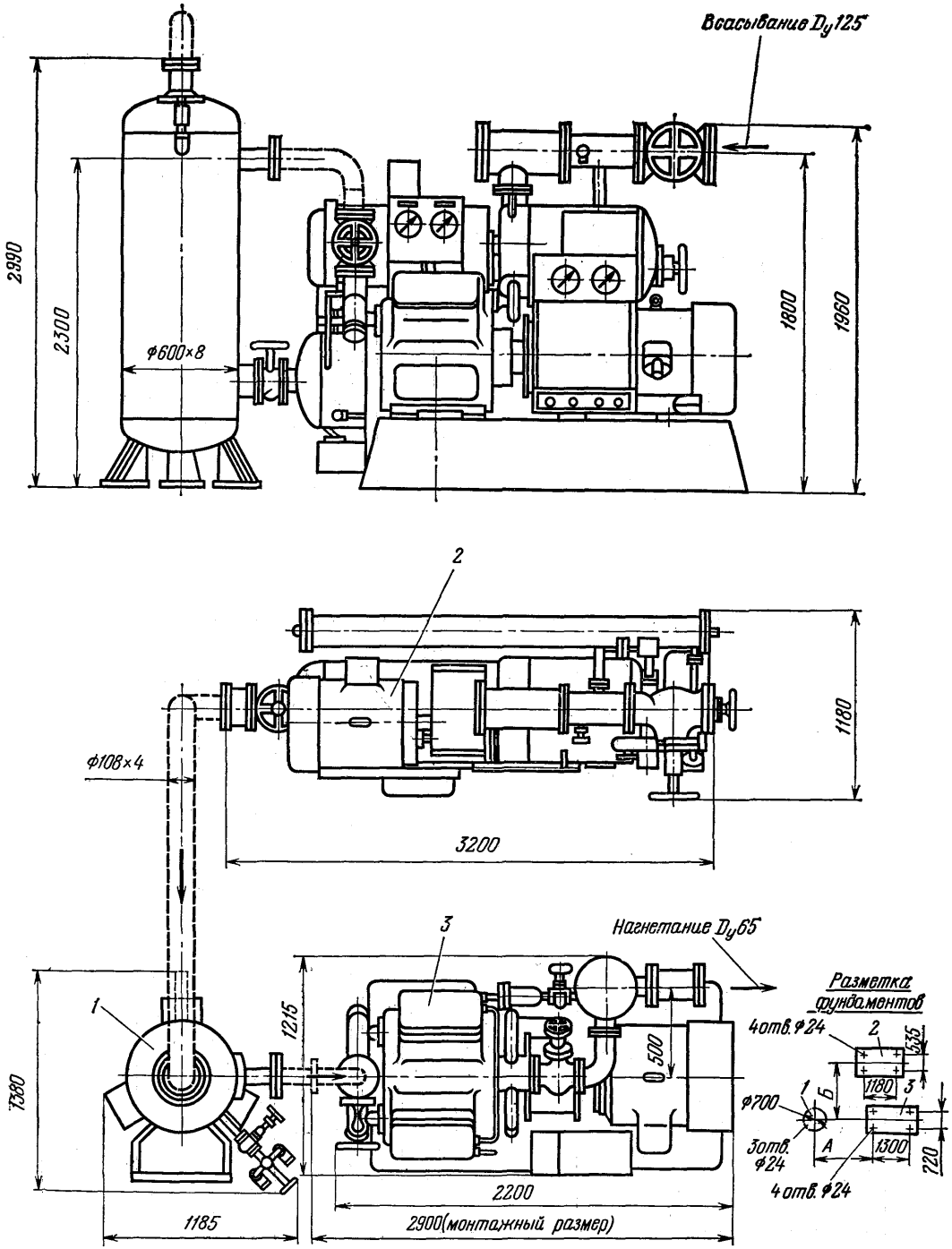


Рис. II—29. Двухступенчатый компрессорный агрегат АД—130—74:

1 — промежуточный сосуд СПА600; *2* — винтовой агрегат 5ВХ—350/2,6А; *3* — компрессорный агрегат А110—7—0; размеры А, Б и В определяют при проектировании холодильной установки.

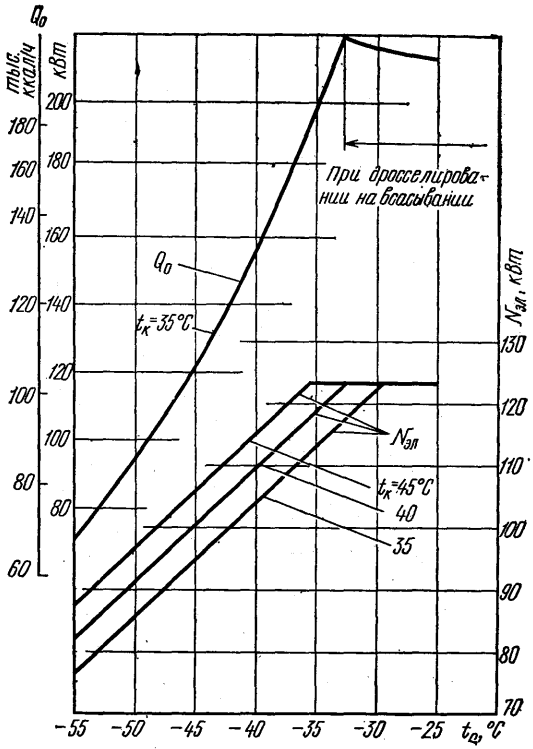


Рис. II—30. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов АД130—7—4 и АД130—7—5.

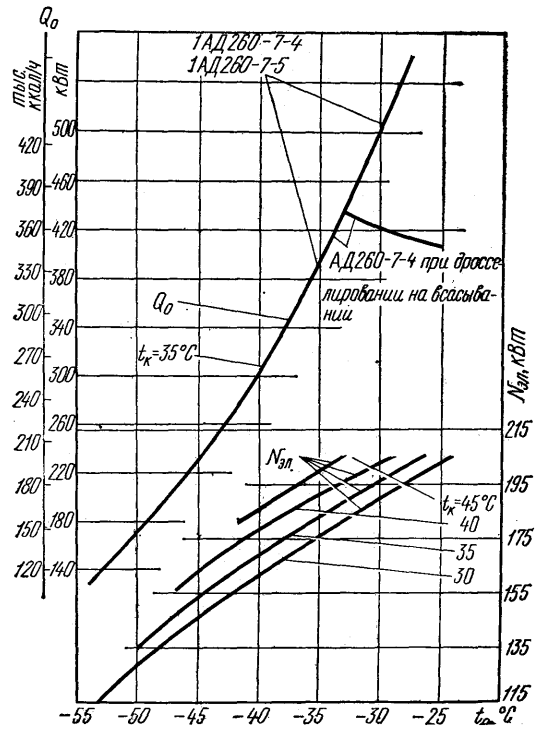


Рис. II—31. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов АД260—7—4, АД260—7—5 и 1АД260—7—4.

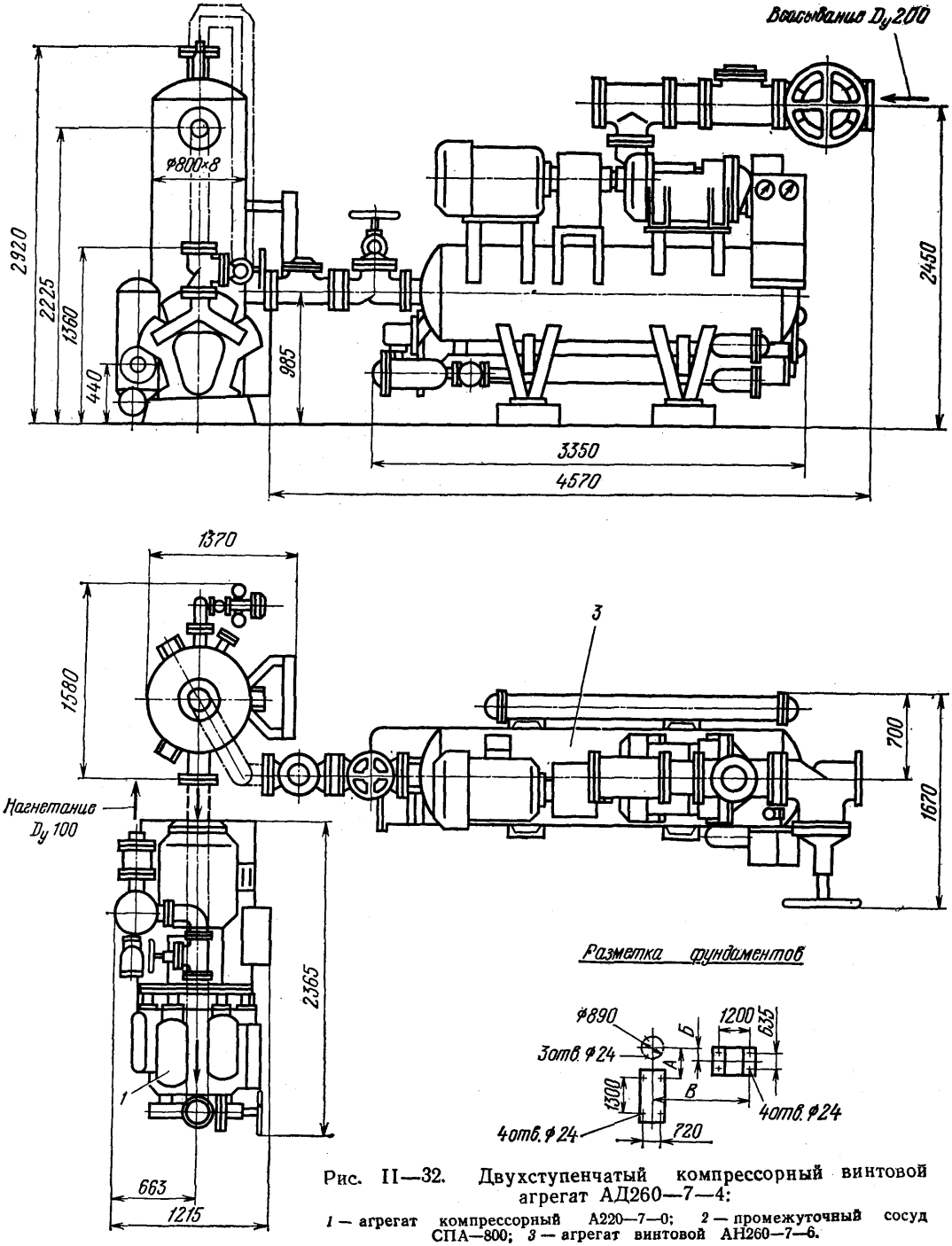


Рис. II—32. Двухступенчатый компрессорный винтовой агрегат АД260—7—4:

1 — агрегат компрессорный А220—7—0; *2* — промежуточный сосуд СПА—800; *3* — агрегат винтовой АН260—7—6.

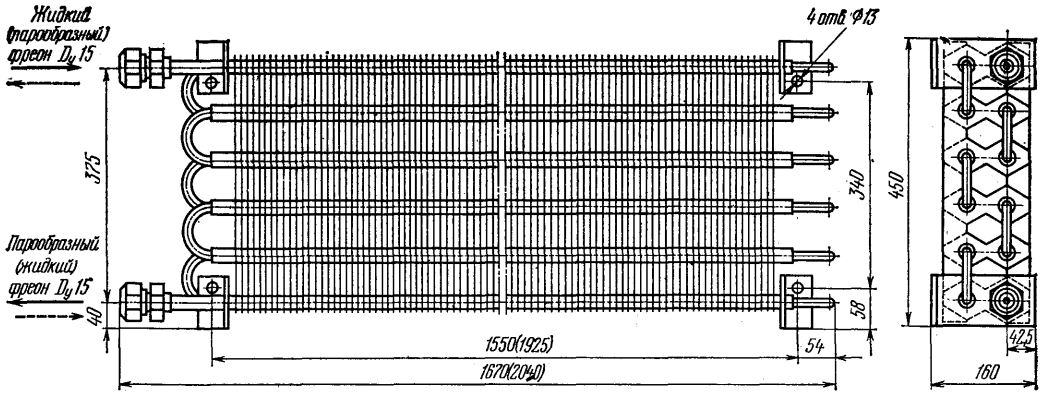


Рис. II—33. Испарительные батареи ИРСН—10 и ИРСН—12,5С (размеры в скобках — для батареи ИРСН —12,5С).

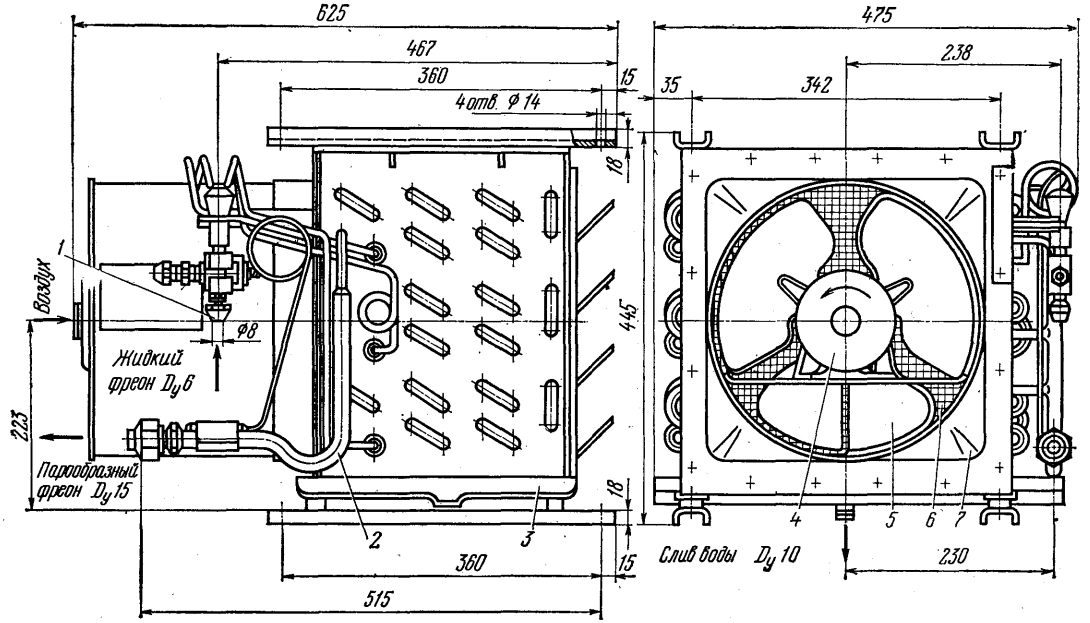


Рис. II—34. Воздухоохладитель 3В09:

1 — терморегулирующий вентиль; *2* — газовый коллектор; *3* — поддон; *4* — двигатель; *5* — вентилятор; *6* — батарея; *7* — диффузор.

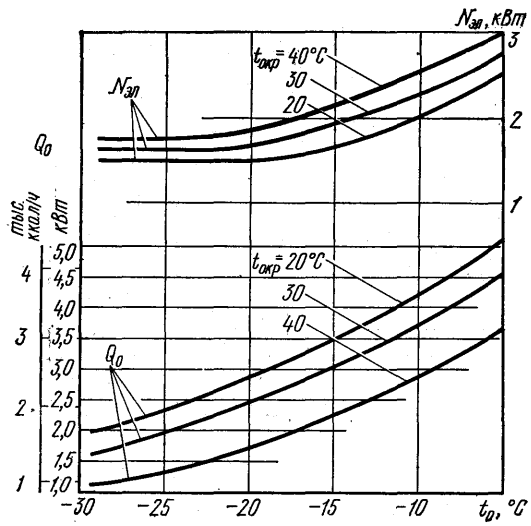


Рис. II—35. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и окружающего воздуха для машины МВВ4—1—2.

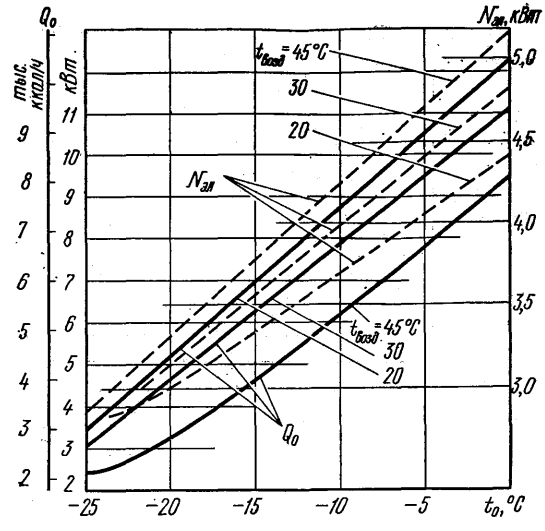


Рис. II—36. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и окружающего воздуха для машины 1МВВ6—1—2.

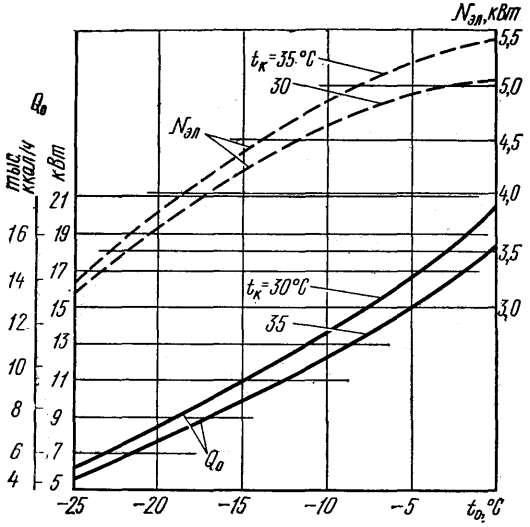


Рис. II—37. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для машины 1МКВ9—1—2.

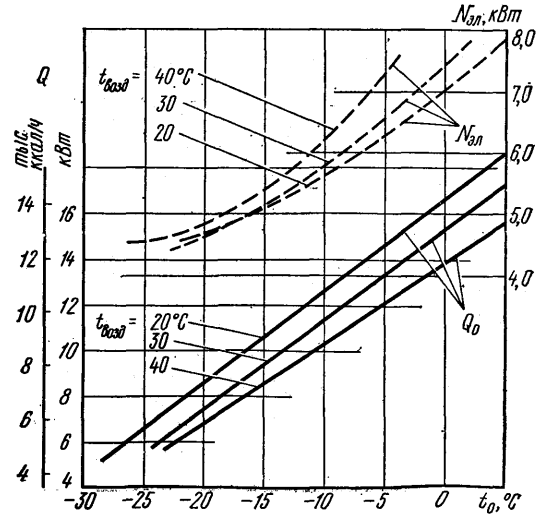


Рис. II—38. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и окружающего воздуха для машины 1МВВ9—1—2.

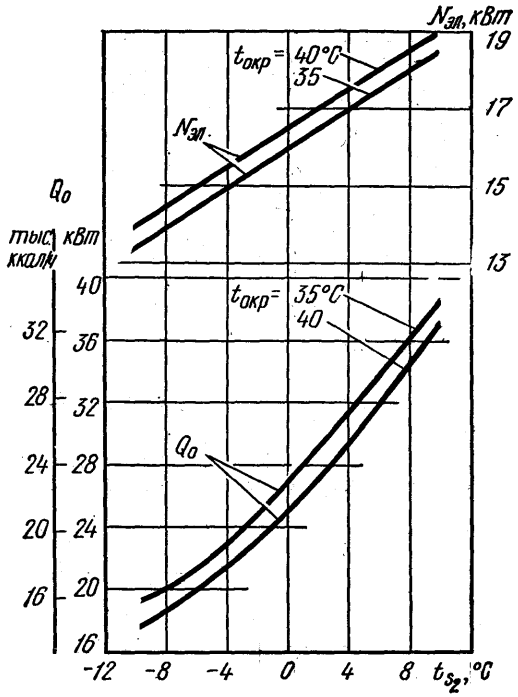
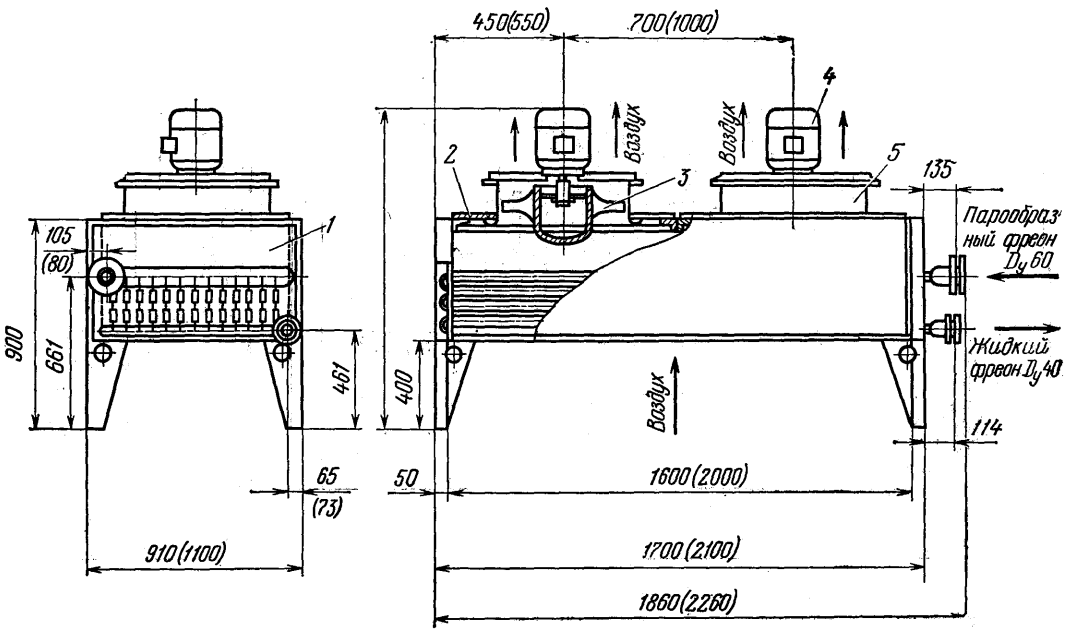


Рис. II—39. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур окружающего воздуха и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МВТ18—1—0 (ФМВ18—1).

Рис. II—40. Воздушные конденсаторы ВК160А к машине МВТ18—1—0 и ВК250А к машине МВТ25—1—0 (размеры в скобках — для конденсатора ВК250А):

1 — батарея; *2* — верхний лист; *3* — крыльчатка; *4* — ограждение; *5* — электродвигатель.



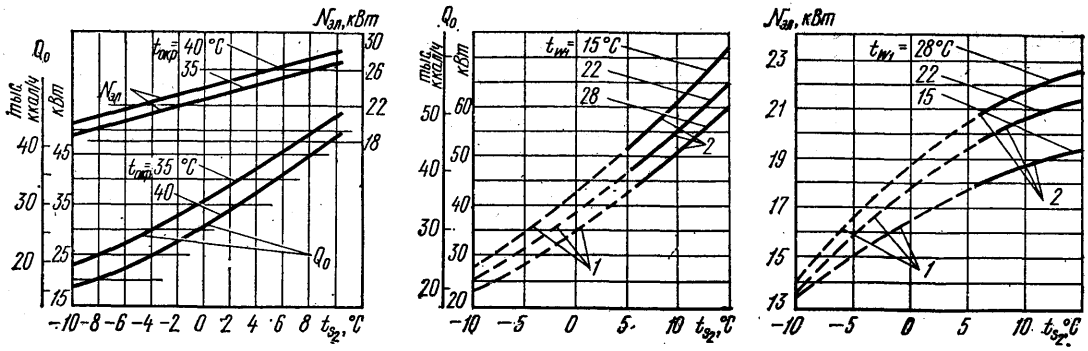


Рис. II—41. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур окружающего воздуха и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МВТ25—1—0 (ФМВ25—1).

Рис. II—42. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур хладоносителя на выходе из испарителя и охлаждающей воды для машины ХМ—ФУУБС45:

1 — хладоноситель; *2* — вода.

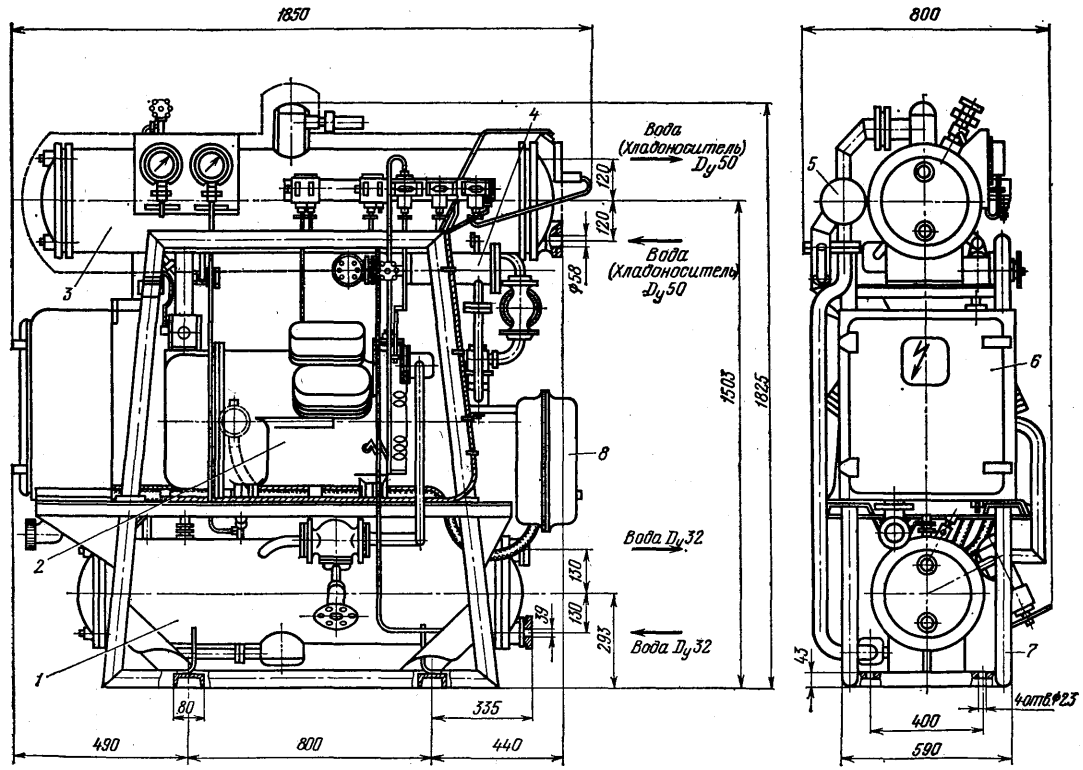


Рис. II—43. Холодильная машина ХМ—ФУУБС45:

1 — конденсатор; *2* — компрессор; *3* — испаритель; *4* — фильтр-осушитель; *5* — теплообменник; *6* — щит управления; *7* — рама; *8* — пускатель компрессора и насоса.

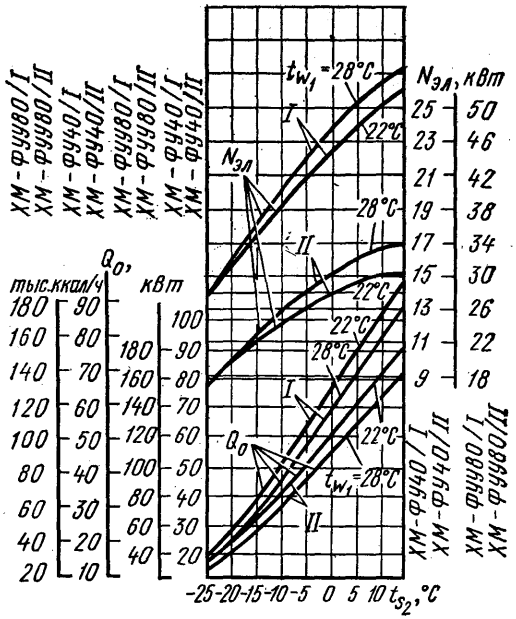


Рис. II—44. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур хладоносителя на выходе из испарителя и охлаждающей воды для машин ХМ—ФУ40/I, ХМ — ФУ40/II, ХМ — ФУУ80/I и ХМ —ФУУ80/II:

I — при частоте вращения 24 с—¹; *II* — при частоте вращения 16 с—¹.

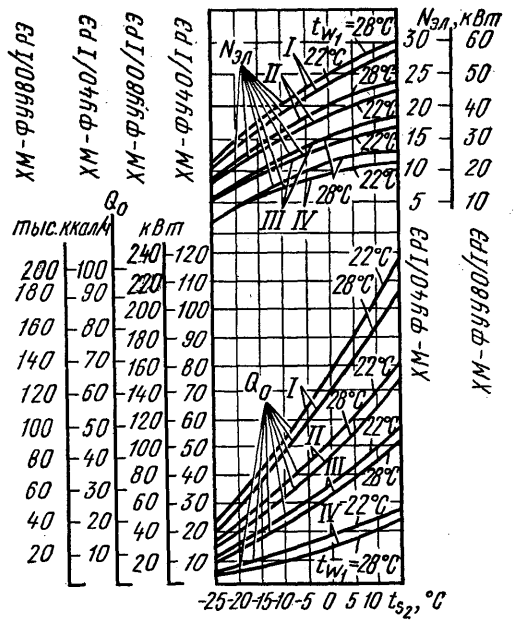


Рис. II—45. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур хладоносителя на выходе из испарителя и охлаждающей воды для машин ХМ— ФУ40/IРЭ и ХМ — ФУУ80/IРЭ:

I — при холодопроизводительности 100%; *II* — при холодопроизводительности 75%; *III* — при холодопроизводительности 50%; *IV* — при холодопроизводительности 25%.

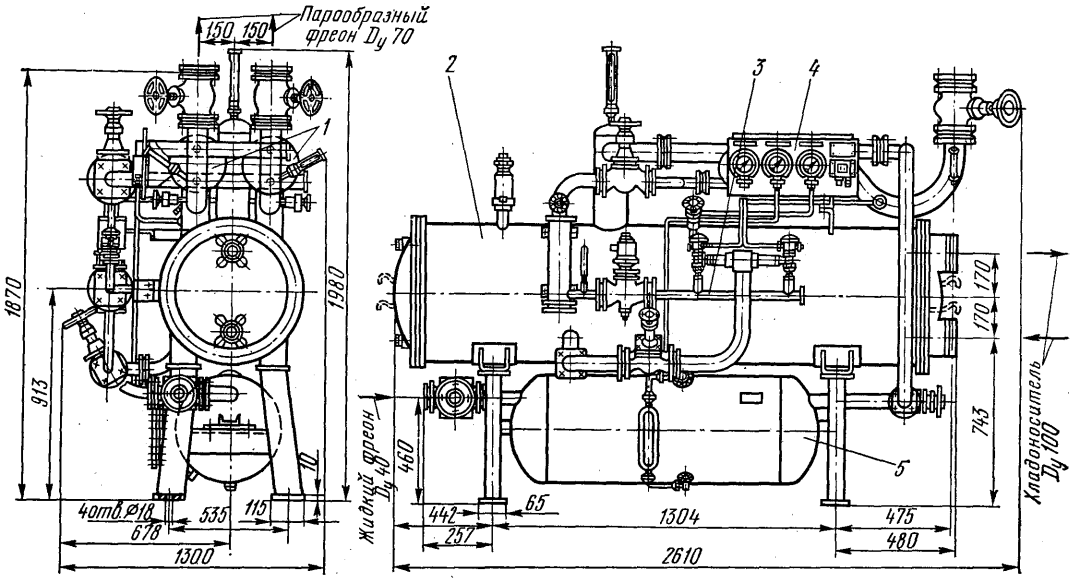


Рис. II—46. Испарительно-регулирующий агрегат АИР—200В:

1 — теплообменник; *2* — испаритель; *3* — регулирующая станция; *4* — щит приборов; *5* — ресивер.

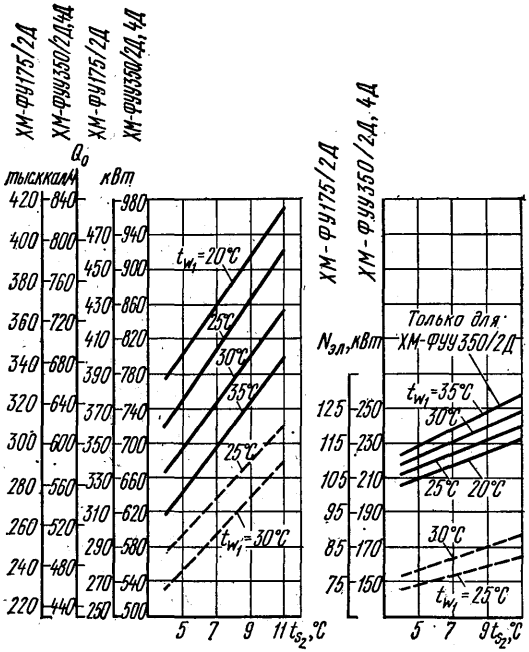


Рис. II—47. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур хладоносителя на выходе из испарителя и охлаждающей воды для машины ХМ—ФУ175/2Д. ХМ—ФУУ350/2Д (сплошные линии) и ХМ—ФУУ350/4Д (пунктир).

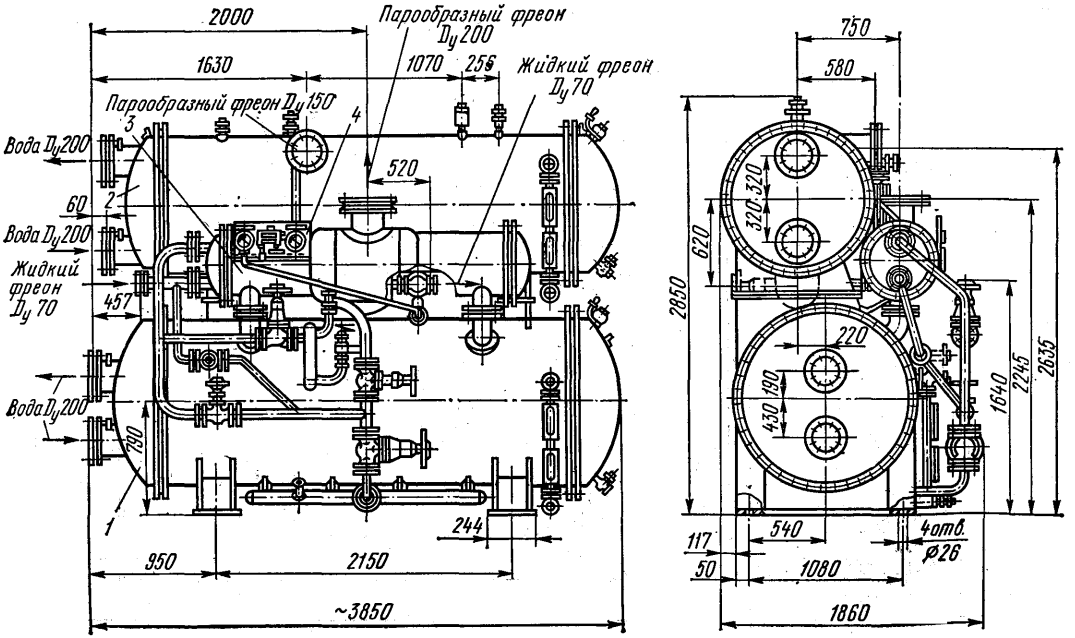


Рис II—48. Испарительно-конденсаторный агрегат АИК800А:

1 — испаритель; *2* — конденсатор; *3* — теплообменник; *4* — щит приборов.

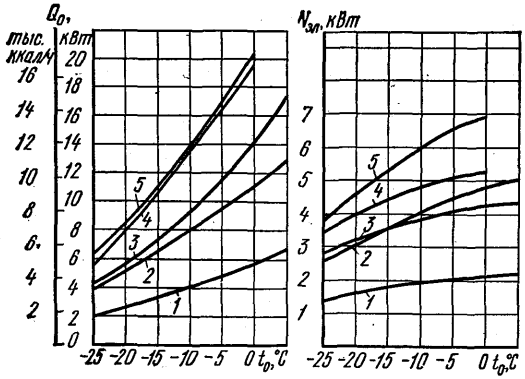


Рис. II—49. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры кипения при температуре охлаждающей воды 25°С или охлаждающего воздуха 20°С для агрегатов:

1 — 4Ф—00; *2* — АКВ—ФВБС6; *3* — АК—ФВ6; *4* — АК—ФУ8; *5* — АК—ФУБС9.

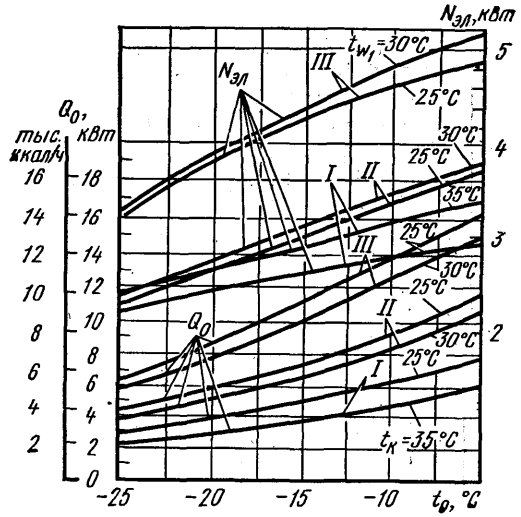


Рис. II—50. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов:

I — АКI—4; *II* — АКI—6М; *III* — АКI—9.

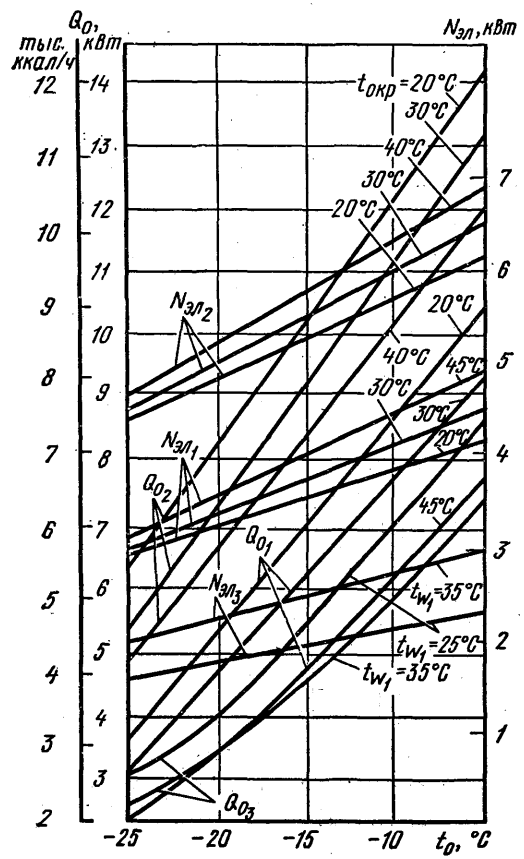


Рис. II—51. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающего воздуха для агрегатов АКВI—6 и АКВI—9 и от температур кипения и охлаждающей воды для агрегата АК—ФВ4М:

Q_{01} и $N_{эл1}$ — для АКВI—6; Q_{02} и $N_{эл2}$ — для АКВI—9; Q_{03} и $N_{эл3}$ — для АК—ФВ4М.

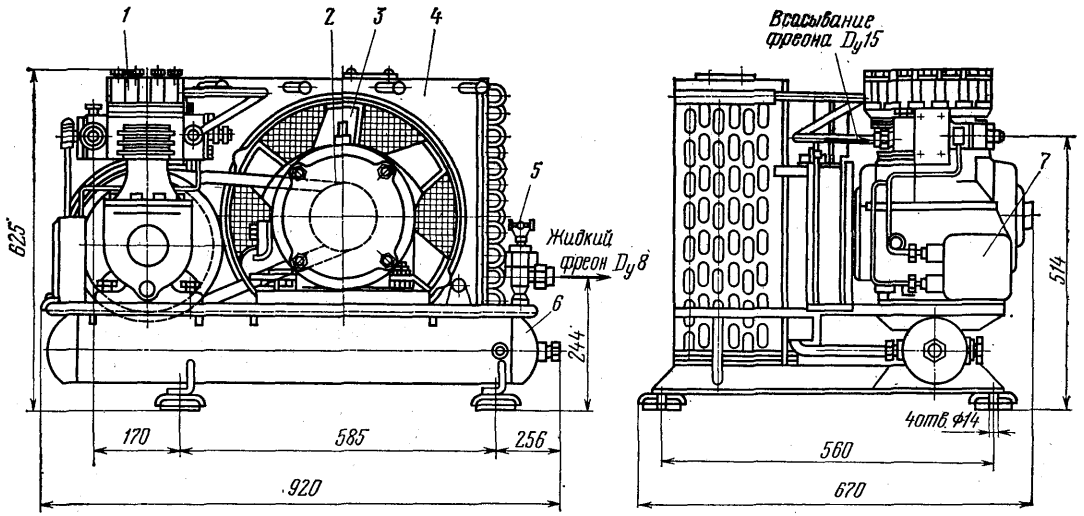


Рис. II—52. Компрессорно-конденсаторный агрегат 4Ф—00:

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — вентилятор; *4* — конденсатор; *5* — запорный вентиль; *6* — ресивер; *7* — реле давления.

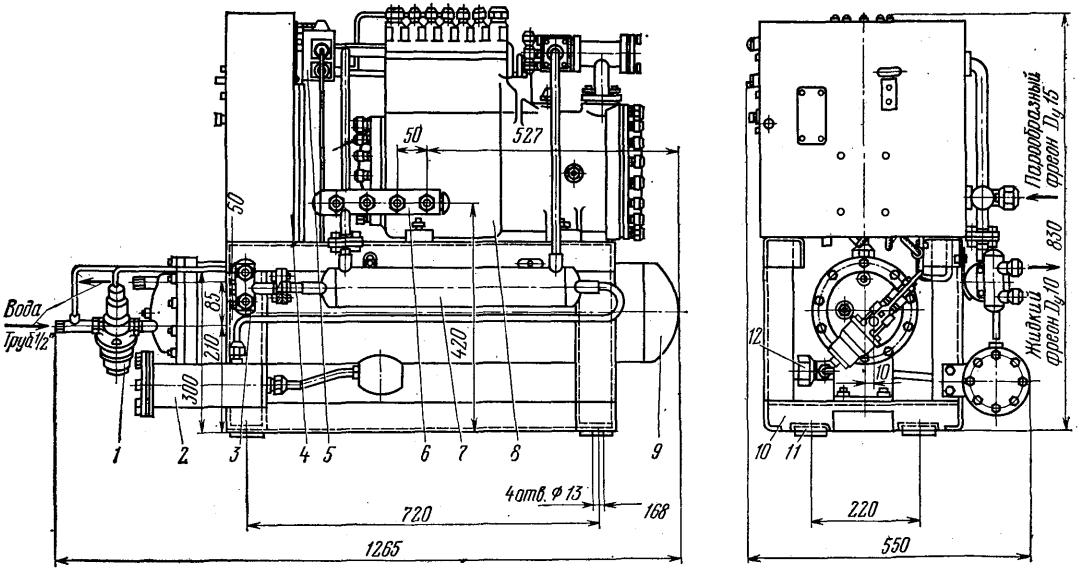


Рис. II—53. Компрессорно-конденсаторный агрегат AKI-4:

1 — водорегулирующий вентиль; *2* — фильтр-осушитель; *3* — жидкостный коллектор; *4* — щит управления; *5* — реле давления; *6* — газовый коллектор; *7* — теплообменник; *8* — компрессор; *9* — конденсатор; *10* — рама; *11* — амортизатор; *12* — запорный вентиль.

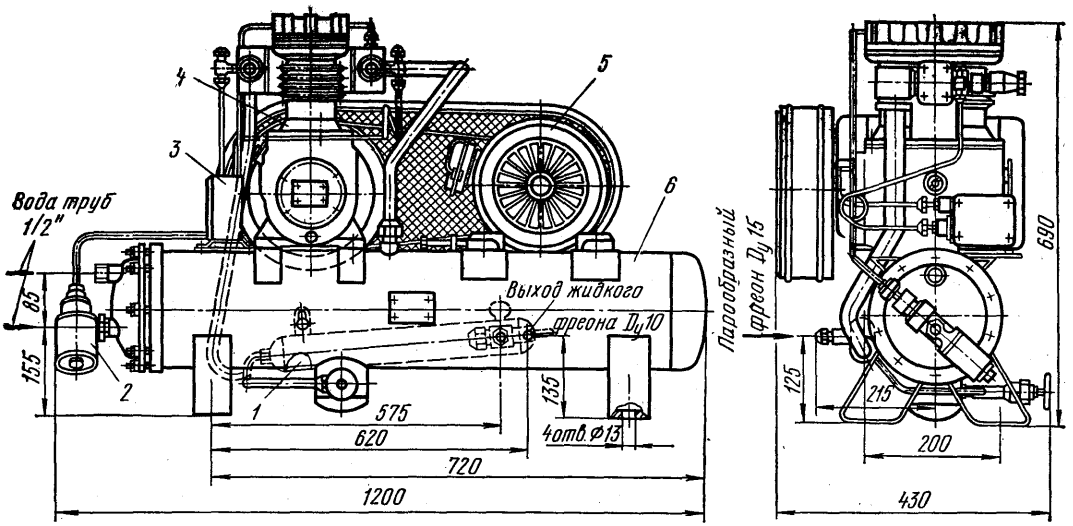


Рис. II—54. Компрессорно-конденсаторный агрегат АК—ФВ4М:

1 — теплообменник; *2* — водорегулирующий вентиль; *3* — реле давления; *4* — компрессор; *5* — электродвигатель; *6* — конденсатор.

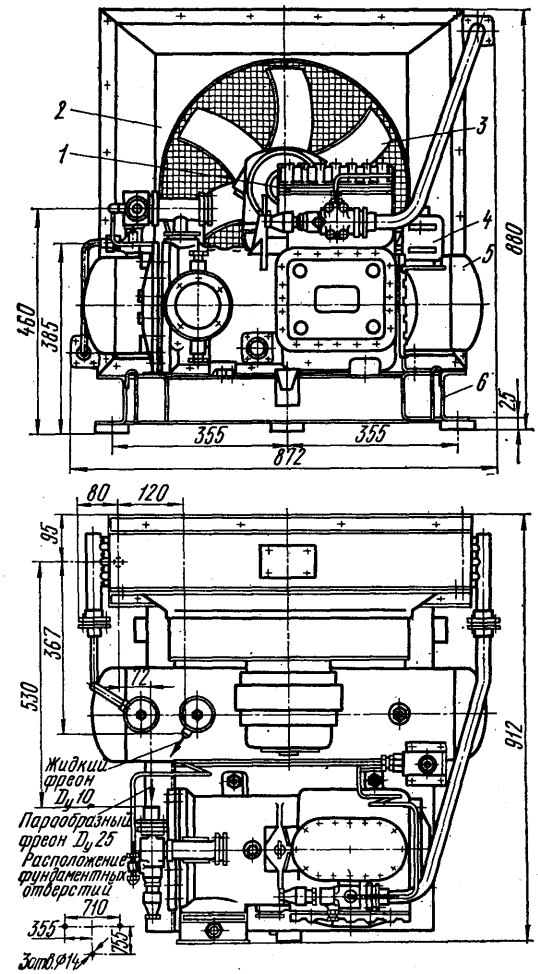


Рис. II—55. Компрессорно-конденсаторный агрегат АКВ — ФВБС6:

1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — вентилятор; *4* — реле давления; *5* — ресивер; *6* — рама.

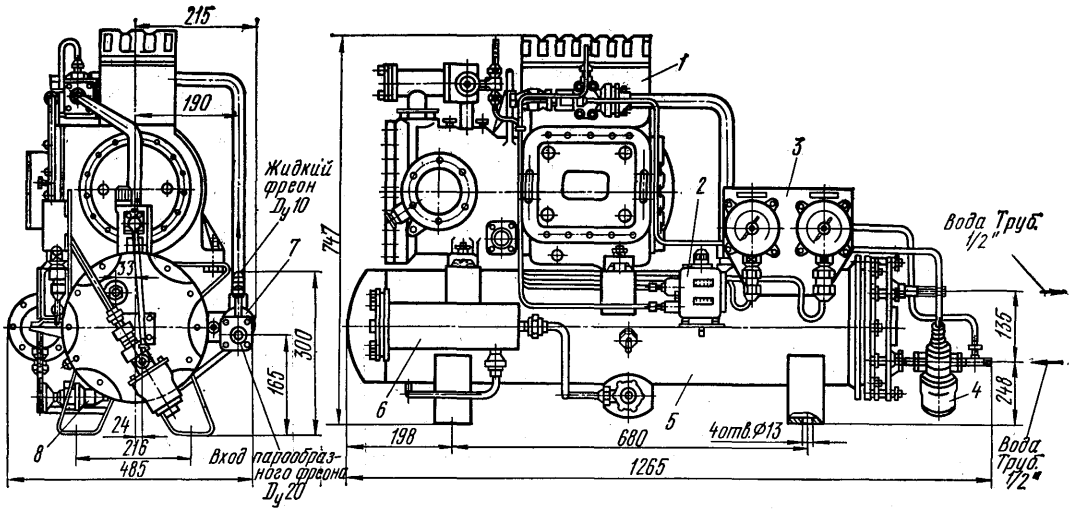


Рис. II—56. Компрессорно-конденсаторный агрегат АКI—6 М:

1 — компрессор; *2* — реле давления; *3* — щит манометров; *4* — водорегулирующий вентиль; *5* — конденсатор; *6* — фильтр-осушитель; *7* — теплообменник; *8* — запорный вентиль.

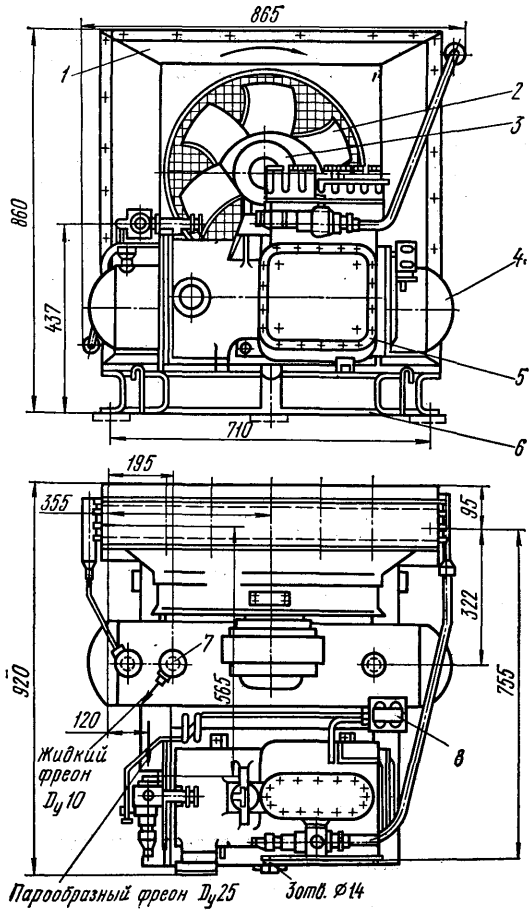


Рис. II—57. Компрессорно-конденсаторный агрегат АКВ1—6:

1 — конденсатор; *2* — вентилятор; *3* — электродвигатель; *4* — ресивер; *5* — компрессор; *6* — рама, *7* — запорный вентиль; *8* — реле давления.

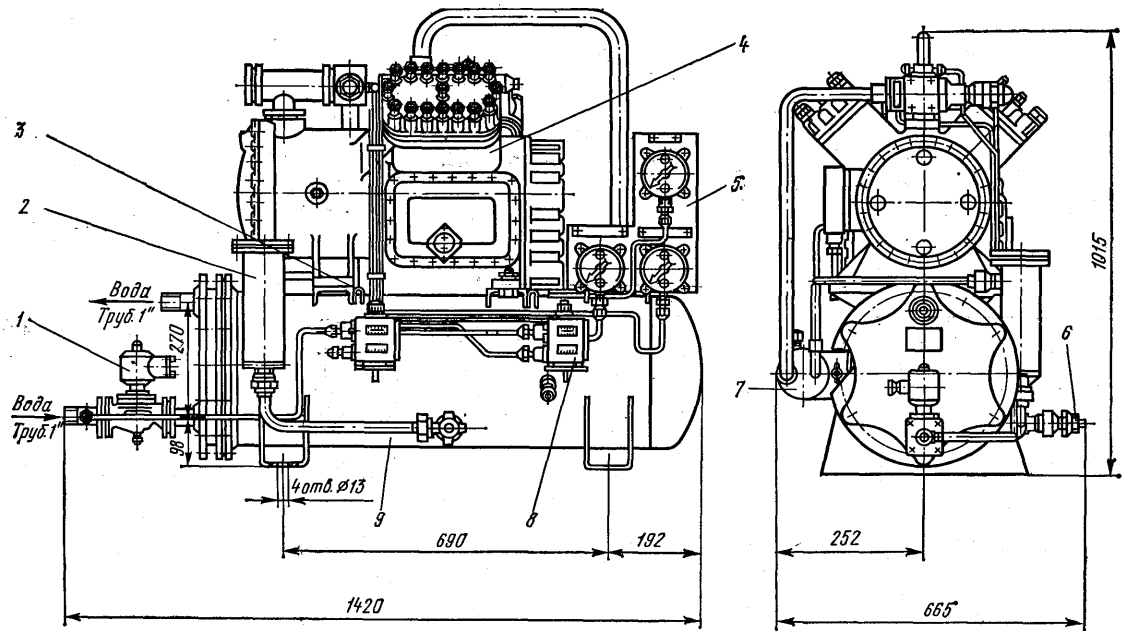


Рис. II—58. Компрессорно-конденсаторный агрегат АК1—9:

1 — соленоидный вентиль; *2* — фильтр-осушитель; *3* — скоба для подъема агрегата; *4* — компрессор; *5* — щит манометров; *6* — запорный вентиль; *7* — теплообменник; *8* — реле давления; *9* — конденсатор.

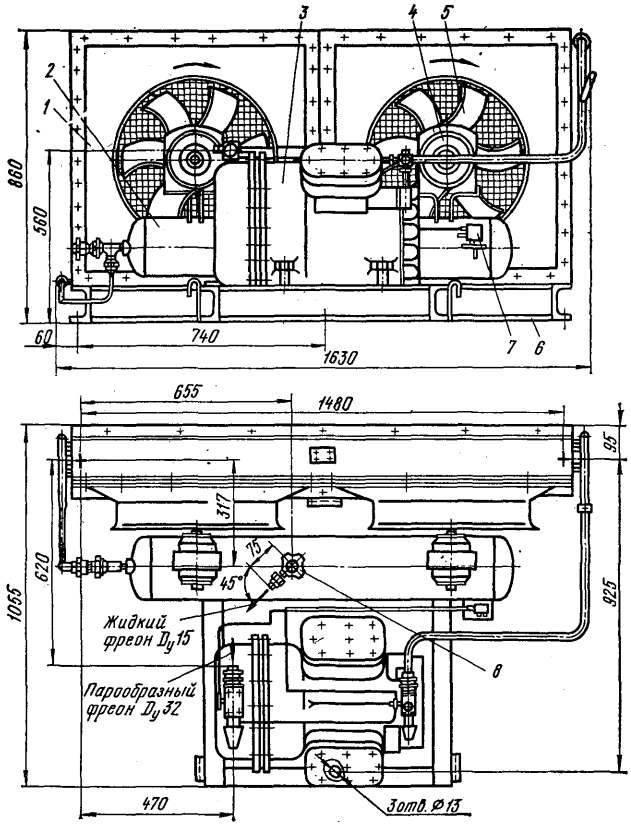


Рис. II—59. Компрессорно-конденсаторный агрегат АКВ1—9:

1 — конденсатор; *2* — ресивер; *3* — компрессор; *4* — электродвигатель; *5* — вентилятор; *6* — рама; *7* — реле давления; *8* — запорный вентиль.

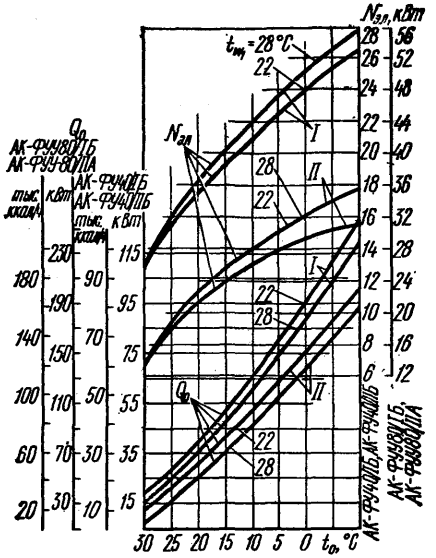


Рис. II—60. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов АК—ФУ40/1Б, АК—ФУ40/1ПБ, АК—ФУУ80/1Б и АК—ФУУ80/1 А:

I — при частоте вращения 24 $с^{-1}$; *II* — при частоте вращения 16 $с^{-1}$.

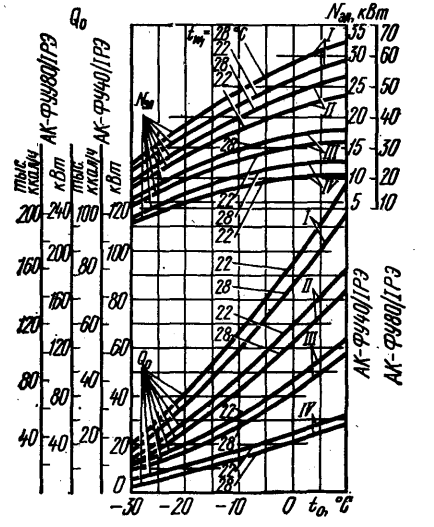


Рис. II—61. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов АК—ФУ40/1РЭ и АК—ФУУ80/1РЭ:

I — при холодопроизводительности 100%; *II* — при холодопроизводительности 75%; *III* — при холодопроизводительности 50%; *IV* — при холодопроизводительности 25%.

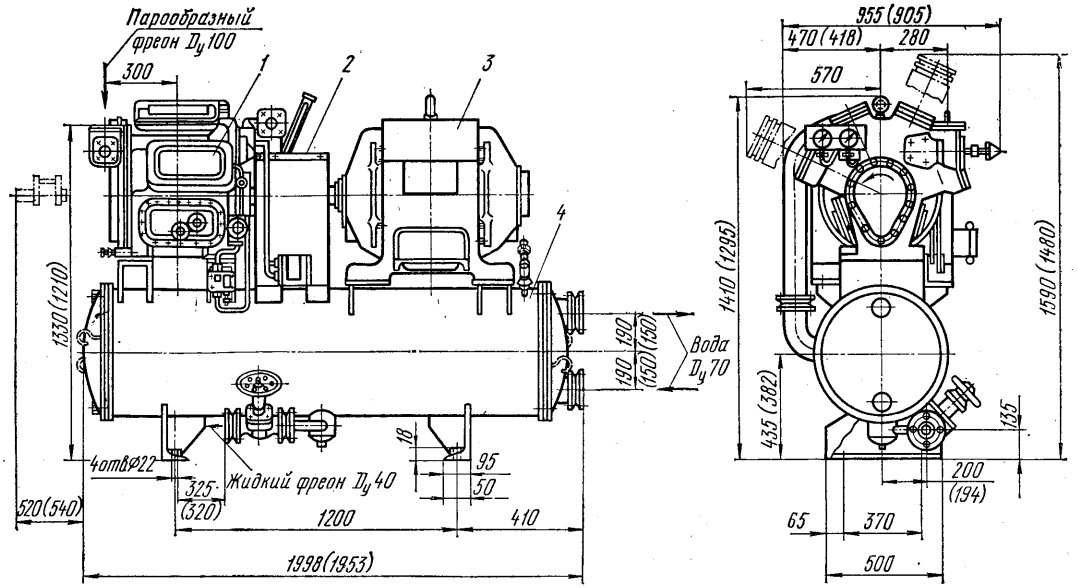


Рис. II—62. Компрессорно-конденсаторные агрегаты АК—ФУУ80/1Б (АК—ФУУ80/1IА):
1 — компрессор; *2* — муфта; *3* — электродвигатель; *4* — конденсатор.

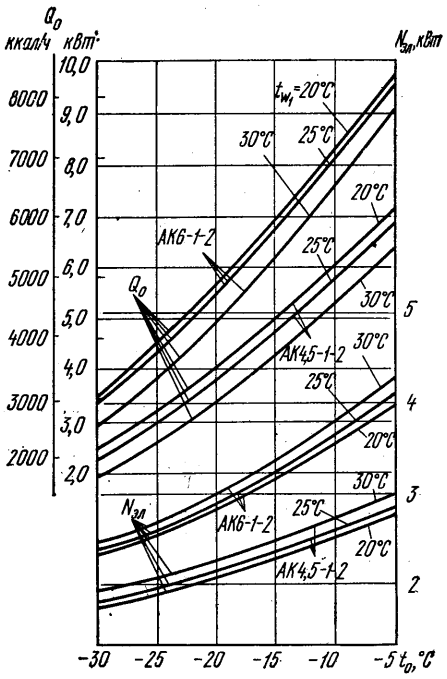


Рис. II—63. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов АК6—I—2 и АК4,5—I—2.

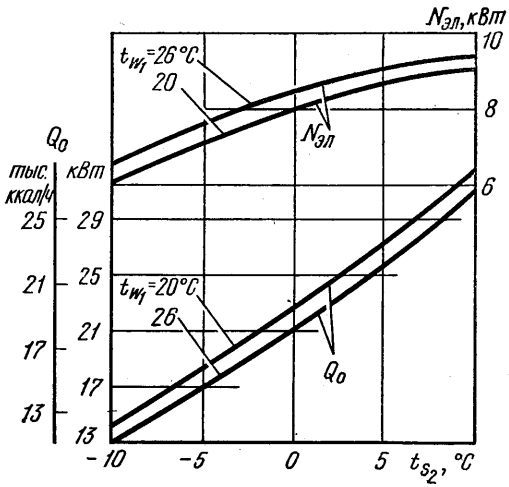


Рис. II—64. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МКТ14—2—0.

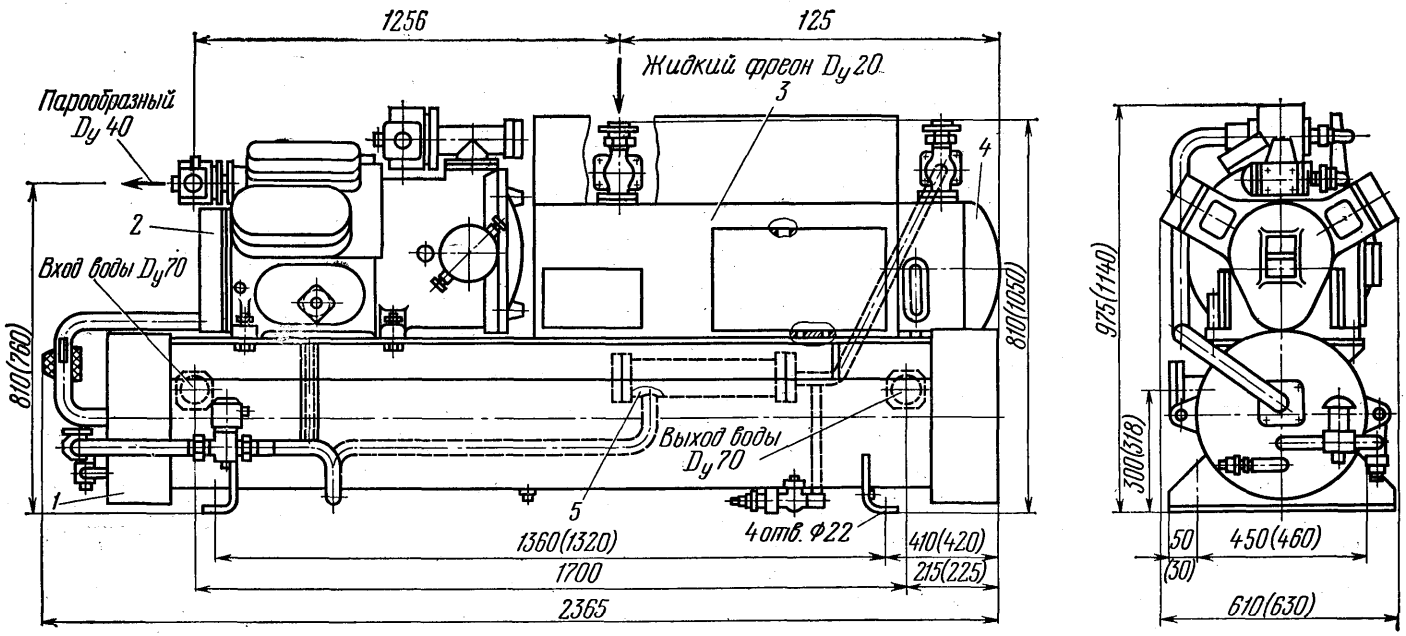


Рис. II—65. Компрессорно-испарительные агрегаты машин МВТ18—1—0 и МВТ25—1—0 (размеры в скобках — для агрегата машины МВТ25—1—0):

1 — испаритель; *2* — компрессор; *3* — щит управления; *4* — ресивер; *5* — фильтр-осушитель.

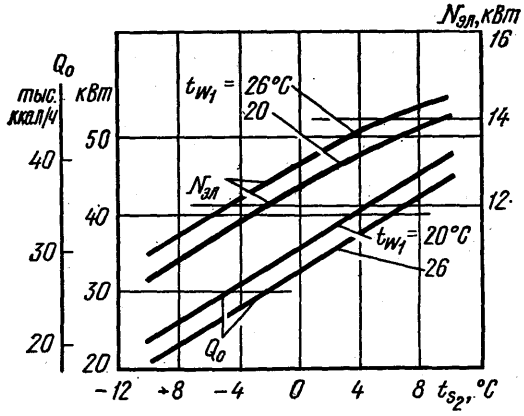


Рис. II—66. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МКТ20—2—0.

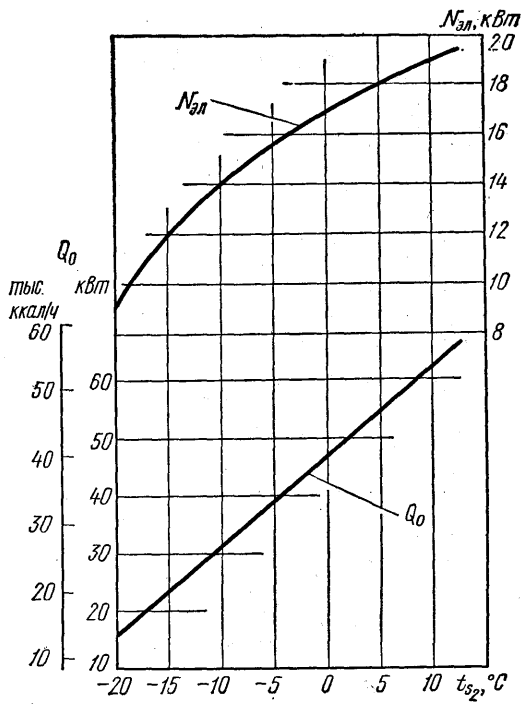


Рис. II—67. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МКТ28—2—0.

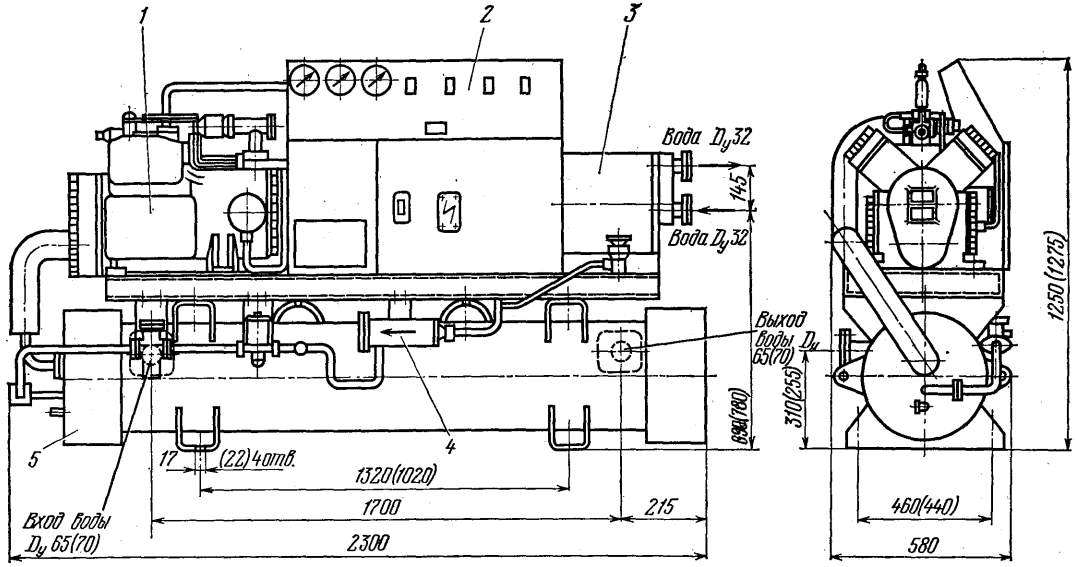


Рис. II—68. Водоохлаждающие машины МКТ14—2—0 (ФМ14—1) и МКТ20—2—0 (ХМВ—36М) (размеры в скобках — для машины МКТ20—2—0):

1 — компрессор; *2* — щит управления; *3* — конденсатор; *4* — фильтр-осушитель; *5* — испаритель.

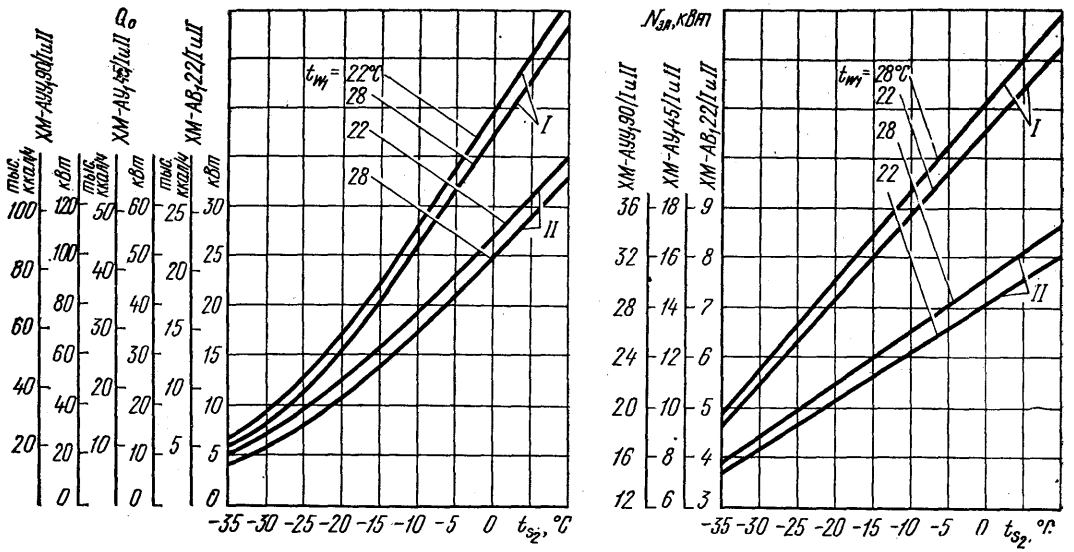


Рис. II—69. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин ХМ — $АВ_122/I$ и ХМ — $АВ_122/II$, $ХМАУ_145/I$ и $ХМАУ_145/II$, ХМ — $АУУ_190/I$ и ХМ — $АУУ_190/II$:

1 — при частоте вращения 24 $с^{-1}$; *2* — при частоте вращения 16 $с^{-1}$.

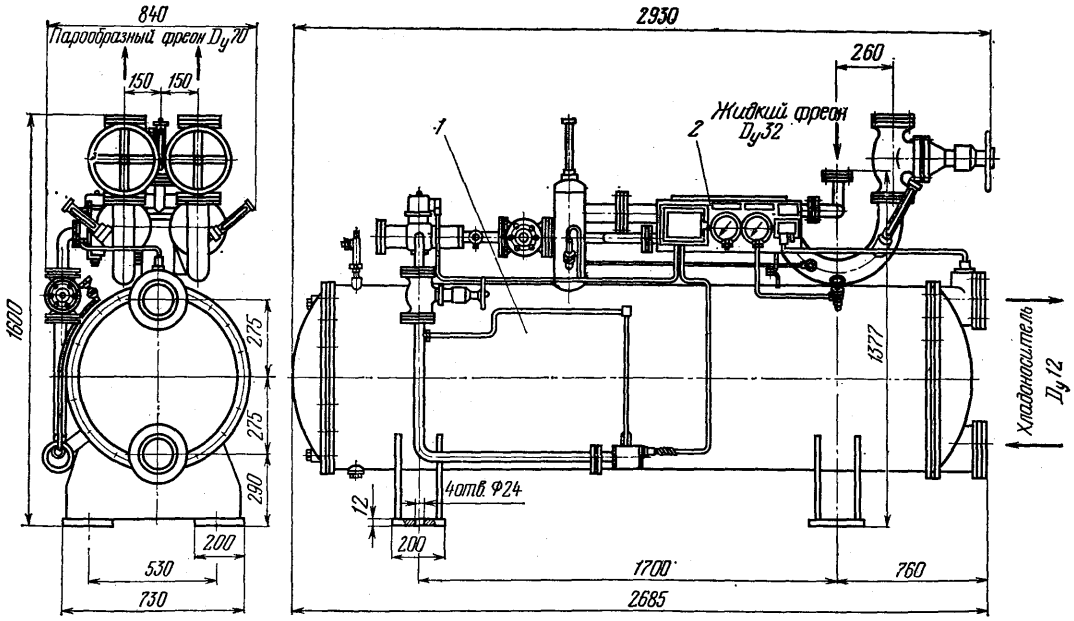


Рис. II—70. Испарительно-регулирующий агрегат АИР180:

1 — испаритель; *2* — автоматическая регулирующая станция.

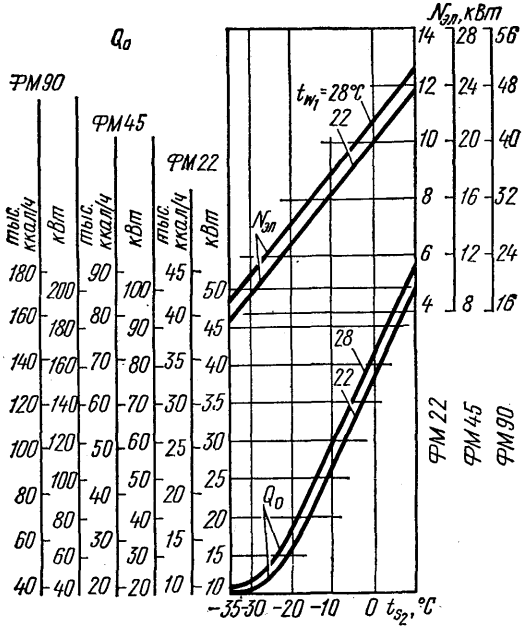


Рис. II—71. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин ФМ22, ФМ45 и ФМ90.

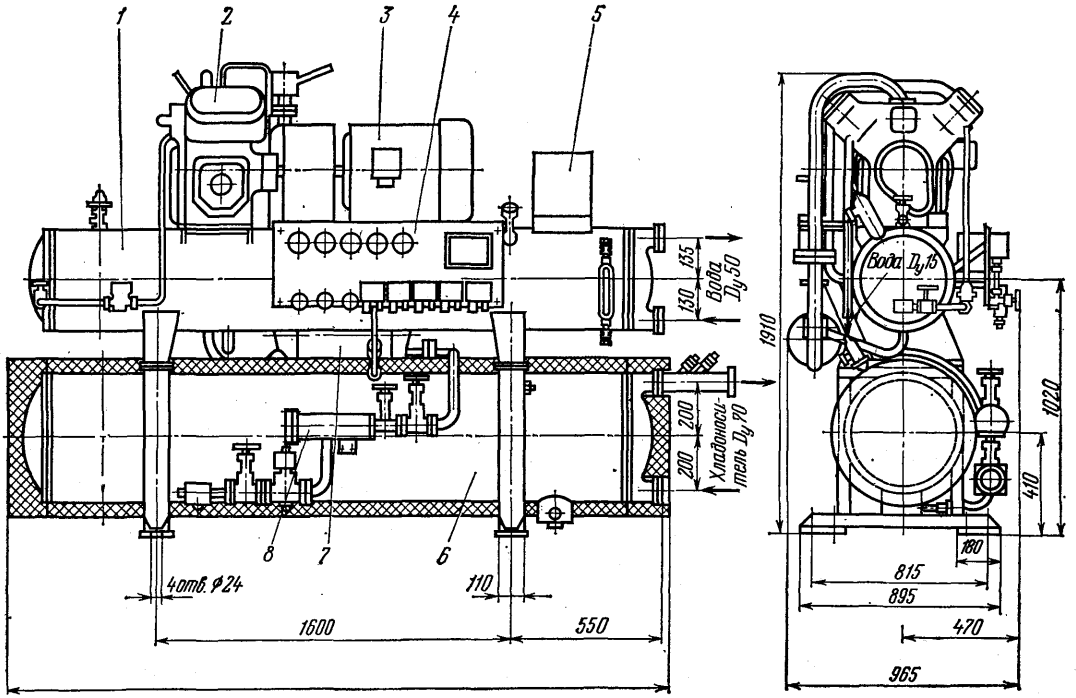


Рис. II—72. Холодильная машина ФМ45:
1 — конденсатор; *2* — компрессор; *3* — электродвигатель; *4* — щит приборов; *5* — пульт управления; *6* — испаритель; *7* — теплообменник; *8* — фильтр-осушитель.

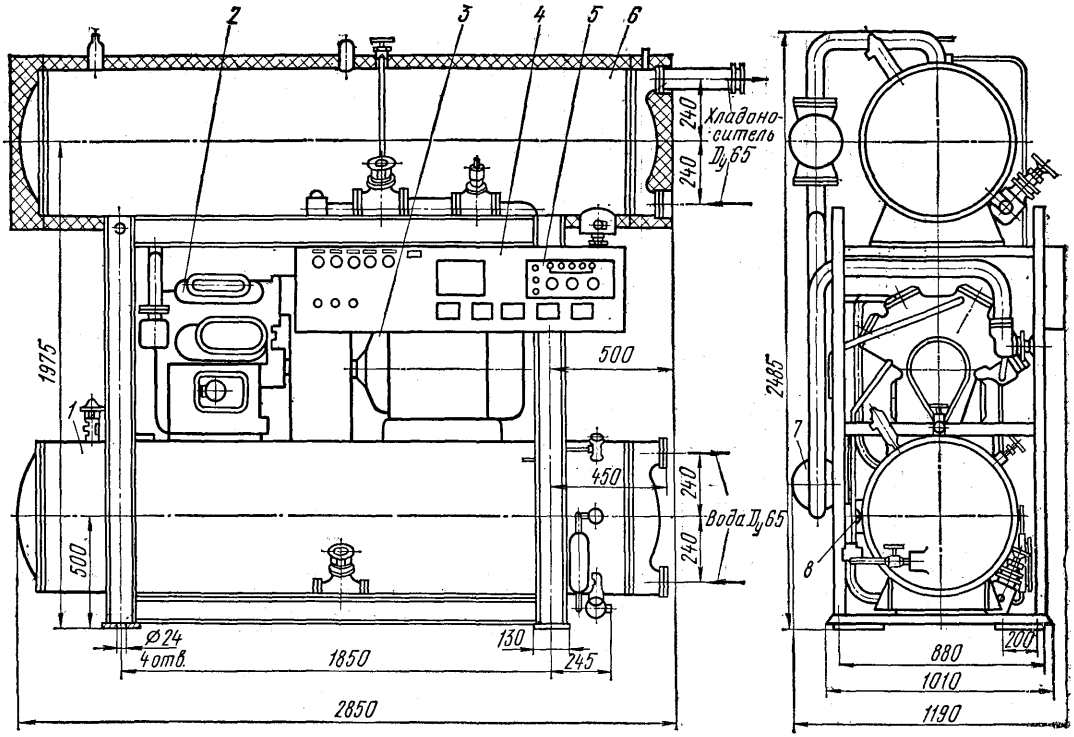


Рис. II—73. Холодильная машина ФМ90:

1 — конденсатор; *2* — компрессор; *3* — электродвигатель; *4* — щит приборов; *5* — пульт управления; *6* — испаритель; *7* — теплообменник; *8* — фильтр-осушитель.

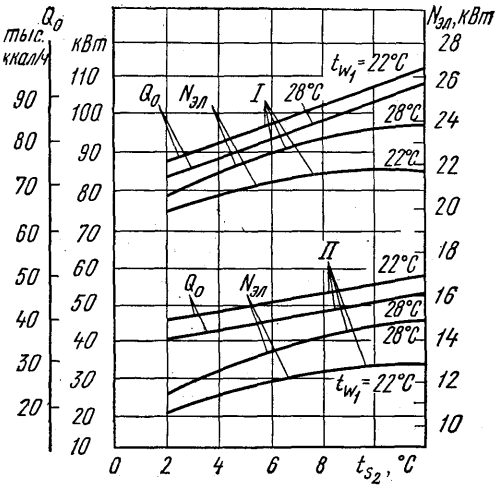


Рис. II—74. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины ХМВ—80:

I — при частоте вращения 24,3 $с^{-1}$; *II* — при частоте вращения 12,25 $с^{-1}$.

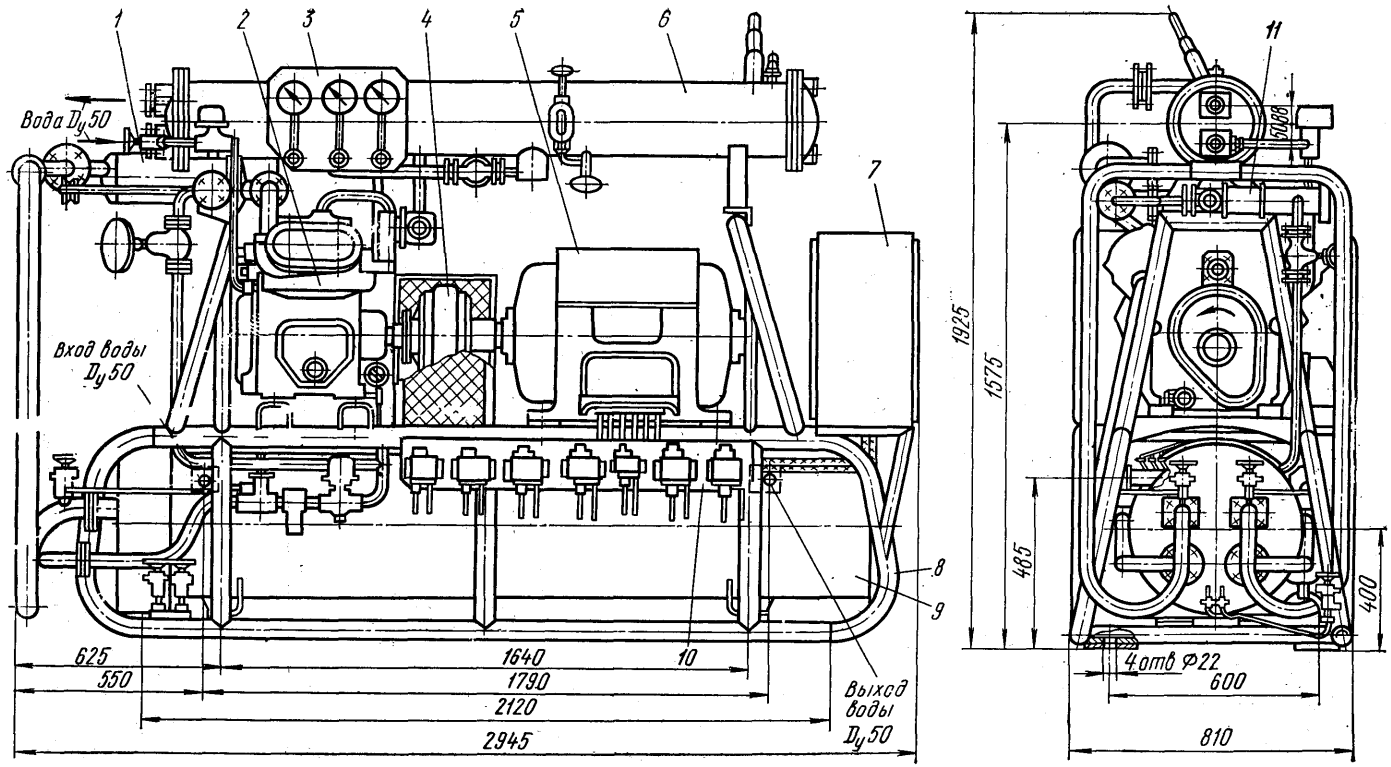


Рис. II—75. Холодильная машина ХМВ—80:

1 — теплообменник; *2* — компрессор; *3* — щит манометров; *4* — муфта; *5* — электродвигатель; *6* — конденсатор; *7* — пульт управления; *8* — рама; *9* — испаритель; *10* — щит приборов и автоматики; *11* — фильтр-осушитель.

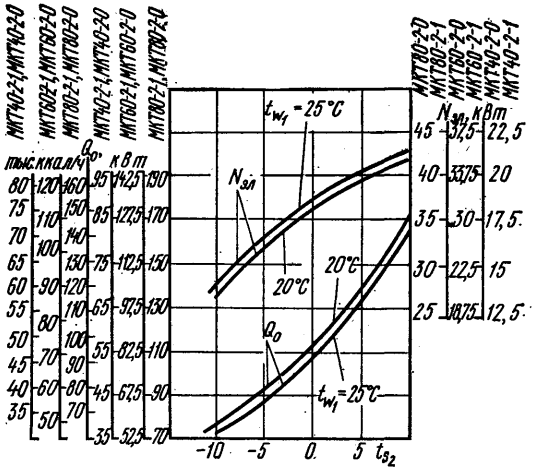


Рис. II—76. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин МКТ40—2—0, МКТ40—2—1, МКТ60—2—0, МКТ60—2—1, МКТ80—2—0 и МКТ80—2—1.

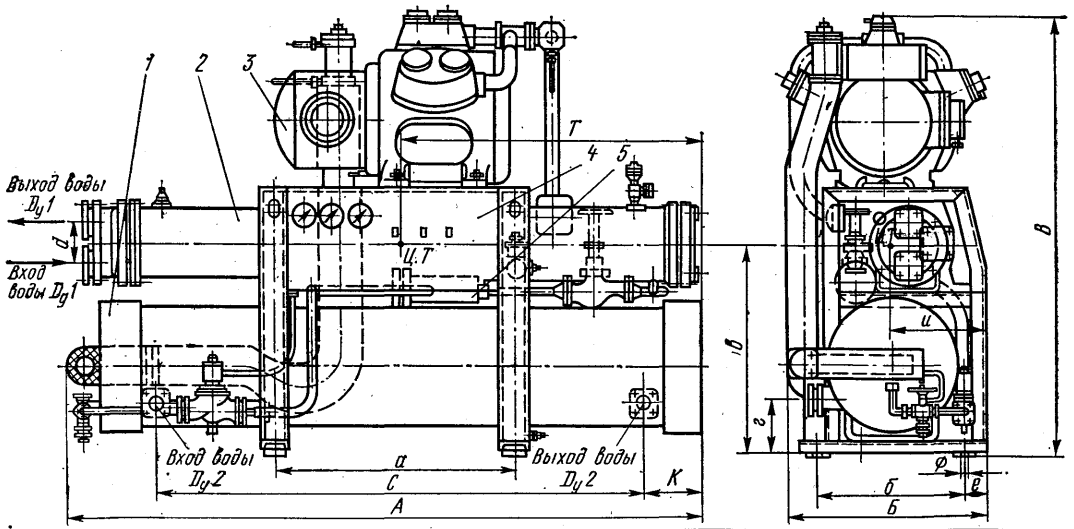


Рис. II—77. Холодильные машины МКТ40—2—0, МКТ40—2—1, МКТ60—2—0, МКТ60—2—1, МКТ80—2—0 и МКТ80—2—1:

1 — испаритель; *2* — конденсатор; *3* — компрессор; *4* — пульт приборов; *5* — фильтр-осушитель.

Марка машин	Размеры, мм															
	А	Б	В	а	б	в	г	d	е	К	С	Г	и	D_y1	D_y2	φ
МКТ40-2-0	2300	715	1510	900	555	670	215	144	70	183	1770	1115	360	40	50	20
МКТ40-2-1	2300	715	1510	900	555	670	215	144	70	183	1770	1115	360	40	50	20
МКТ60-2-0	2270	735	1640	900	550	734	255	154	70	157	1770	1135	370	50	70	25
МКТ60-2-1	2270	735	1640	900	550	734	255	154	70	157	1770	1135	370	50	70	25
МКТ80-2-0	2270	750	1600	900	550	750	255	120	70	157	2270	1335	380	50	80	25
МКТ80-2-1	2270	750	1600	900	550	750	255	120	70	157	2270	1335	380	50	80	25

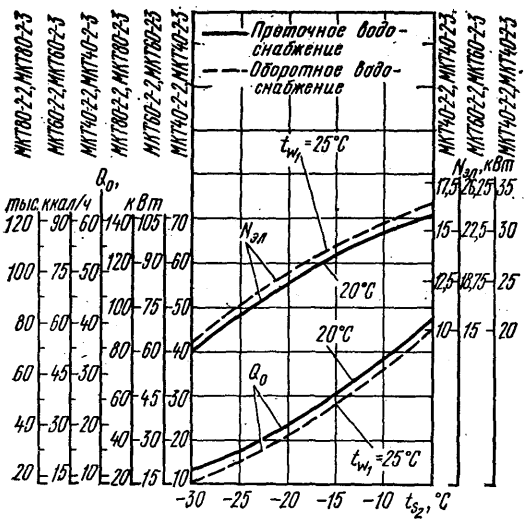
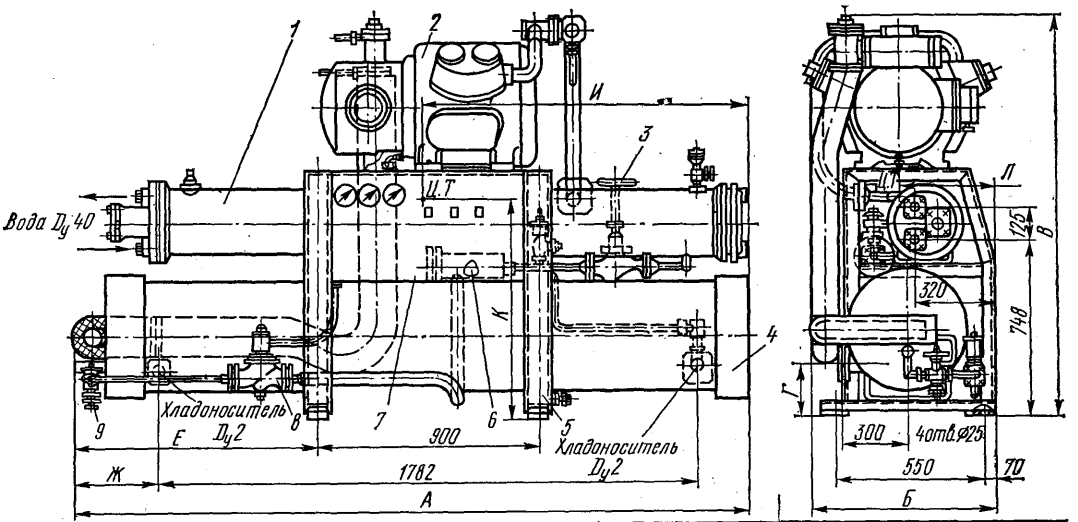


Рис. II—78. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин МКТ40—2—2, МКТ40—2—3, МКТ—60—2—2, МКТ60—2—3, МКТ80—2—2 и МКТ80—2—3:

сплошные линии — проточное водоснабжение; пунктир — оборотное водоснабжение.

Рис. II—79. Холодильные машины МКТ40—2—2, МКТ40—2—3, МКТ60—2—2, МКТ60—2—3, МКТ80—2—2 и МКТ80—2—3:

1 — конденсатор; *2* — компрессор; *3* — запорный вентиль; *4* — испаритель; *5* — рама; *6* — фильтр-осушитель; *7* — пульт приборов; *8* — соленоидный вентиль; *9* — терморегулирующий вентиль.



Обозначение	Размеры, мм										Масса машины (сухой) кг	Масса масла кг
	Длина А	Ширина Б	Высота В	Г	Е	Ж	И	К	Л	$Д_у$2		
МКТ40-2-2 МКТ40-2-3	2286	720	1580	165	758	318	1078	875	360	50	1150	8
МКТ60-2-2 МКТ60-2-3	2305	720	1655	255	758	318	1097	875	370	80	1290	10
МКТ80-2-2 МКТ80-2-3	2300	720	1625	255	775	335	1065	843	400	80	1510	13,5

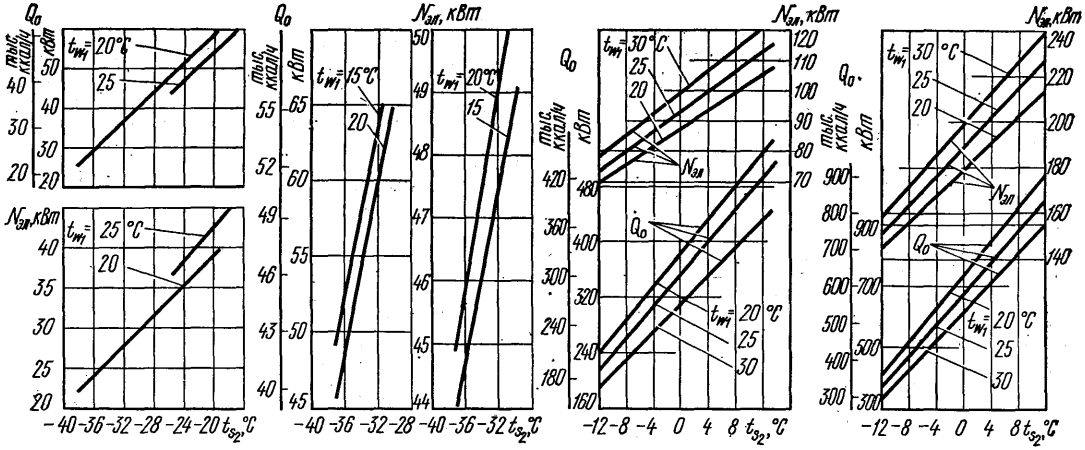


Рис. II—80. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины ХМ—22ФВ100/1Д.

Рис. II—81. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины ХМ—22ФУ200/1Д.

Рис. II—82. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины ХМ — 22ФУ200/2.

Рис. II—83. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины ХМ —22ФУУ400/2.

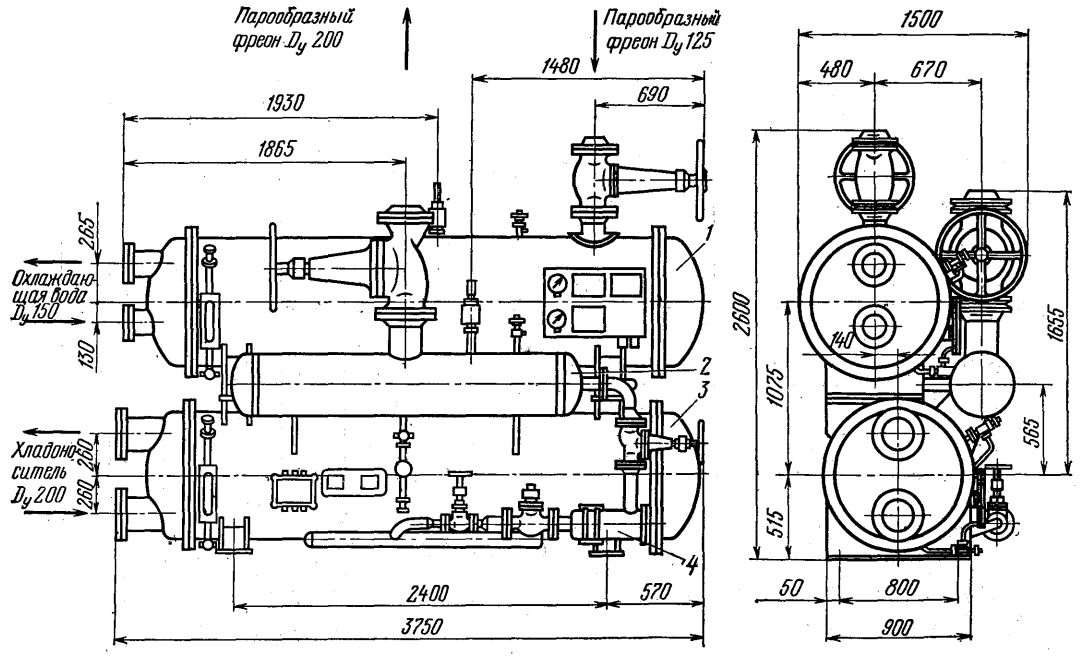


Рис. II—84. Испарительно-конденсаторный агрегат АИК900/А:
1 — конденсатор; *2* — теплообменник; *3* — испаритель; *4* — фильтр.

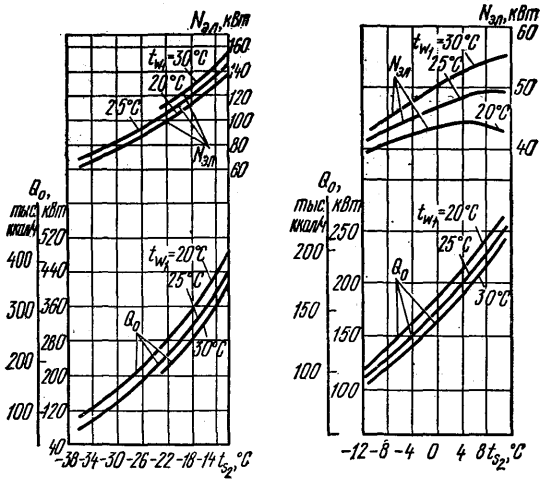


Рис. II—85. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины ХМ—22ФУУ400/1.

Рис. II—86. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин МКТ110—2—0 и МКТ110—2—1.

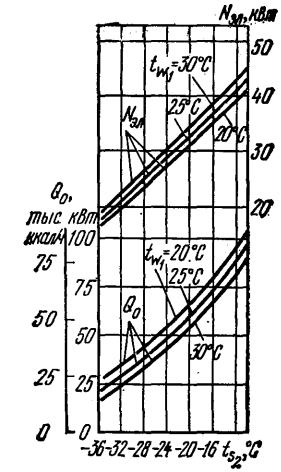


Рис. II—87. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МКТ110—2—2.

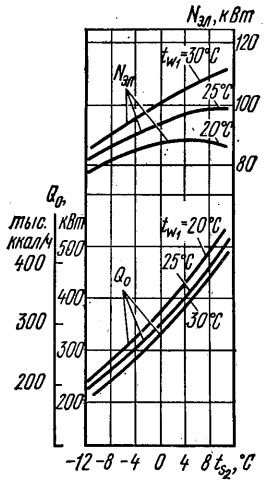


Рис. II—88. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин МКТ220—2—0 и МКТ220—2—1.

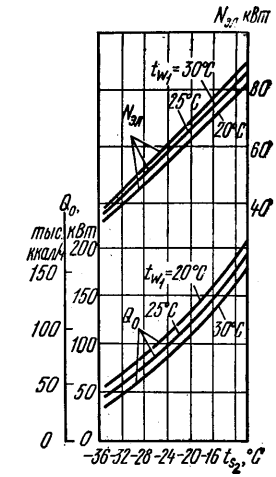
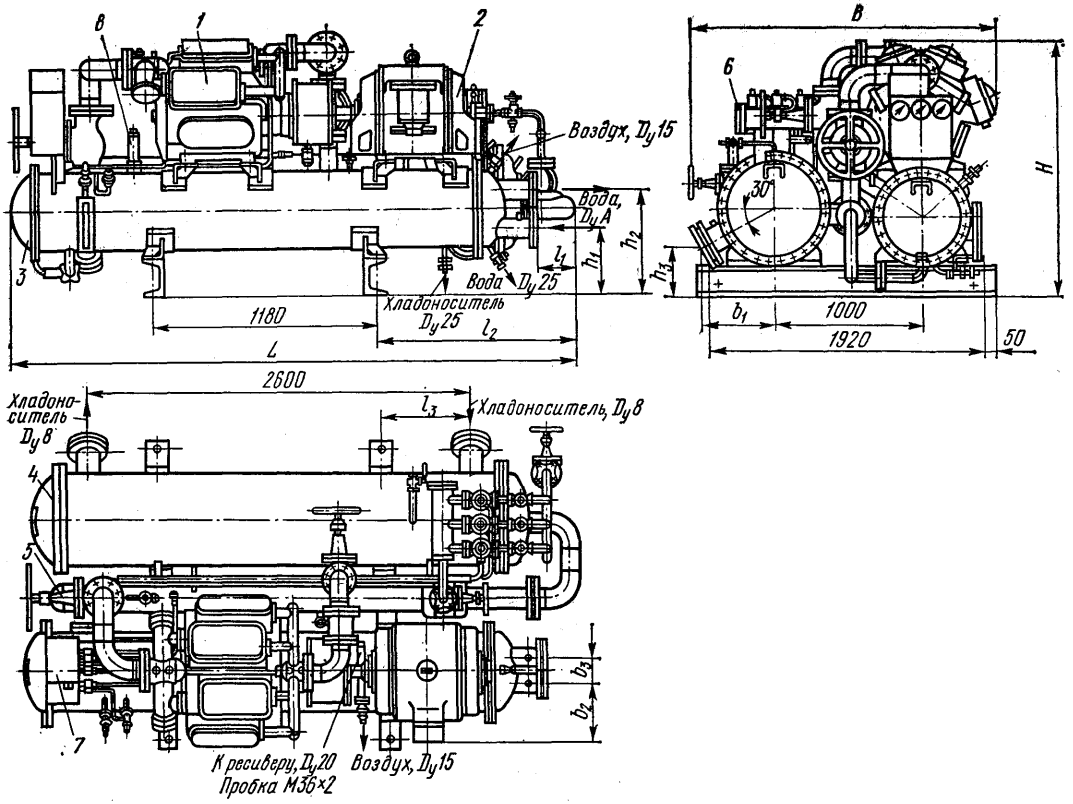


Рис. II—89. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машин МКТ220—2—2, МКТ220—2—3.



Размеры, мм	МКТ110-2-1	МКТ110-2-2	МКТ220-2-0, МКТ220-2-1	МКТ220-2-2, МКТ220-2-3
L	3725	3700	3870	3845
B	2020	2020	2060	2035
H	1585	1585	1735	1645
l_1	260	250	290	345
l_2	1445	1435	1545	1545
l_3	770	770	785	785
b_1	380	360	475	445
b_2	415	415	390	415
b_3	190	190	240	190
h_1	370	370	415	380
h_2	490	490	575	520
h_3	290	275	330	295
D_yA	100	100	125	100
D_yB	100	100	150	125

Рис. II—90. Холодильные машины МКТ110—2—0, МКТ110—2—1, МКТ110—2—2, МКТ220—2—0, МКТ220—2—1, МКТ220—2—2 и МКТ220—2—3:

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — конденсатор; *4* — испаритель; *5* — теплообменник; *6* — фильтр-осушитель; *7* — щит приборов; *а* — предохранительный клапан.

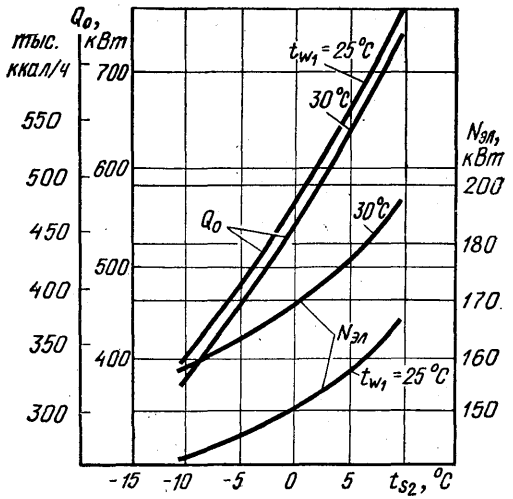


Рис. II—91. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МКТ350—2—1.

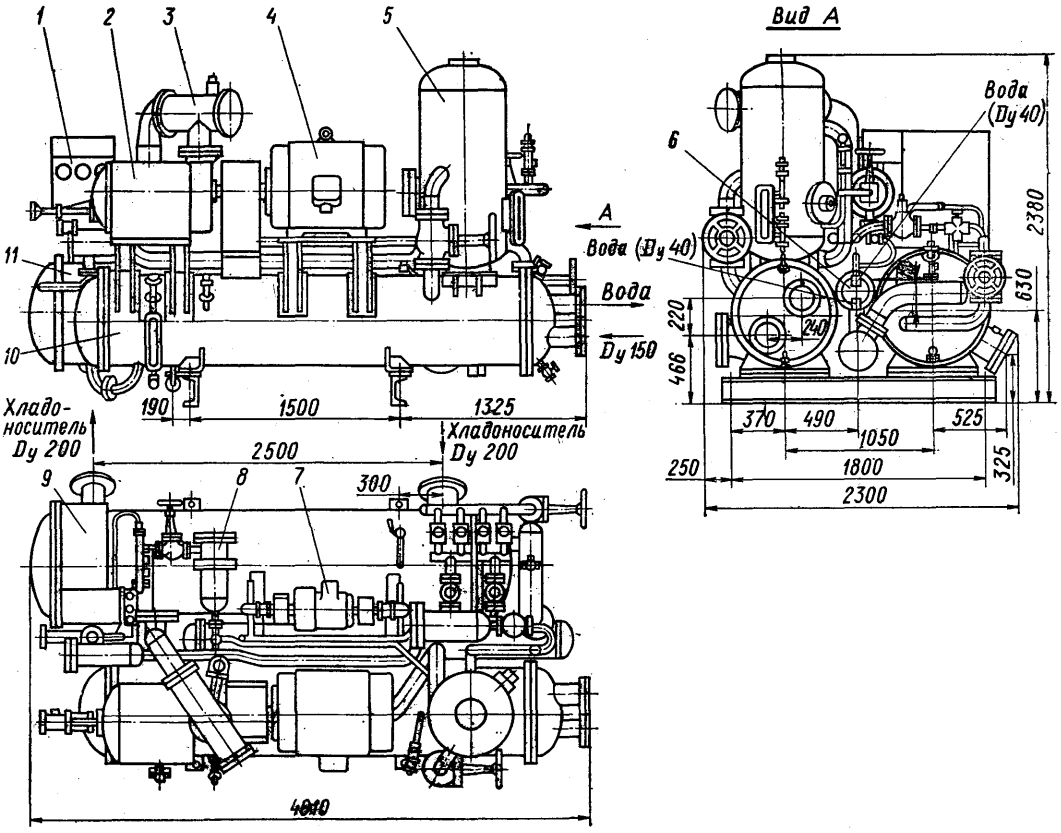


Рис. II—92. Холодильная машина МКТ350—2—1:

1 — щит приборов; *2* — компрессор; *3* — газовый фильтр; *4* — электродвигатель; *5* — маслоотделитель; *6* — маслоохладитель; *7* — установка маслонасосов; *8* — масляный фильтр; *9* — щит регулирования; *10* — конденсатор; *11* — испаритель.

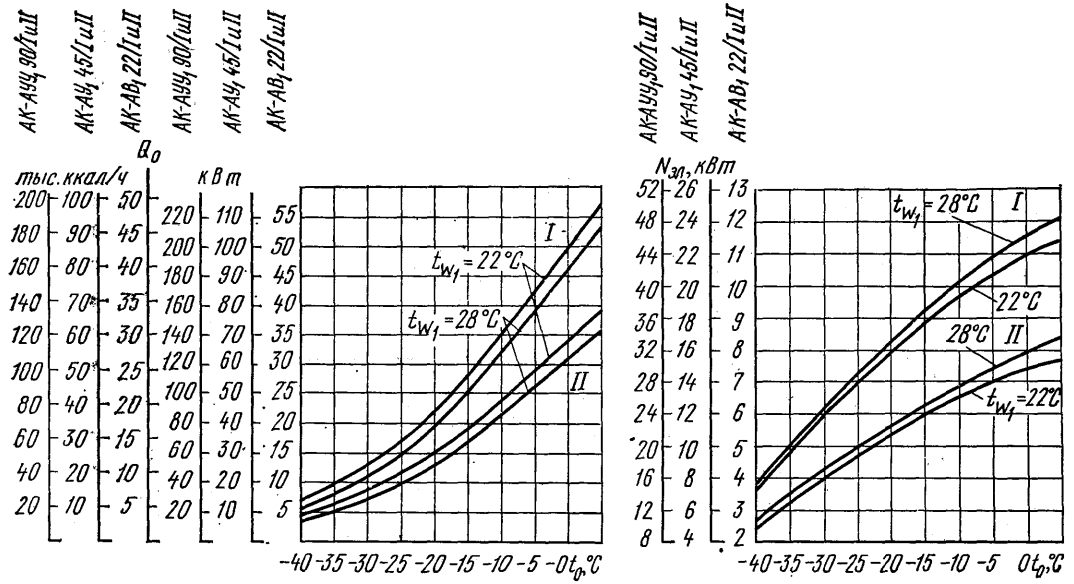


Рис. II—93. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов АК—АУУ$_1$90/I и АК—АУУ$_1$90/II, АК—АУ$_1$45/I и АК—АУ$_1$45/II, АК—АВ$_1$22/I и АК—АВ$_1$22/II:

I — при частоте вращения 24 с$^{-1}$; *II* — при частоте вращения 16 с$^{-1}$.

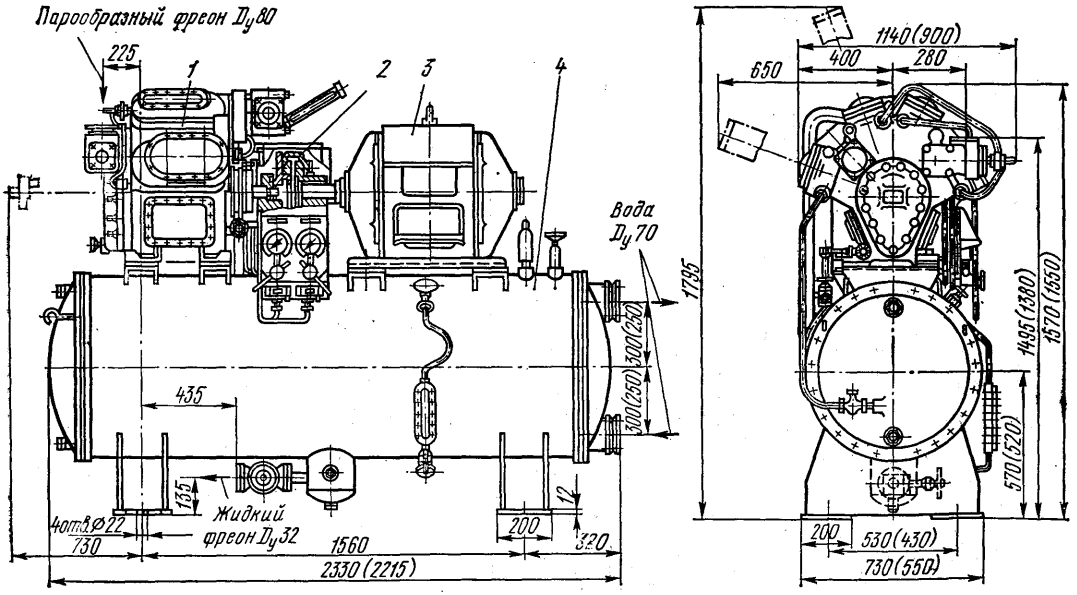


Рис. II—94. Компрессорно-конденсаторные агрегаты АК—АУУ$_1$90/I и АК—АУУ$_1$90/II:

1 — компрессор; *2* — муфта; *3* — электродвигатель; *4* — конденсатор.

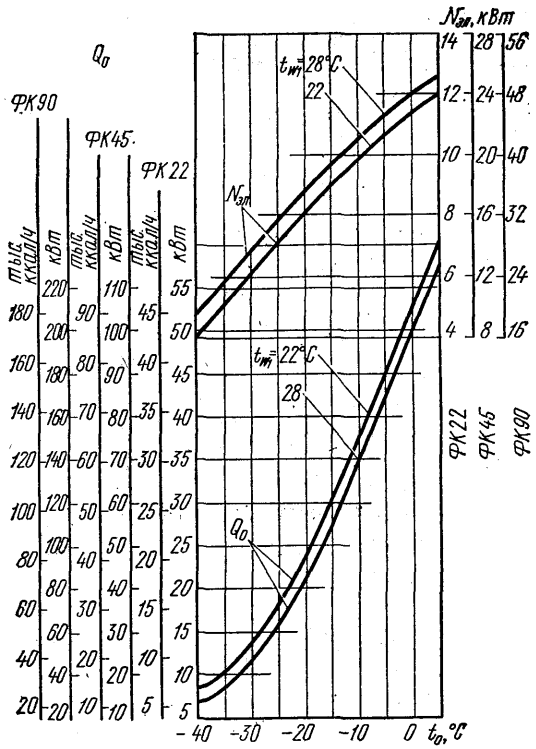


Рис. II—95. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов ФК22, ФК45 и ФК90.

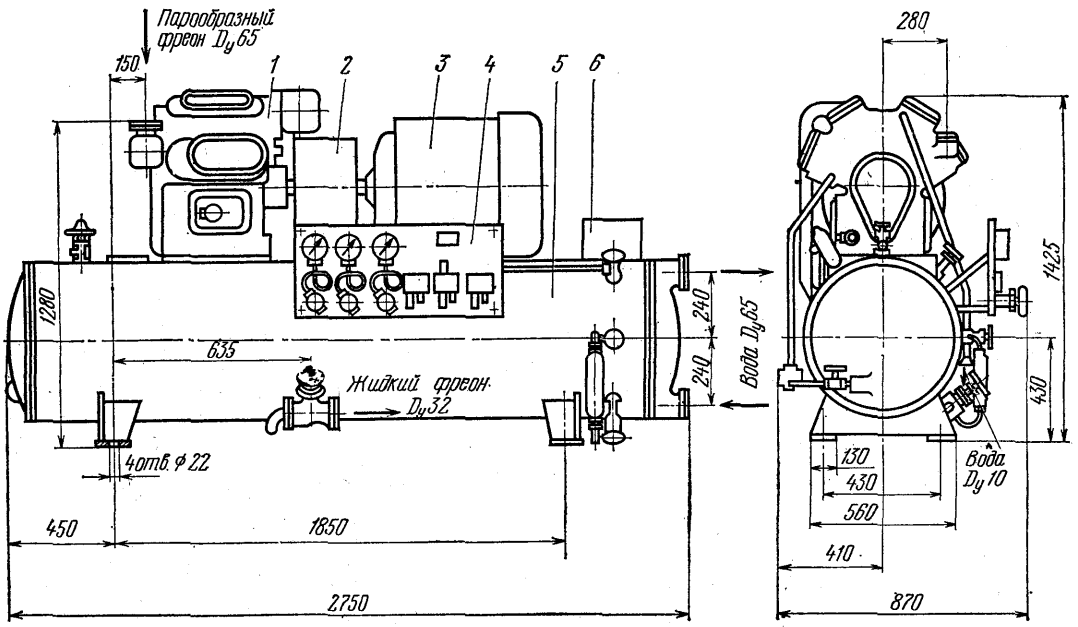


Рис. II—96. Компрессорно-конденсаторный агрегат ФК90:

1 — компрессор; *2* — муфта; *3* — электродвигатель; *4* — щит приборов; *5* — конденсатор; *6* — пульт управления.

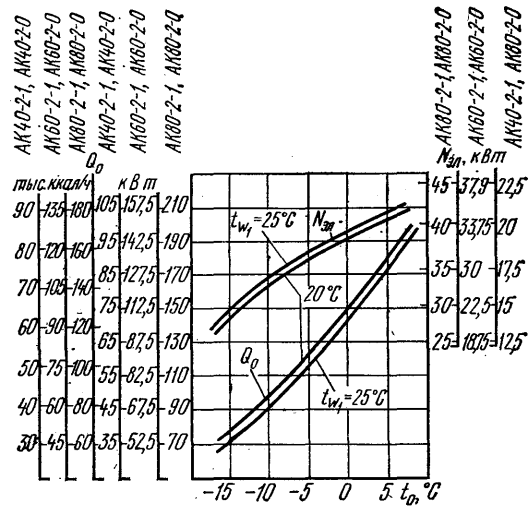


Рис. II—97. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для агрегатов АК40—2—0, АК40—2—1, АК60—2—0, АК60—2—1, АК80—2—0 и АК80—2—1.

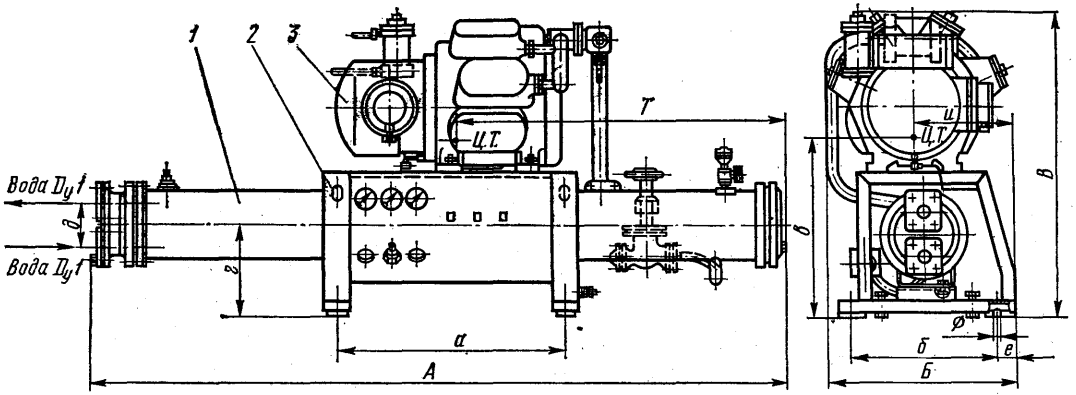


Рис. II—98. Компрессорно-конденсаторные агрегаты АК40—2—0, АК40—2—1, АК60—2—0, АК60—2—1, АК80—2—0 и АК80—2—1: *1* — конденсатор; *2* — пульт приборов; *3* — компрессор.

Марка компрессорно-конденсаторного агрегата	Размеры в мм												
	А	Б	В	а	б	в	д	е	г	и	Т	$D_у$ 1	ф
АК40-2-0	2190	715	1140	900	555	700	144	70	200	360	1095	40	25
АК40-2-1	2190	715	1140	900	555	700	144	70	200	360	1095	40	25
АК60-2-0	2190	735	1204	900	550	700	154	70	300	370	1095	50	25
АК60-2-1	2190	735	1204	900	550	700	154	70	300	370	1095	50	25
АК80-2-0	2710	750	1160	900	550	680	120	70	300	400	1355	50	25
АК80-2-1	2710	750	1160	900	550	680	120	70	300	400	1355	50	25

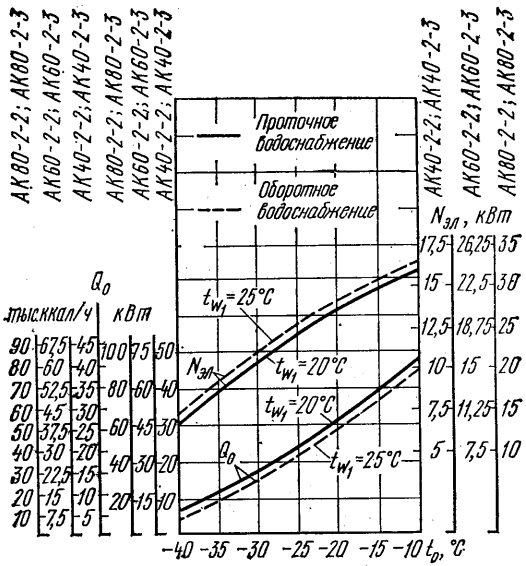


Рис. II—99. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов АК40—2—2, АК40—2—3, АК60—2—2, АК60—2—3, АК80—2—2 и АК80—2—3:

сплошные линии — проточное водоснабжение; пунктир — оборотное водоснабжение.

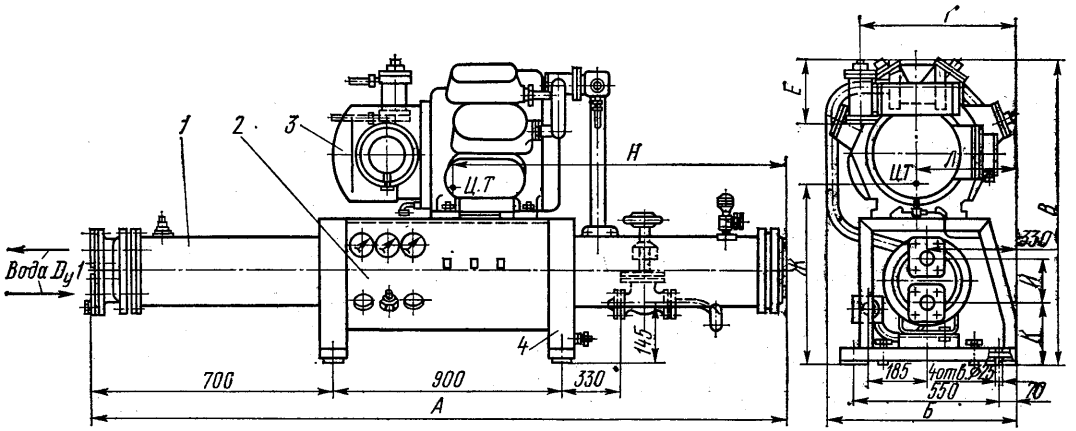


Рис. II—100. Компрессорно-конденсаторные агрегаты АК40—2—2, АК40—2—3, АК60—2—2, АК60—2—3, АК80—2—2 и АК80—2—3:

1 — конденсатор; *2* — пульт приборов; *3* — компрессор; *4* — рама.

Марка компрессорно-конденсаторного агрегата	Размеры в мм													Масса агрегата сухого) кг	Масса машины кг
	А	Б	В	Г	Е	Ж	И	К		Л	Н	$Д_у$1			
АК40-2-2	2215	715	1075	570	245	700	125	223		360	1095	40		785	8
АК40-2-3	2215	715	1075	570	245	700	125	223		360	1095	40		800	
АК60-2-2	2215	735	1150	590	260	700	125	223		370	1095	40		885	10
АК60-2-3	2215	735	1150	590	260	700	125	223		370	1095	40		900	
АК80-2-2	2215	750	1120	625	270	680	125	223		400	1095	40		985	13,5
АК80-2-3	2215	750	1120	625	270	680	125	223		400	1095	40		1000	

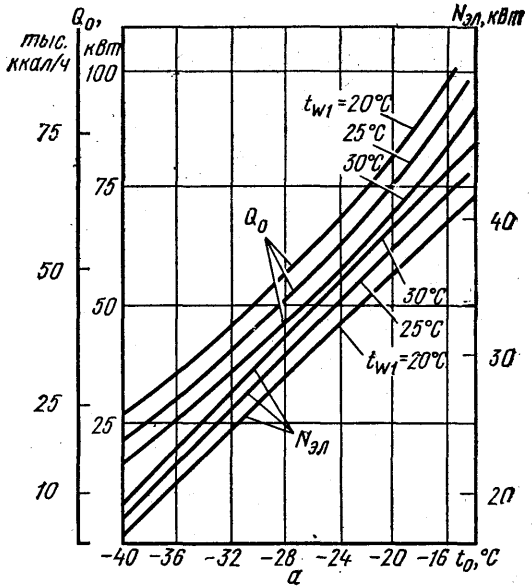


Рис. II—101. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегатов:

а — АК110—2—2, АК110—2—3; *б* — АК220—2—2, АК220—2—3.

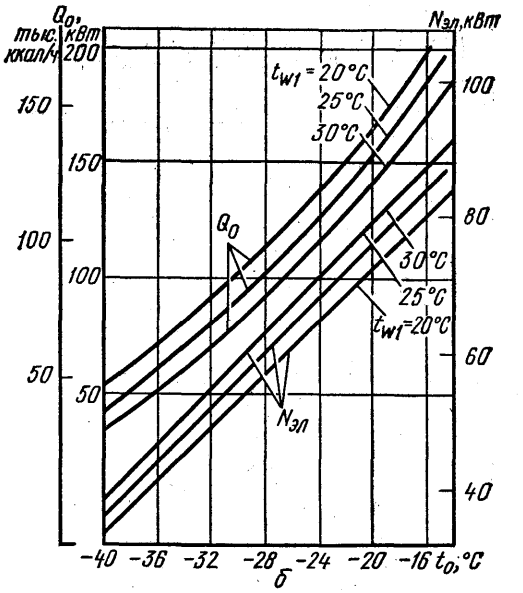
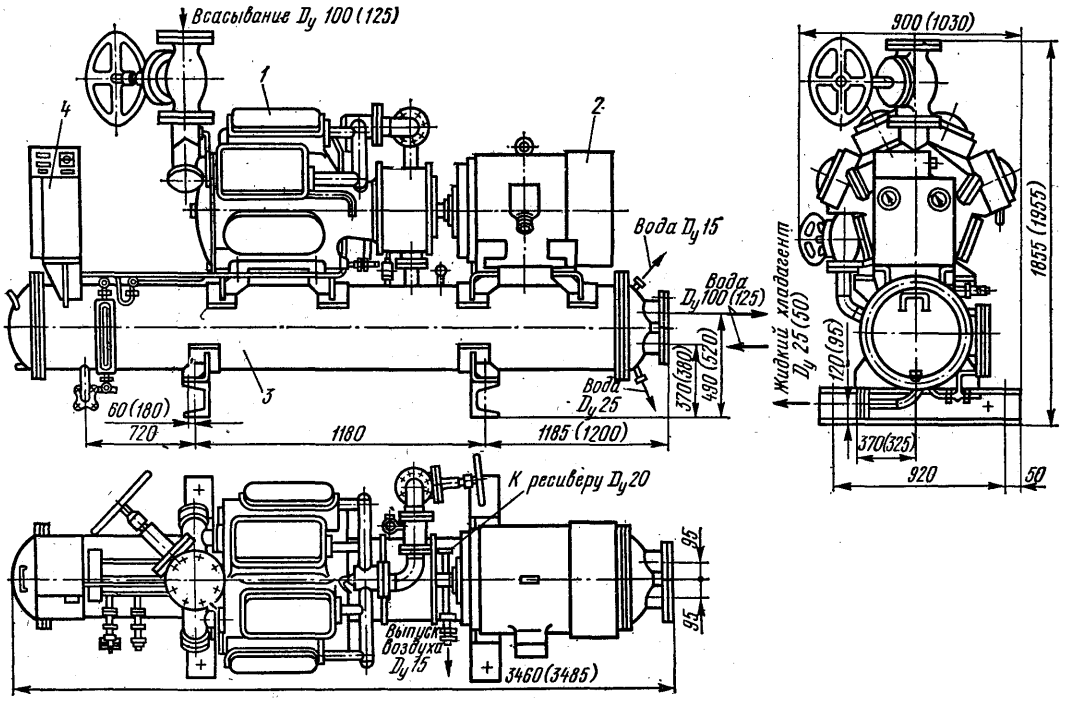
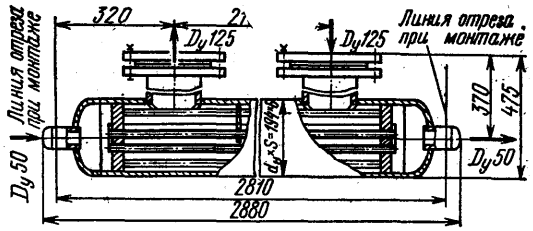
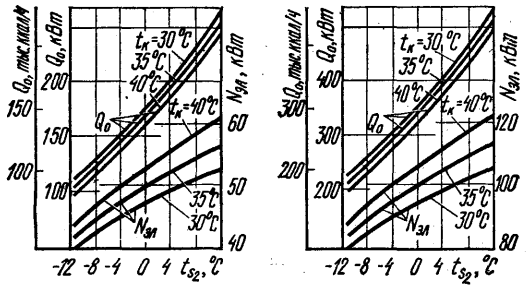


Рис. II—102. Компрессорно-конденсаторные агрегаты АК110—2—2, АК110—2—3, АК220—2—2 и АК220—2—3 (размеры в скобках для агрегатов АК220—2—2 и АК220—2—3):

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — конденсатор; *4* — щит приборов.







← Рис. II—103. Теплообменник ТК7.

Рис. II—104. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур конденсации и хладоносителя на выходе из испарителя для агрегата АТ110—2—1.

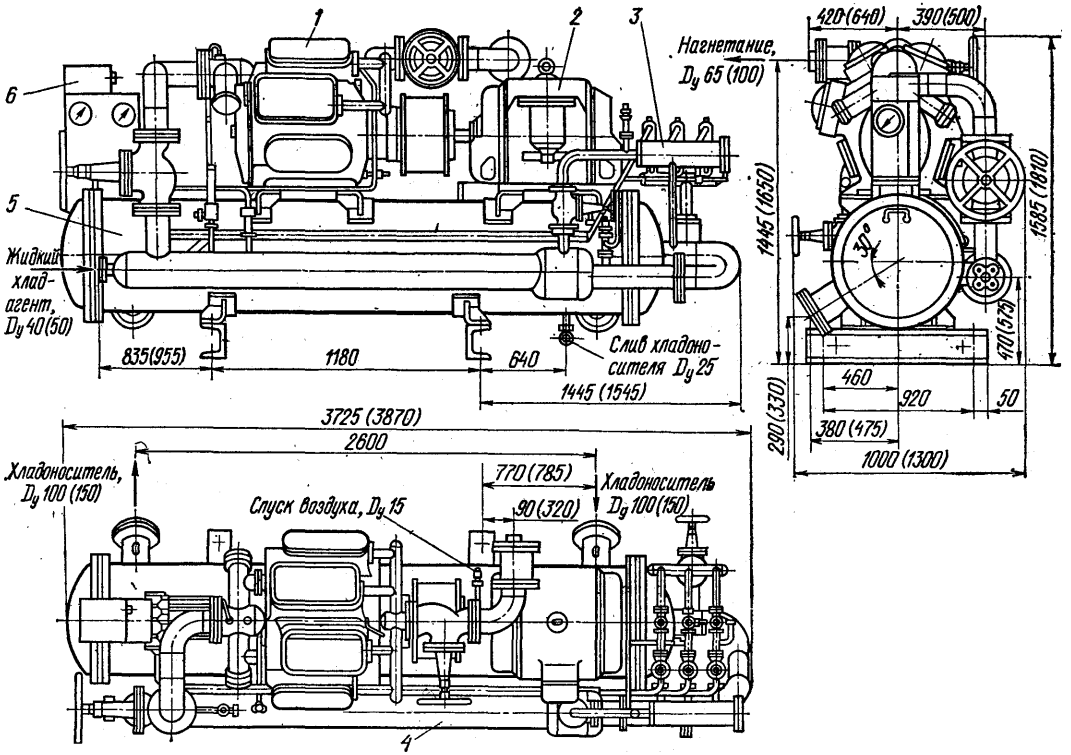
Рис. II—105. Зависимости холодопроизодительности и электрической мощности от температур конденсации и хладоносителя на выходе из испарителя для агрегатов АТ220—2——0 и АТ220—2—1.

←

Рис. II—106. Компрессорно-испарительные агрегаты АТ110—2—1, АТ220—2—0 и АТ220—2—1 (размеры в скобках для агрегатов АТ220—2—0 и АТ220—2—1):

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — фильтр-осушитель; *4* — теплообменник; *5* — испаритель; *6* — щит приборов.

↓



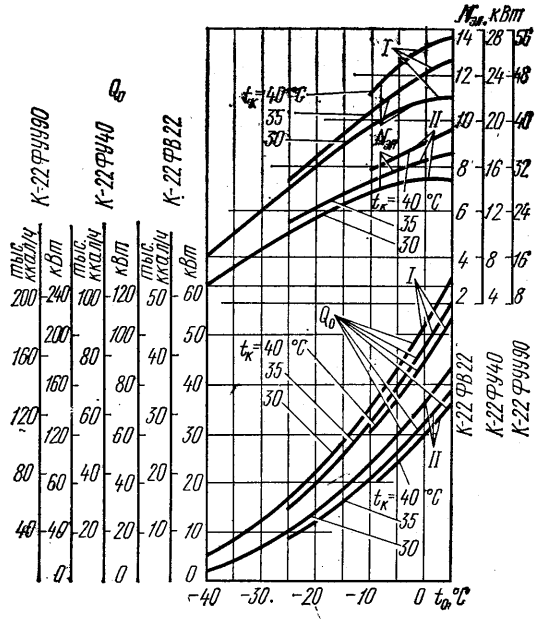
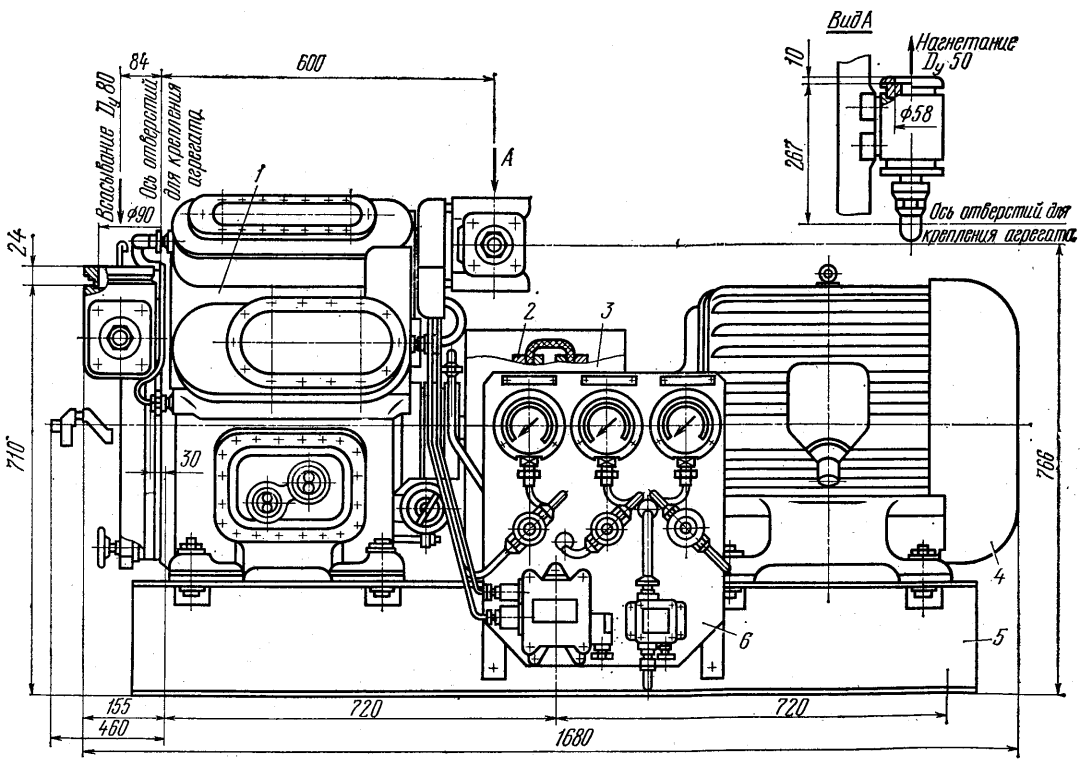


Рис. II—107. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов К—22ФВ22—II, К—22ФВ22—I, К—22ФУ45—II, К—22ФУ45—I, К—22ФУУ90—II и К—22ФУУ90—I:

I — при частоте вращения 24 с$^{-1}$; *II* — при частоте вращения 16 с$^{-1}$.



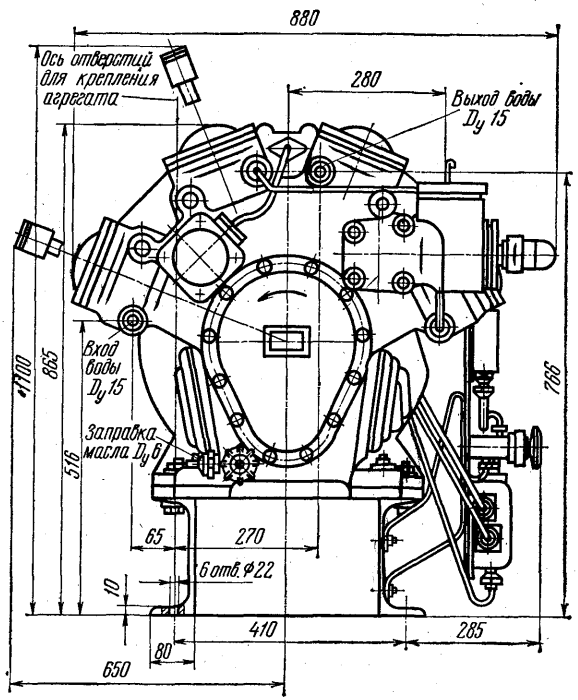


Рис. II—108. Компрессорный агрегат К—22ФУУ90:

1 — компрессор; *2* — муфта; *3* — ограждение; *4* — электродвигатель; *5* — рама; *6* — щит приборов.

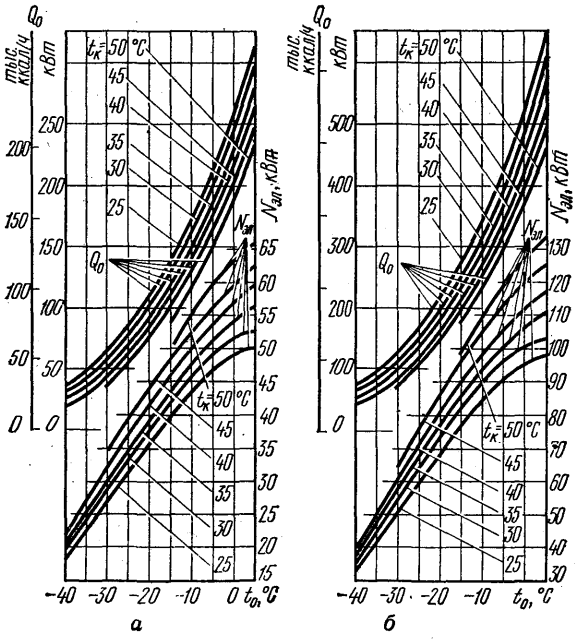


Рис. II—109. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для агрегатов:

а — А110—2—0, А110—2—2; *б* — А220—2—0, А220—2—2.

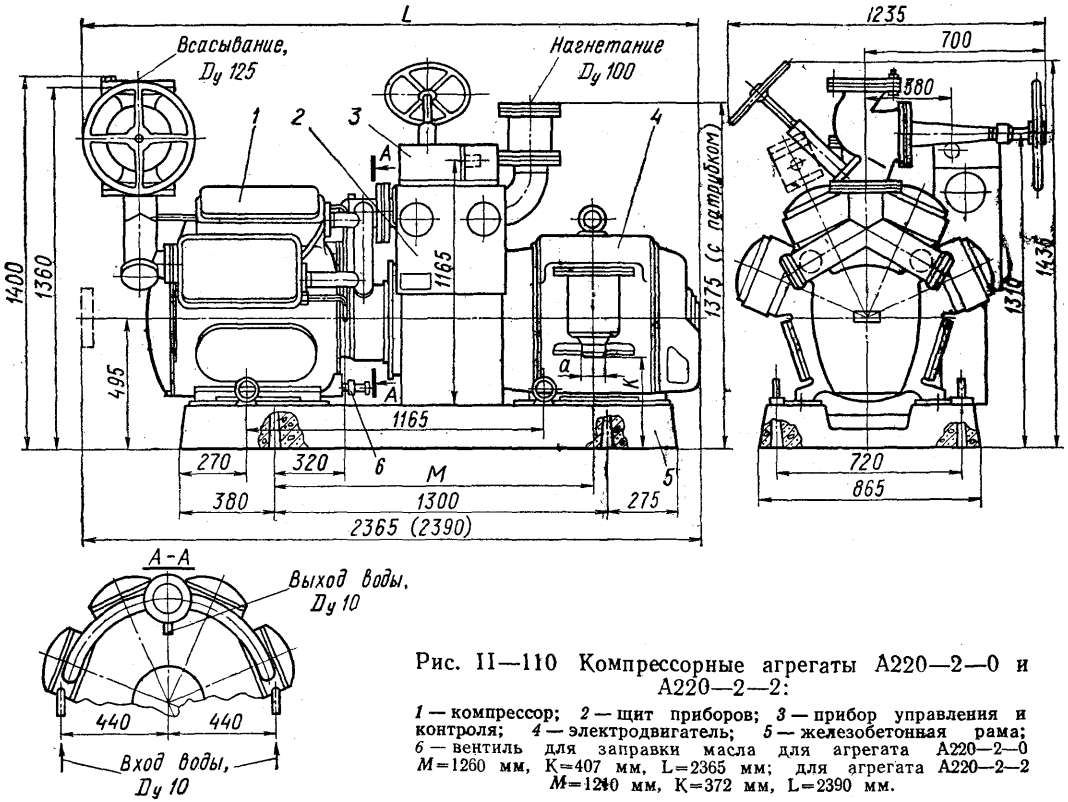


Рис. II—110 Компрессорные агрегаты А220—2—0 и А220—2—2:

1 — компрессор; *2* — щит приборов; *3* — прибор управления и контроля; *4* — электродвигатель; *5* — железобетонная рама; *6* — вентиль для заправки масла для агрегата А220—2—0 *M*=1260 мм, K=407 мм, L=2365 мм; для агрегата А220—2—2 *M*=1240 мм, K=372 мм, L=2390 мм.

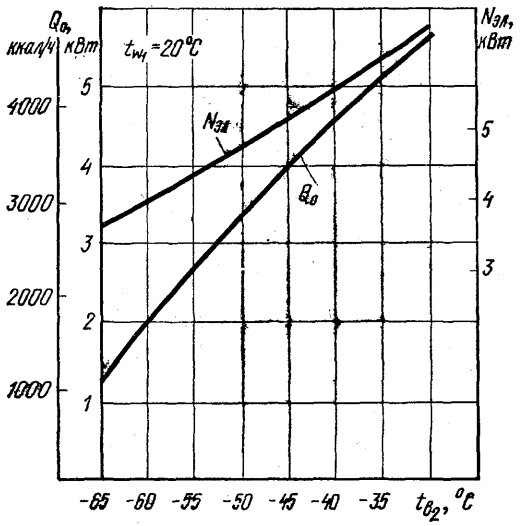


Рис. II—111. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры воздуха на выходе из воздухоохладителя при температуре охлаждающей воды 20°С для машины ФДС—1,2—70В.

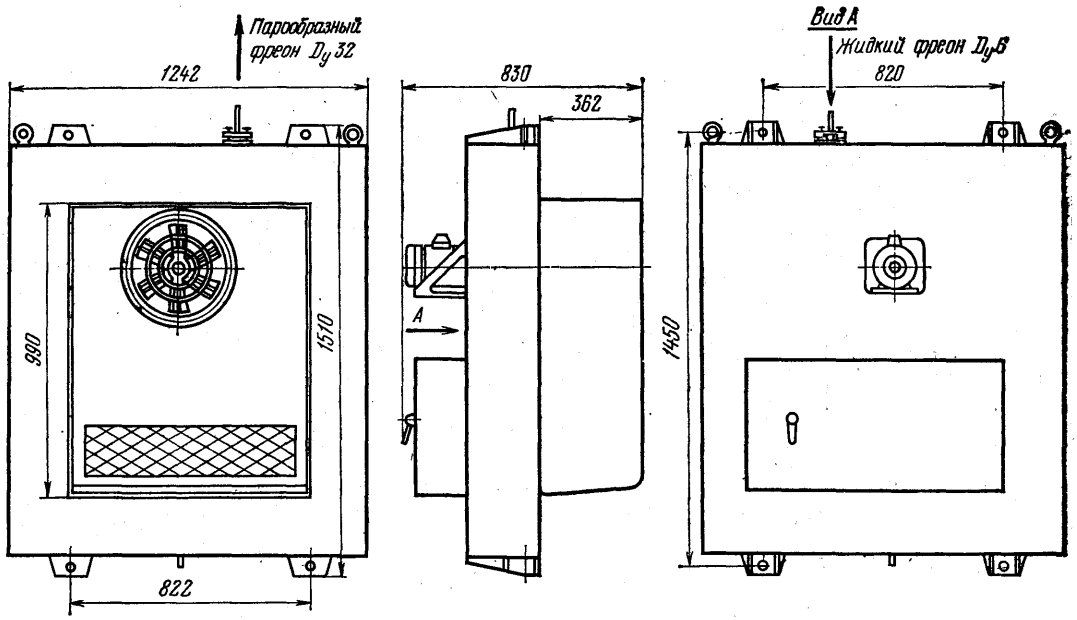


Рис. II—112. Воздухоохладительный агрегат АВН-25.

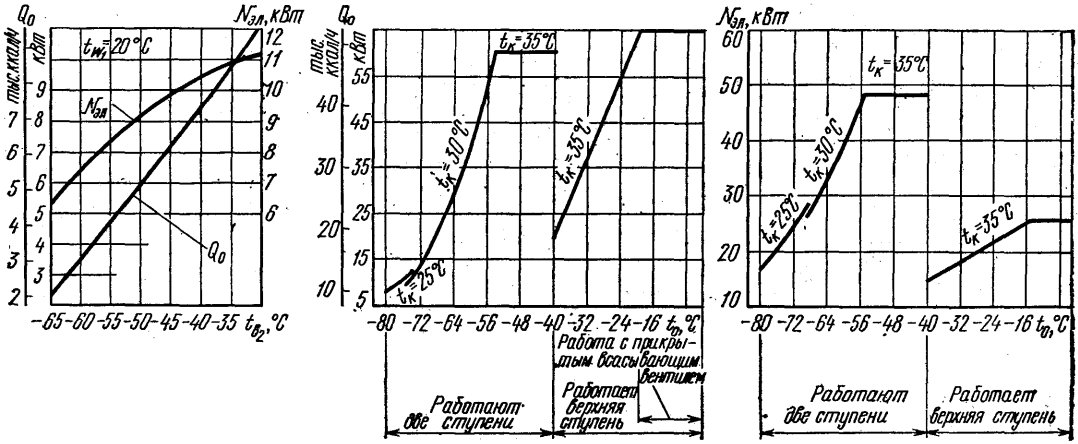


Рис. II—113. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры воздуха на выходе из воздухоохладителя при температуре охлаждающей воды 20°С для машины ФДС—2,5—70В

Рис. II—114. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для машины ФДС—10М.

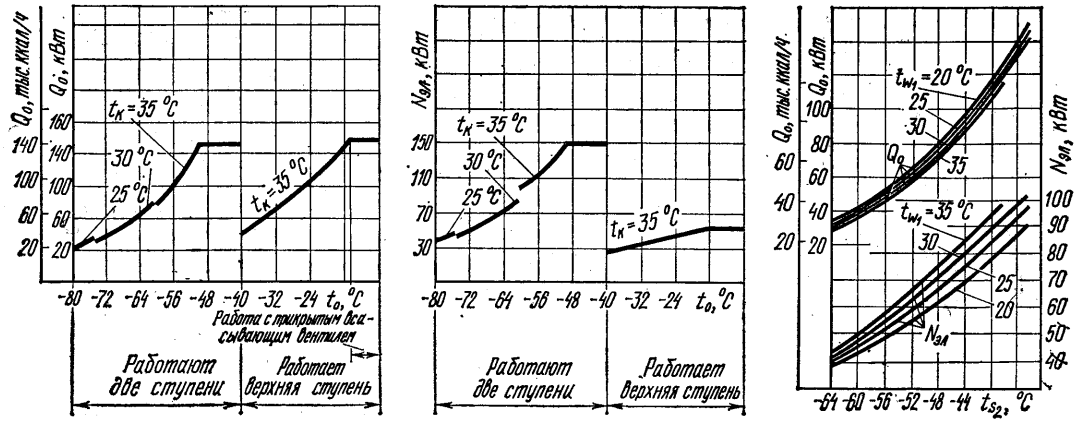


Рис. II—115. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и конденсации для машины ФДС—20М.

Рис. II—116. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для машины МКТД30—2—5.

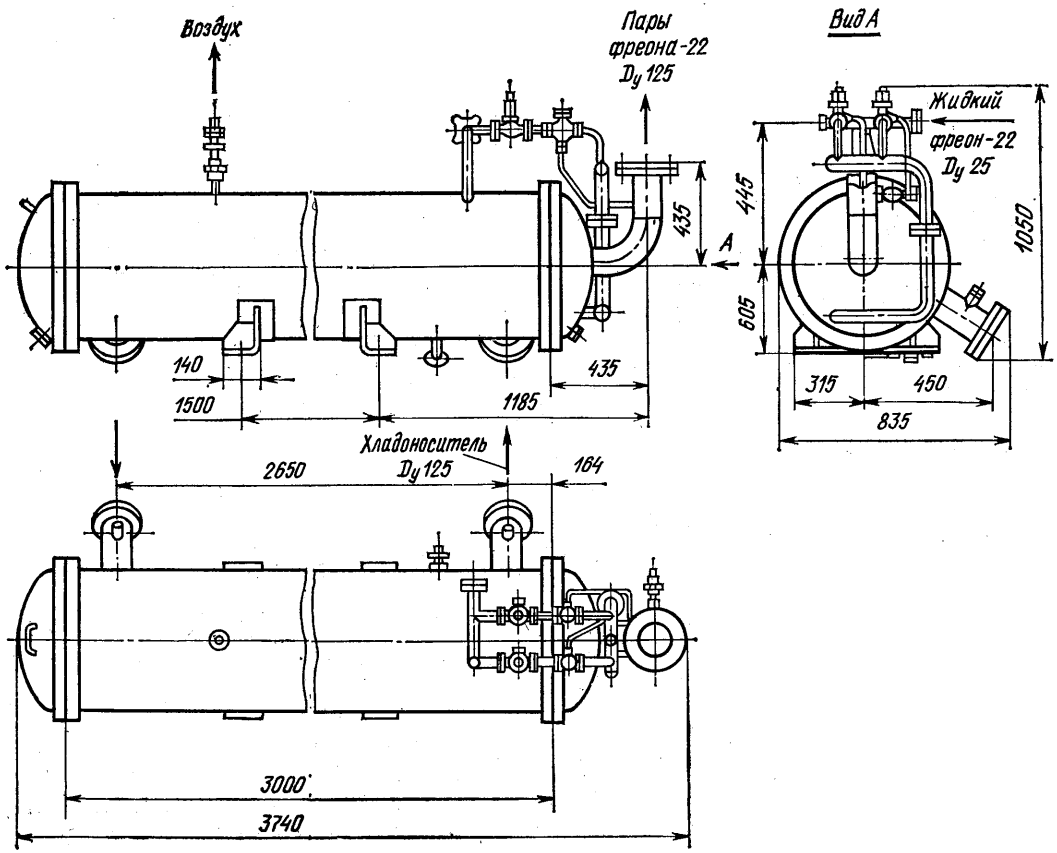


Рис. II—117. Испаритель ИР55.

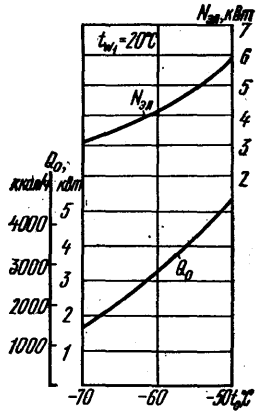


Рис. II—118. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры кипения при температуре охлаждающей воды 20°С для агрегата АК—ФДС—1,2—70.

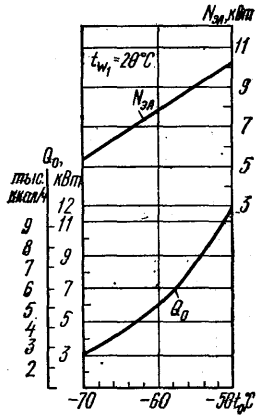


Рис. II—119. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры кипения при температуре охлаждающей воды 20°С для агрегата АК—ФДС—2,5—70.

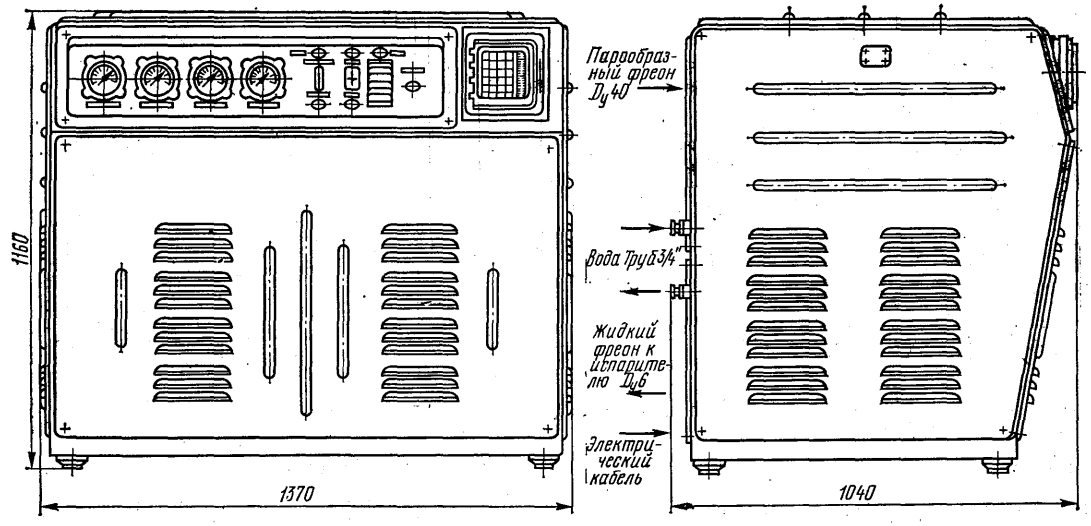


Рис. II—120. Компрессорно-конденсаторный агрегат АК—ФДС—2,5—70

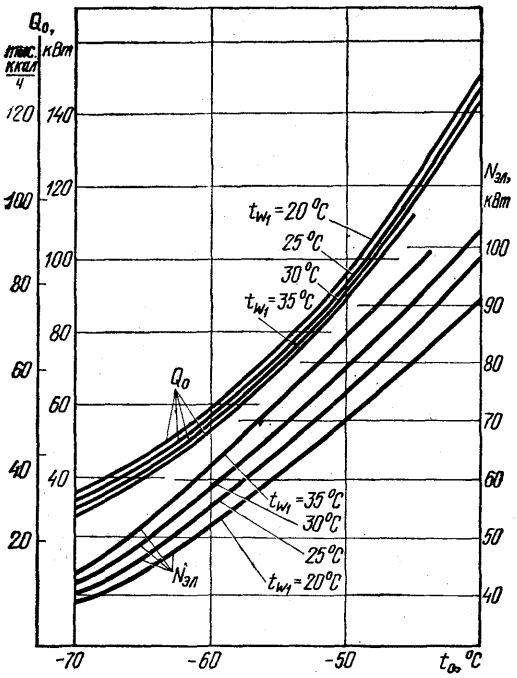


Рис. II—121. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегата АКД30—2—5.

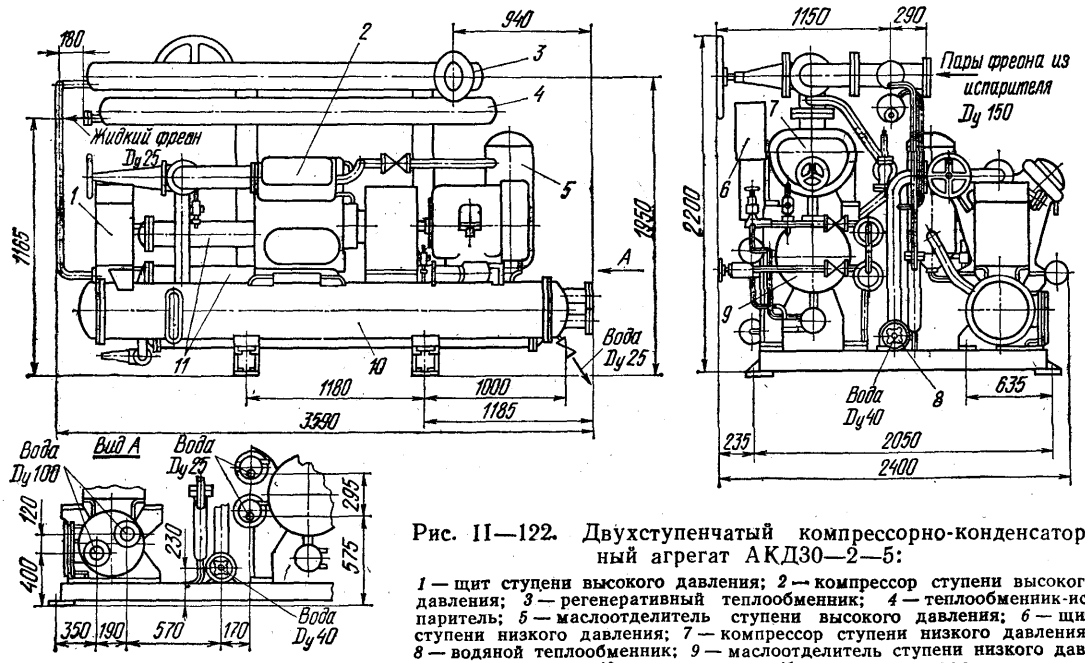


Рис. II—122. Двухступенчатый компрессорно-конденсаторный агрегат АКД30—2—5:

1 — щит ступени высокого давления; *2* — компрессор ступени высокого давления; *3* — регенеративный теплообменник; *4* — теплообменник-испаритель; *5* — маслоотделитель ступени высокого давления; *6* — щит ступени низкого давления; *7* — компрессор ступени низкого давления; *8* — водяной теплообменник; *9* — маслоотделитель ступени низкого давления; *10* — конденсатор; *11* — маслоохладитель.

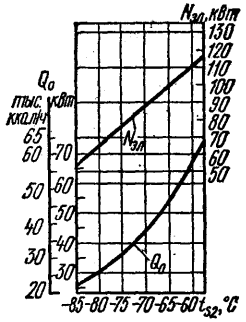


Рис. II—123. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температуры кипения для машины ФКМ—25—90А.

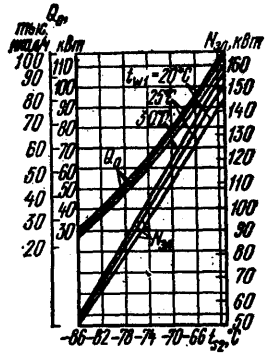


Рис. II—124. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя для каскадной машины МКТН20—3—4.

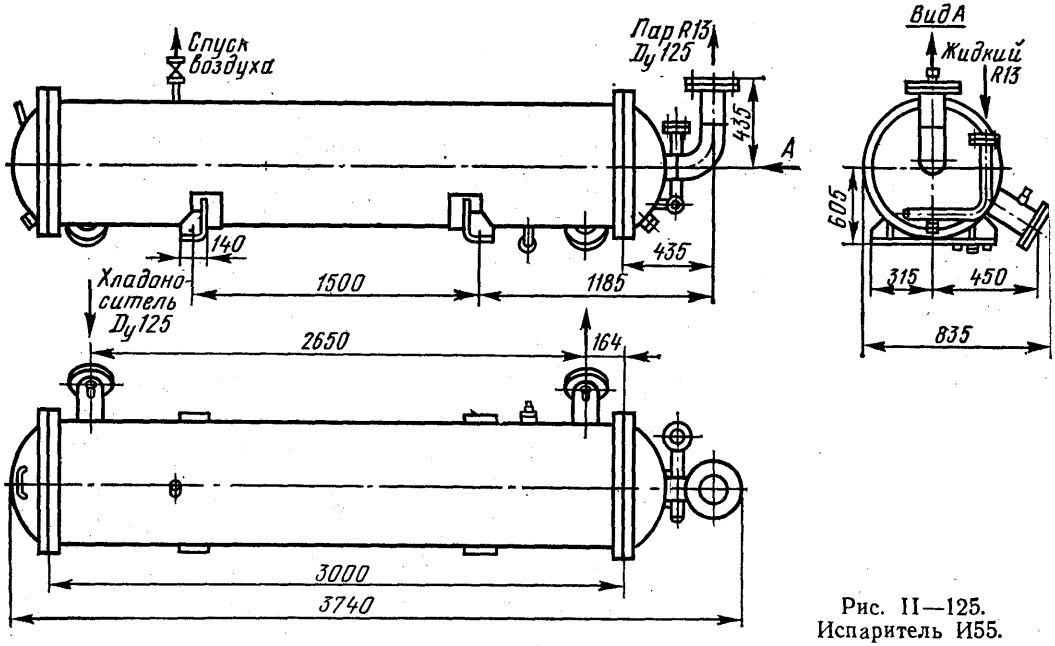


Рис. II—125. Испаритель И55.

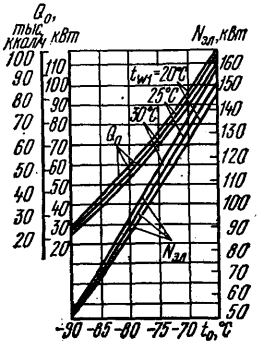
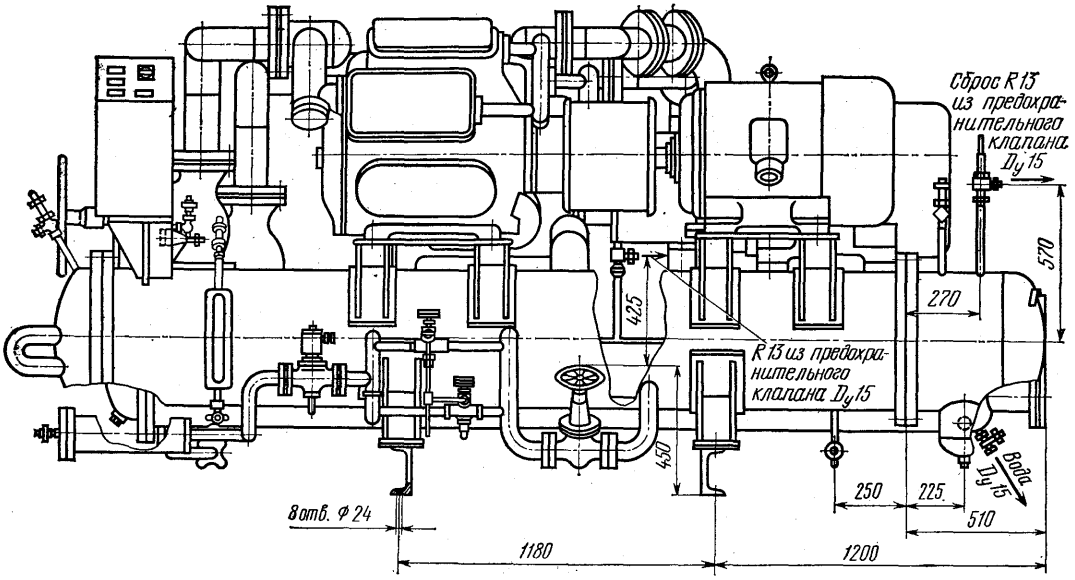
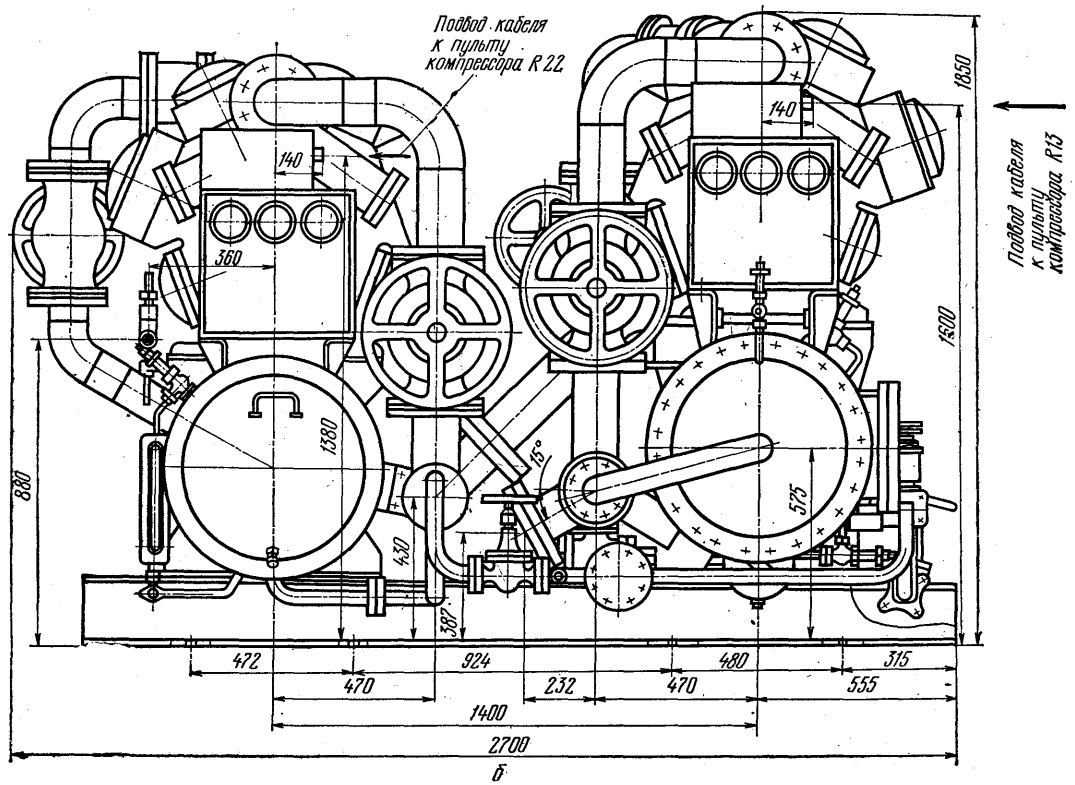


Рис. II—126. Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур кипения и охлаждающей воды для агрегата АКН20—3—4.


Сброс R 13 из предохранительного клапана Dy 15
570
270
425
R 13 из предохранительного клапана Dy 15
450
Вода Dy 15
250
225
510
8 отв. Ф 24
1180
1200

а


Подвод кабеля к пульту компрессора R 22
1850
140
140
Подвод кабеля к пульту компрессора R 13
360
1500
1380
15°
575
880
430
387
472
924
480
315
470
232
470
555
1400
2700

б

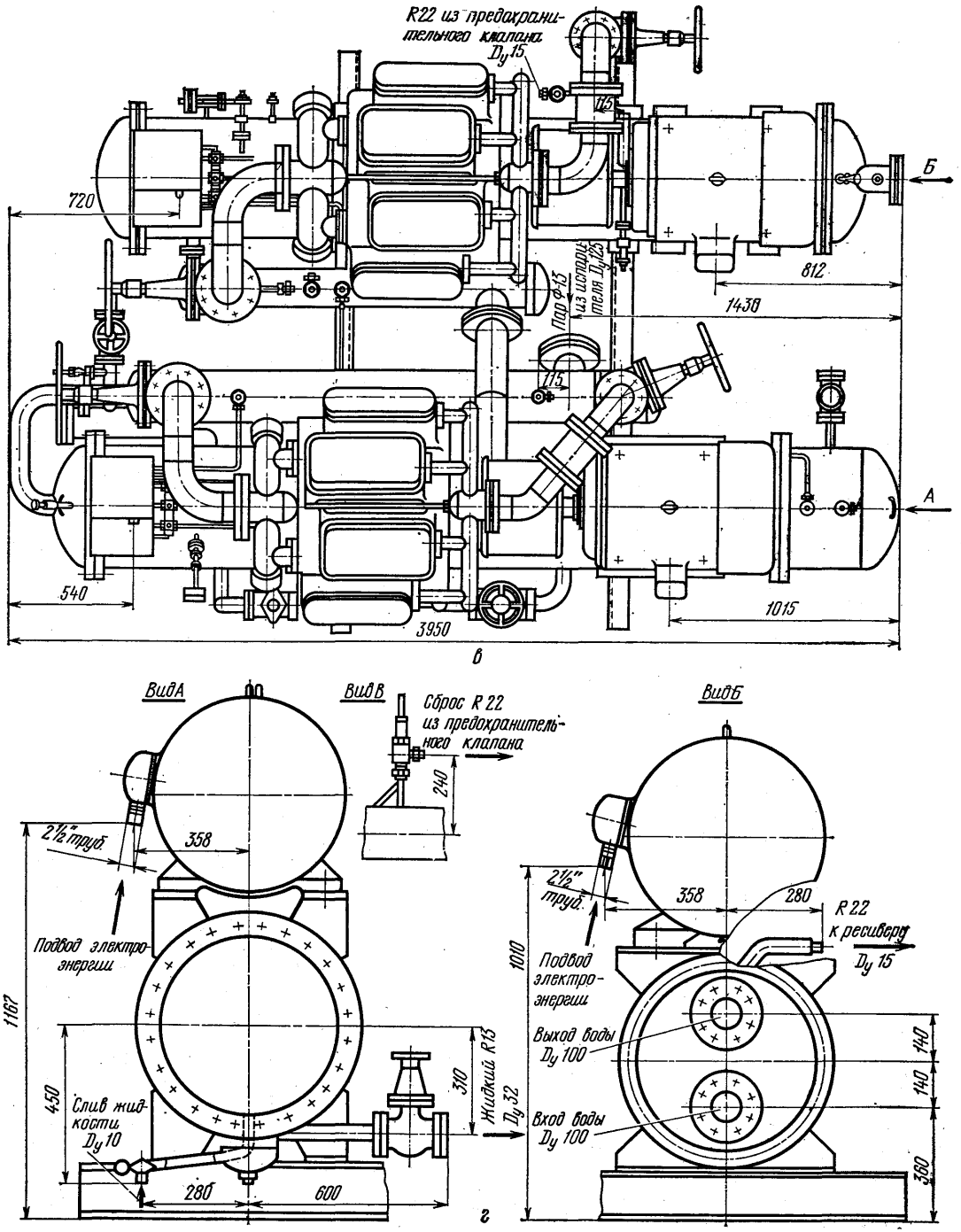


Рис. II—127. Каскадный компрессорно-конденсаторный агрегат АКН20—3—4:
а — фасад; *б* — вид сбоку; *в* — вид сверху; *г* — разрезы.

Целевое холодильное оборудование

Кроме агрегатированного холодильного оборудования общего применения, которое предназначено для использования во многих отраслях народного хозяйства для осуществления многочисленных технологических процессов, существует большая группа агрегатированного холодильного оборудования целевого назначения.

Это целевое холодильное оборудование, разработанное для какого-либо технологического процесса, может использоваться и в других подобных технологических процессах.

Характерные представители целевого холодильного оборудования описаны ниже.

Термокамера ТКСИ 02—80. Предназначена для обработки холодом деталей и инструмента, хранения материалов, а также для испытаний и экспериментальных исследований свойств материалов и изделий при различных температурах. Термокамеру устанавливают в отапливаемом помещении при температуре воздуха от 5 до 35°С. Низкотемпературный режим в термокамере обеспечивается каскадной холодильной машиной, теплый режим — электроподогревателем.

Термокамера представляет собой единый агрегат (рис. II—128).

Техническая характеристика термокамеры ТКСИ 02—80

Полезный объем, м³	0,2
Холодопроизводительность при температуре воздуха в камере —80°С, кВт (ккал/ч)	0,58 (500)
Установленная мощность, кВт	7,9
Рабочий диапазон температур в камере, °С	От — 80 до 100
Холодильный агент	
в верхнем каскаде	R22
в нижнем каскаде	R13
Смазочное масло	
в верхнем каскаде	ХФ 22с—16
в нижнем каскаде	ФМ—5,6 АП
Напряжение в цепи питания, В	380/220
Расход охлаждающей воды, м³/с	0,000223
Внутренние размеры камеры, мм	1050×600×350
Время охлаждения воздуха в незагруженной камере от 20 до —80°С, ч	2,5
Масса, кг	1120

Кроме указанной камеры некоторыми предприятиями в СССР и несколькими фирмами за рубежом выпускаются сотни камер с различными характеристиками в части температурных диапазонов работы, полезных объемов, возможности создания в полезном объеме разрежения, различной влажности и т. п. Потребность СССР в подобных камерах в значительной степени удовлетворяется за счет поставок из ГДР.

Установка ОВМ 15 для осушки сжатого воздуха охлаждением. Предназначена для получения осушенного воздуха, используемого для работы пневматических механизмов. Установка представляет собой единый агрегат (рис. II—129), смонтированный на металлической раме, и включает в себя полный комплект оборудования холодильной машины, работающей на R12, и регенеративный теплообменник «воздух — воздух».

Конструктивно испаритель «фреон — воздух» и теплообменник «воздух — воздух» объединены в аппаратный блок, причем в обоих аппаратах есть специальная система отделения сконденсированной влаги. Собранная вода отводится в канализацию с помощью конденсационного горшка.

Компрессорно-конденсаторный агрегат АК - ФУУ80/1РЭ и аппаратный блок установлены на стальную раму.

Кипение холодильного агента происходит в межтрубном пространстве испарителя, а в трубах, оребренных алюминиевым сердечником, проходит воздух. Для минимального охлаждения воздуха и во избежание возможного замораживания воды в трубке в случае ее засорения кипение холодильного агента осуществляется при плюсовой температуре (+1°С с допуском ±0,5°С).

Регулирование производительности компрессора при этом осуществляется методом электромагнитного отжима всасывающих клапанов компрессора. Управление клапанами происходит от термометра сопротивления, помещенного в середине испарителя прямо в кипящий холодильный агент.

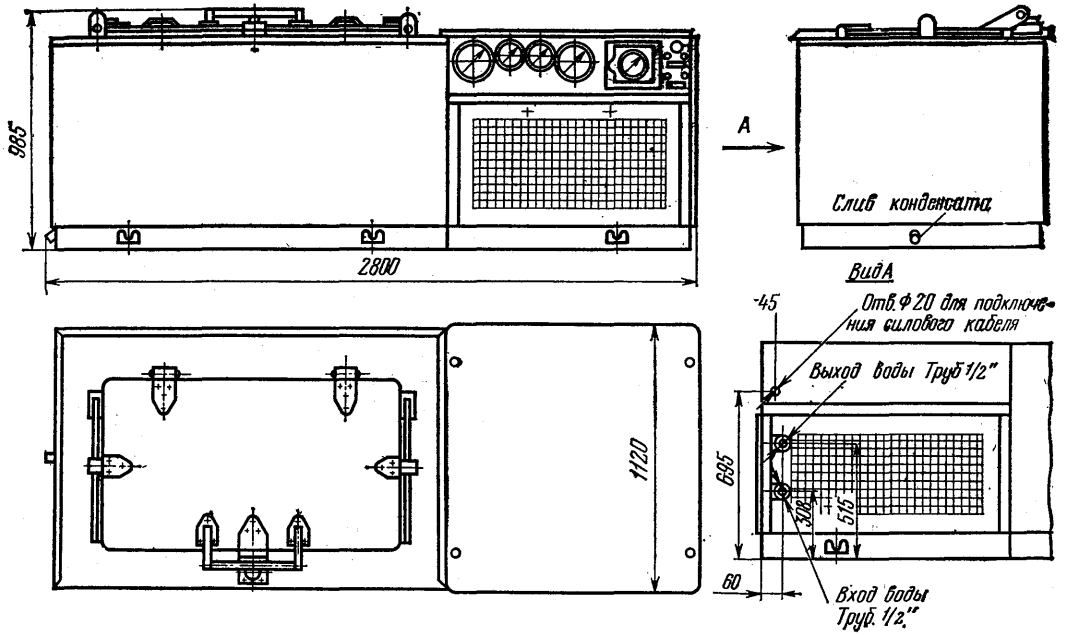


Рис. II—128. Термокамера ТКСИ 02—80.

Техническая характеристика установки ОВМ 15

Производительность по воздуху, нм³/с	4,16
Давление осушаемого воздуха, МПа	0,8
Потеря давления в процессе осушки, кПа, не более	25
Температура воздуха, подаваемого для осушки, °С, не более	40
Влажность воздуха после осушки, г/кг	0,66
Допускаемое отклонение температуры точки росы осушенного воздуха, °С	±1,5
Установленная мощность, кВт	55
Холодильный агент	R 12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	300
Смазочное масло	ХФ 12—16
Количество заряжаемого масла, кг	30
Напряжение, В	
в цепи питания	380
в цепи управления	220
Температура воды для охлаждения конденсатора, °С, не более	30
Расход охлаждающей воды, м³/с	0,00833
Масса, кг	5500

За рубежом выпускают десятки подобных машин различной производительности [1].

Передвижная холодильная станция ПХС 100. Предназначена для охлаждения рассола, используемого для замораживания грунтов при строительстве подземных сооружений.

Станция ПХС 100 (рис. II—130) состоит из двух одинаковых передвижных холодильных установок ПХУ 50, оборудование кото-

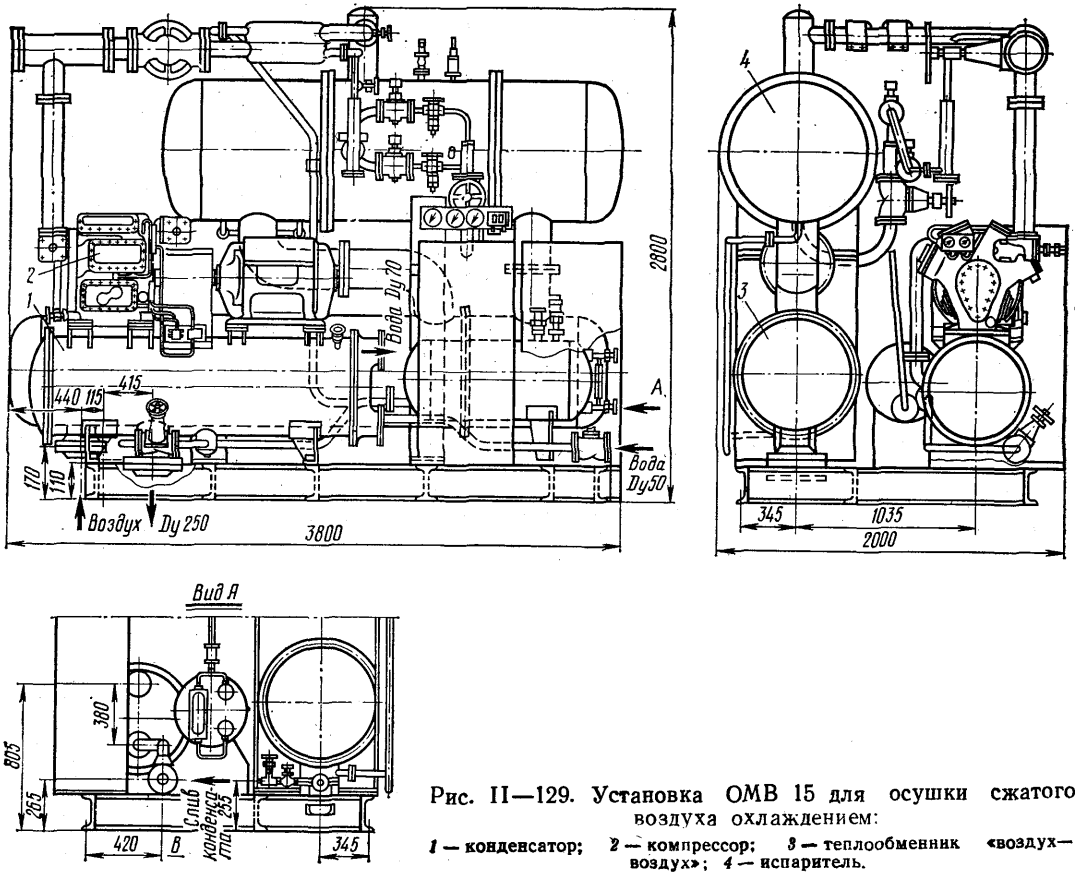


Рис. II—129. Установка ОМВ 15 для осушки сжатого воздуха охлаждением:

1 — конденсатор; *2* — компрессор; *3* — теплообменник «воздух—воздух»; *4* — испаритель.

рых смонтировано на шасси прицепа МАЗ 5224 В.

Работа станции ПХС 100 может осуществляться как при одновременной работе двух установок ПХС 50, так и при раздельной работе каждой из них.

Станция предназначена для эксплуатации в условиях, нормированных для климатического исполнения У категории размещения I по ГОСТ 15150—69.

В состав холодильной установки ПХУ 50 входят поршневой компрессор П220-2-0, кожухотрубный водяной конденсатор, кожухотрубный испаритель, регенеративный теплообменник, фильтр-осушитель, арматура, соединительные трубопроводы, щиты автоматики.

Система автоматики установки обеспечивает возможность работы без постоянного присутствия обслуживающего персонала, защиту от аварийных ситуаций. Первоначальный пуск осуществляется вручную. Холодопроизводительность и потребляемая мощность станции приведены на рис. II-131.

Техническая характеристика установки ПХУ 50

Холодопроизводительность при температуре хладоносителя —35°С (расход 0,025 м³/с) и температуре охлаждающей воды 20°С (расход 0,00972 м³/с), кВт (ккал/ч)	58 (50 000)
Электрическая мощность при тех же условиях, кВт	66
Установленная мощность, кВт	105

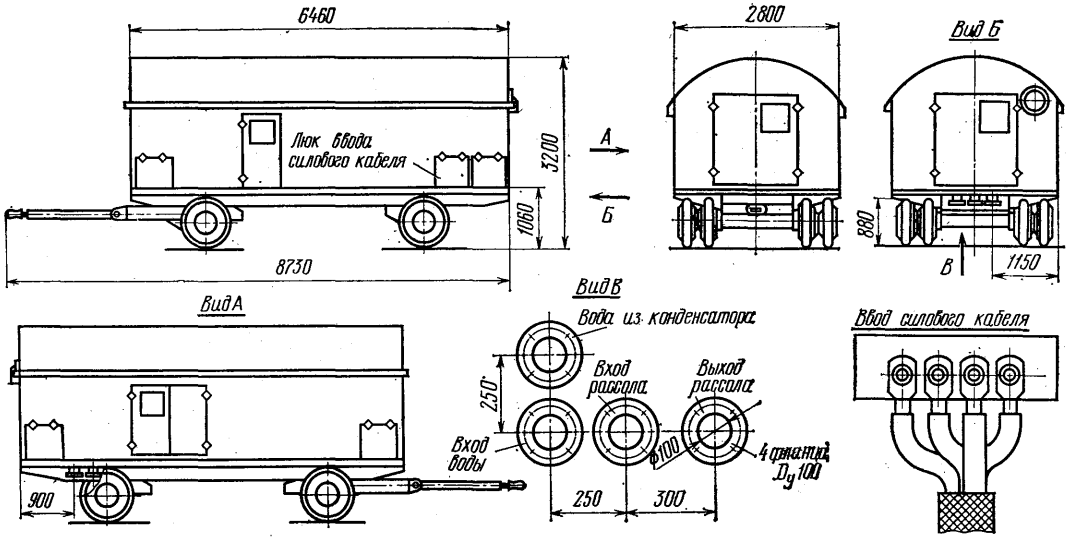


Рис. II—130. Установка ПХУ 50. Передвижная холодильная станция ПХС 100.

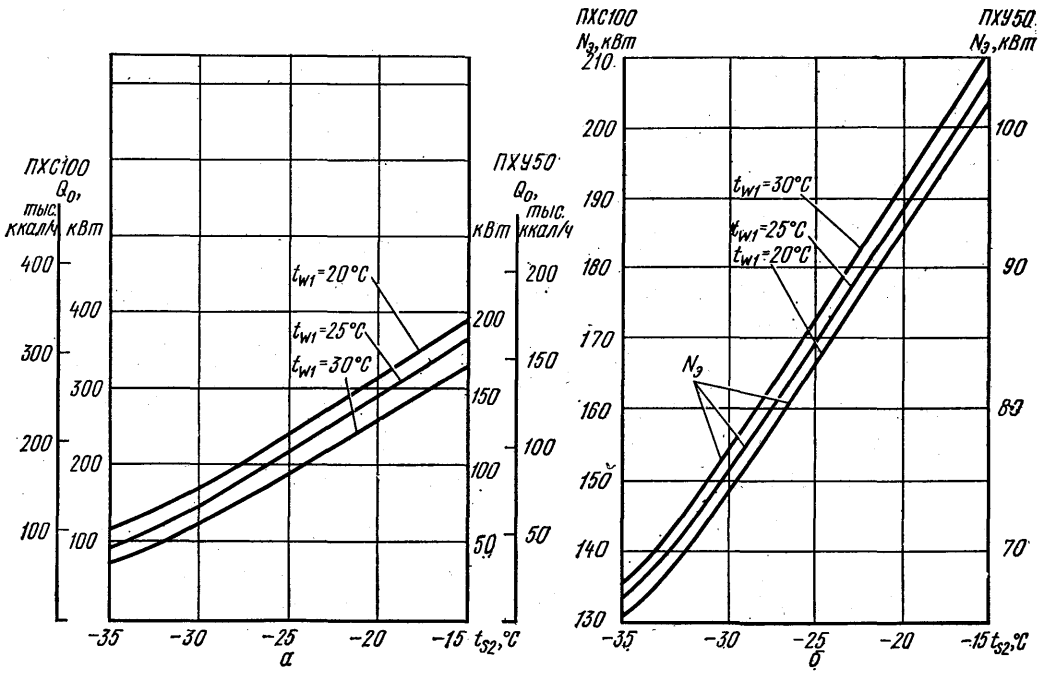


Рис. II—131. Зависимость холодопроизводительности (*а*) и электрической мощности (*б*) станции ПХС 100 и установки ПХУ 50 от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя.

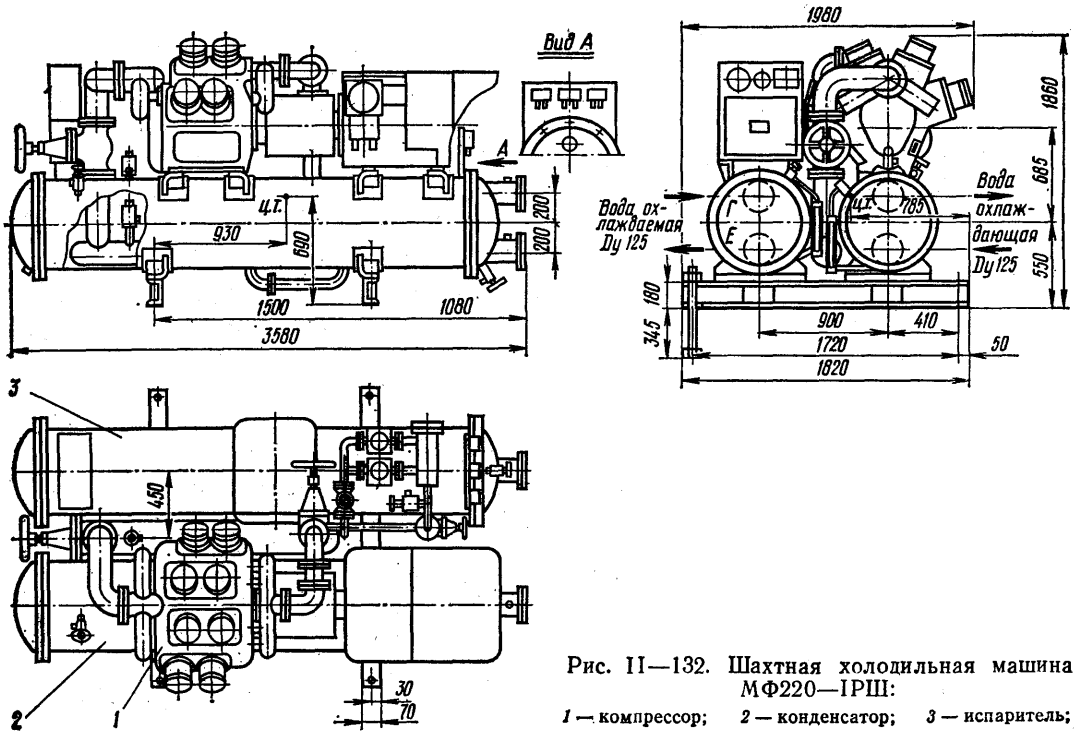


Рис. II—132. Шахтная холодильная машина МФ220—IРШ:

1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — испаритель;

Рабочий диапазон температур, °С	от —35 до —15
Холодильный агент	R 22
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	550
Смазочное масло	ХФ 22—24
Количество заряжаемого масла, кг	75
Хладоноситель	раствор $CaCl_2$
Температура воды для охлаждения конденсатора, °С, не более	30
Масса, кг	14000

Шахтная холодильная машина МФ220—IРШ. Предназначена для охлаждения воды в системах кондиционирования воздуха угольных шахт. Машину изготовляют в климатическом исполнении У для помещений категории 5 по ГОСТ 15150—69.

Машина представляет собой агрегат (рис. II-132), включающий поршневой компрессор П220-2-1, кожухотрубный водяной конденсатор, кожухотрубный испаритель, регенеративный теплообменник, фильтр-осушитель, арматуру, соединительные трубопроводы, щиты автоматики.

Система автоматики обеспечивает поддержание температуры воды с точностью ± 1°С путем изменения холодопроизводительности компрессора электромагнитным отжимом всасывающих клапанов, возможность работы без постоянного присутствия обслуживающего персонала, защиту машины от опасных режимов работы.

Зависимости холодопроизводительности и электрической мощности от температур охлаждающей воды и хладоносителя на выходе из испарителя приведены на рис. II-133.

Техническая характеристика машины МФ220—1РШ

Холодопроизводительность при температуре охлажденной воды 8°С (расход 0,01944 м³/с) и температуре воды, охлаждающей конденсатор, 30°С (расход 0,025 м³/с), кВт	470
Электрическая мощность при тех же условиях, кВт	114
Установленная мощность, кВт	160
Рабочий диапазон температур, °С	от 5 до 10
Холодильный агент	R 22
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	625
Смазочное масло	ХФ 22—24 или ХМ 35
Количество заряжаемого масла, кг	80
Напряжение в цепи питания, В	660/380
Диапазон работы по охлажденной воде, м³/с	от 0,0236 до 0,0292
Температура воды для охлаждения конденсатора, °С, не более	40
Расход воды, охлаждающей конденсатор, м³/с	0,018÷0,021
Уровень взрывозащиты электрооборудования в соответствии с «ПИВРЭ»	«РВ»
Масса, кг	6980

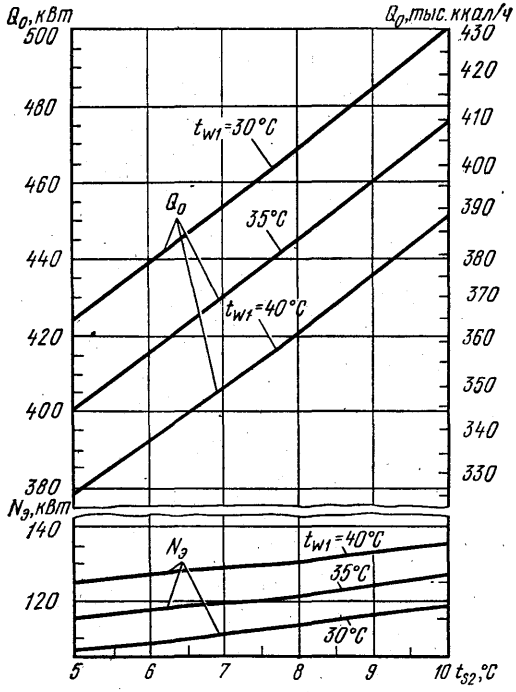


Рис. II—133. Зависимость холодопроизводительности и электрической мощности машины МФ220—1РШ от температуры охлажденной воды при различных температурах охлаждающей воды.

Передвижные шахтные кондиционеры КПШ-3 и КПШ-40П. Предназначены для охлаждения и осушки воздуха в шахтах.

Кондиционер КПШ-3 работает в шахтах, опасных по газу и пыли, где необходимо применение взрывобезопасного электрооборудования рудничного исполнения РВ.

Кондиционер КПШ-40П (рис. II—134) предназначен для шахт, в которых по условиям взрывобезопасности не допускается применение электрооборудования, поэтому привод всех механизмов кондиционера пневматический.

Кондиционеры изготовлены в виде единого агрегата, рама которого оборудована вагонеточными скатами, обеспечивающими передвижение кондиционера в шахтных выработках с колеей 600 и 900 мм. У кондиционера КПШ-3 (рис. II-135) воздухоохладитель и компрессорно-конденсаторный агрегат могут быть смонтированы отдельно.

В нижней части кондиционеров расположены компрессоры (у кондиционера КПШ-3 — бессальниковый ФУБС40; у кондиционера КПШ-40П — компрессор ФВ20), конденсатор с водяным охлаждением кожухотрубного типа, фильтр-осушитель, теплообменник, приборы контроля и автоматики. Воздухоохладитель размещен в верхней части кондиционера. Вентилятор воздухоохладителя в состав кондиционера не входит. Для полсоединения воздуховодов с двух сторон расположены круглые фланцы.

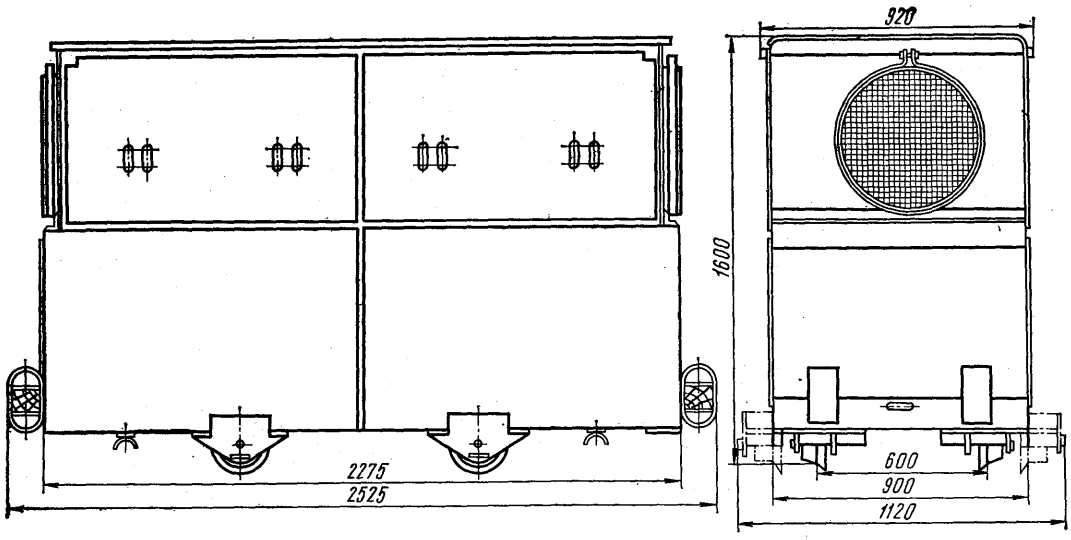


Рис II—134. Передвижной шахтный кондиционер КПШ—40П.

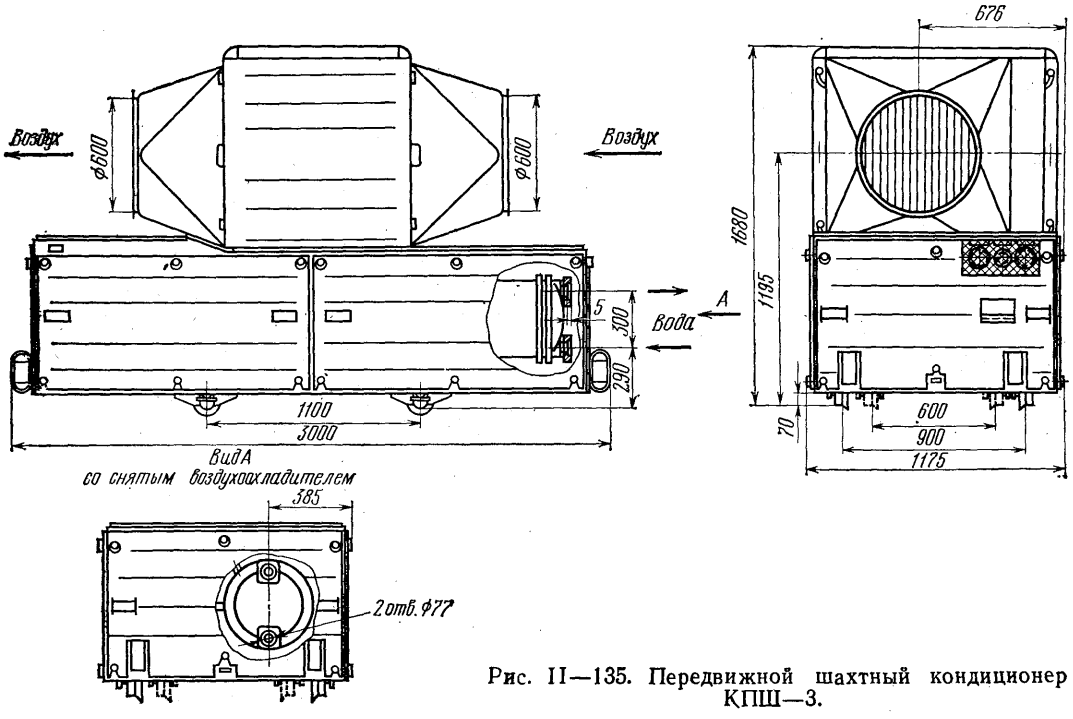


Рис. II—135. Передвижной шахтный кондиционер КПШ—3.

Техническая характеристика шахтных кондиционеров

	КПЩ-3	КПШ-40П
Холодопроизводительность, кВт (ккал/ч)		
при температуре конденсации 45°С, температуре воздуха 32°С и относительной влажности воздуха на входе 70%	104 (90 000)	—
при температуре конденсации 45°С, температуре воздуха 28—32°С и относительной влажности воздуха на входе 55—90%	—	46,5 (40 000)
Электрическая мощность, кВт, не более	38	—
Мощность пневматического двигателя, кВт (л. с.)	—	18,4 (25)
Холодильный агент	R 12	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	60	40
Смазочное масло	ХФ12—18	ХФ12—18
Количество заряжаемого масла, кг	6	4
Напряжение, В		
в цепи питания	600/380	—
в цепи управления	36	—
Расход воздуха, $м^3/с$	3,667	1,667
Температура воды для охлаждения конденсатора, °С, не более	37	37
Пневматический двигатель		
тип	—	К18Л1—25
частота вращения, $с^{-1}$	—	25
избыточное давление воздуха, МПа	—	0,4
Масса, кг	2400	2300

Холодильно-нагревательная установка ВР-1М. Предназначена для создания и поддержания в железнодорожных грузовых вагонах температуры воздуха от —20 до +14°С при температуре окружающего воздуха от —45 до +40°С.

Установка состоит из двух компрессионных холодильных машин, каждая из которых может работать отдельно. Машина состоит из двух компрессорно-конденсаторных агрегатов со щитами приборов (рис. II-136), которые размещены в машинном отделении вагона, а также из воздухоохладителя (рис. II-137, *а*) и электронагревателя (рис. II-137, *б*), расположенных в грузовом помещении. Каждый компрессорно-конденсаторный агрегат работает на соответствующую половину воздухоохладителя.

В холодильной машине имеется регулятор потребляемой мощности (автоматический регулятор давления АДД-40М), ограничивающий затраты энергии при отепленном грузовом отделении. Для облегчения пуска компрессора и проведения оттаивания предусмотрены байпасная линия с соленоидным вентилем и обратный клапан на нагнетательном трубопроводе. Компрессор укомплектован приборами автоматической защиты.

Компрессорно-конденсаторный агрегат состоит из компрессора 2ФУУБС18, воздушного конденсатора, вентилятора, обдувающего конденсатор, с приводом от электродвигателя АО2—31—2В, ресивера, фильтра-осушителя, теплообменника и трех реле (высокого и низкого давления и контроля смазки). Все элементы агрегата смонтированы на общей раме.

Воздухоохладитель состоит из оребренных труб с вертикальным протоком воздуха. По холодильному агенту воздухоохладитель делится на две полости: одну составляют четные ряды труб, подключающиеся к одному компрессорно-конденсаторному агрегату, другую — нечетные ряды труб, подключающиеся к другому агрегату.

В корпус электронагревателя вмонтированы три секции из трубчатых электронагревательных элементов.

Техническая характеристика установки ВР-1М

Холодопроизводительность, кВт (ккал/ч)	
при температуре окружающего воздуха 35° и температуре воздуха в грузовом помещении —20°С	14,19 (12 200)
при температуре окружающего воздуха 35°С и температуре воздуха в грузовом помещении 4°С	26,98 (23 200)

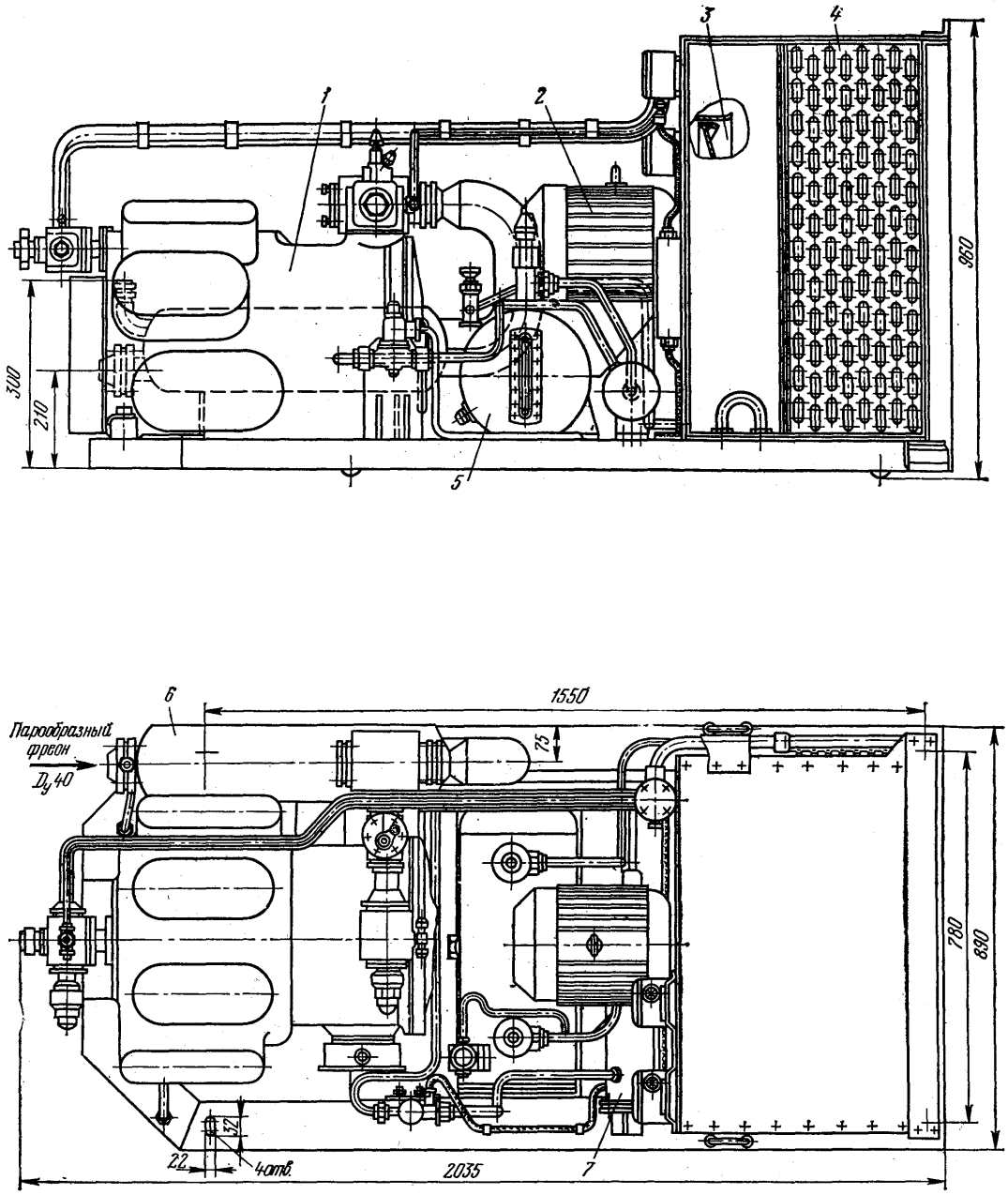


Рис. II—136. Компрессорно-конденсаторный агрегат холодильно-нагревательной установки ВР—1М:

1 — компрессор; *2* — электродвигатель; *3* — вентилятор; *4* — конденсатор; *5* — ресивер; *6* — теплообменник; *7* — фильтр-осушитель.

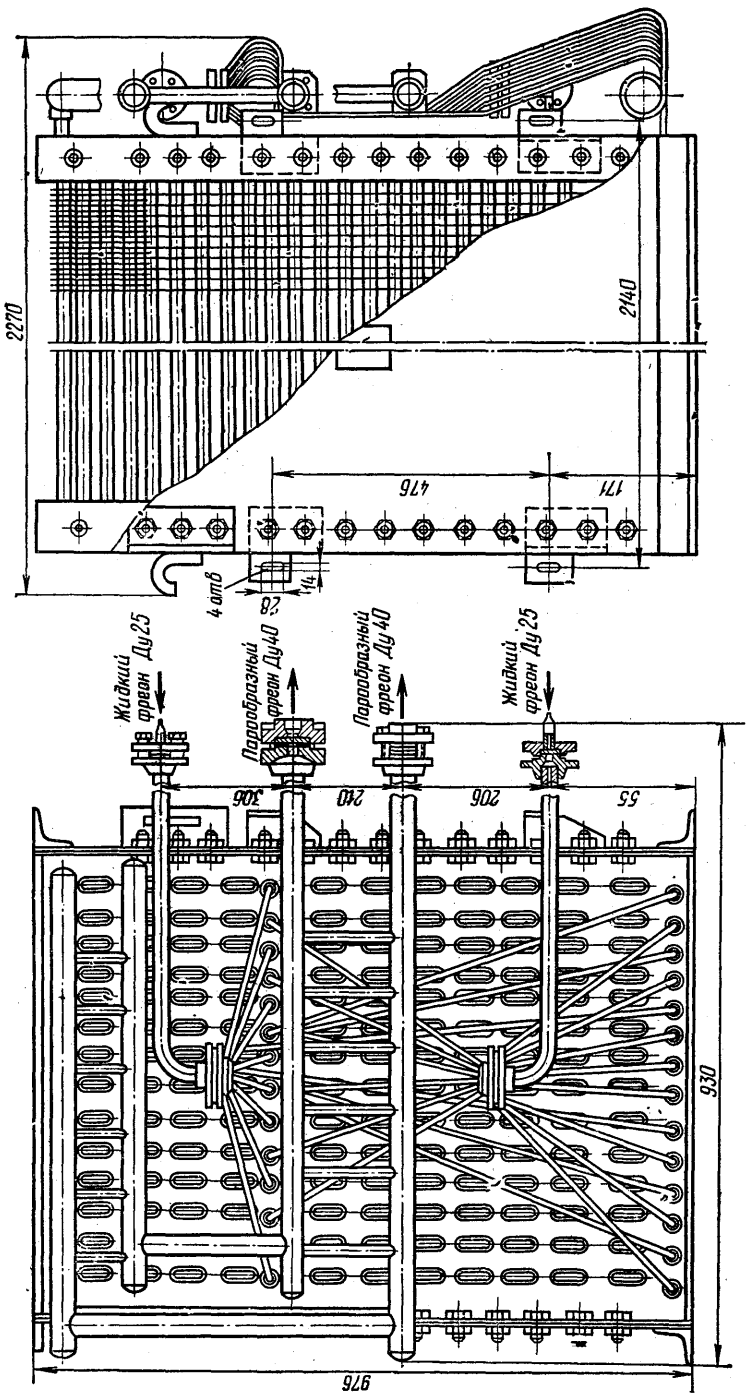


Рис. II—137. Воздухоохладитель установки ВР—1М.

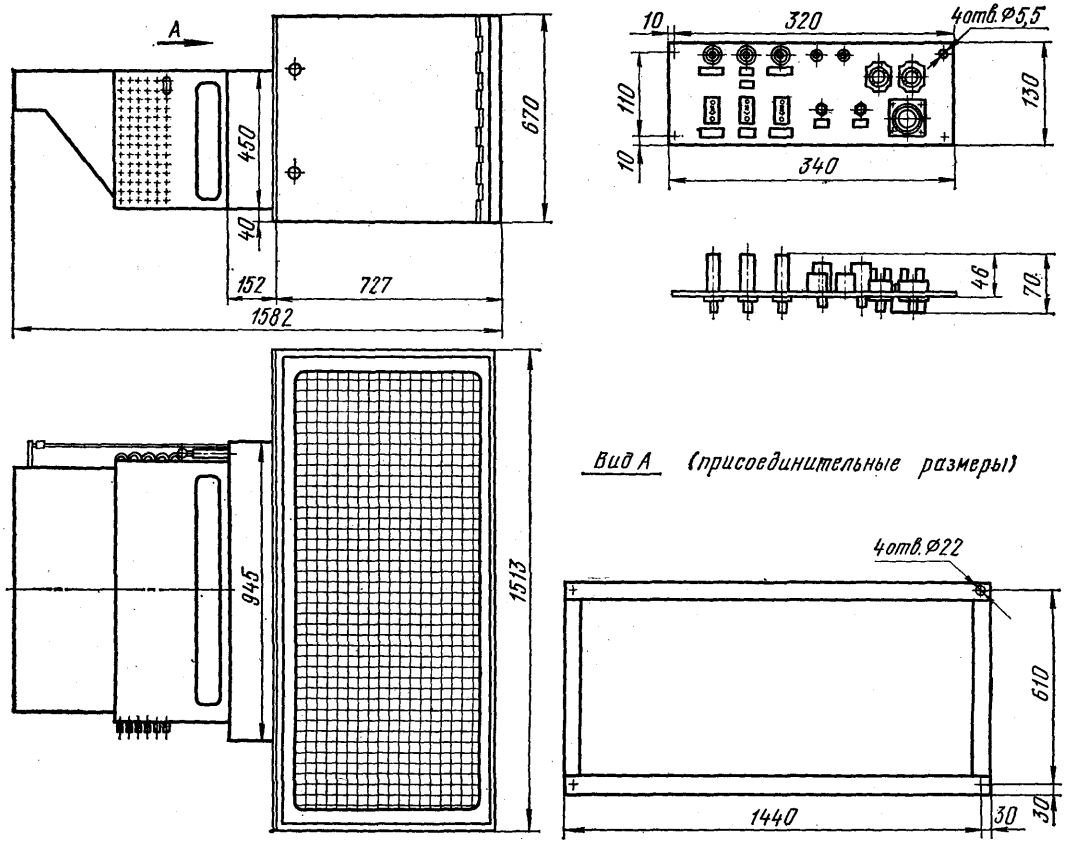


Рис. II—138. Холодильная машина АР6—1—2 для авторефрижераторов

Установленная мощность, кВт	
электродвигателей	26
электронагревателей	16,2
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	70
Смазочное масло	ХФ 12—18
Количество заряжаемого масла, кг	23
Напряжение, В	
в цепи питания	380
в цепи управления	220
Масса, кг	2500
Компрессорно-конденсаторный агрегат	
Масса, кг	800
Воздухоохладитель	
Масса, кг	810
Электронагреватель	
Масса, кг	63

Холодильная машина АР6-1-2 для авторефрижераторов предназначена для автоматического поддержания заданной температуры воздуха в грузовом помещении автомобиля-рефрижератора грузоподъемностью от 2 до 4 т при температуре окружающего воздуха от 5 до 30°С.

Работоспособность холодильной машины сохраняется при температуре окружающего воздуха до 45°С.

Техническая характеристика машины АР6—1—2

Холодопроизводительность при температуре окружающего воздуха 30°С и температуре воздуха в кузове —20°С, кВт (ккал/ч)	2,1 (1800)
Рабочий диапазон температур при температуре окружающего воздуха от 5 до 30°С	от —20 до 12
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	13
Смазочное масло	ХФ 12—16
Количество заряжаемого масла, кг	3
Напряжение в цепях питания и управления, В	12
Масса, кг	350

Холодильная машина (рис. II-138) представляет собой единый блок, в котором собраны всё холодильное оборудование и система автоматики. По целевому назначению машина состоит из двух частей: компрессорно-конденсаторной и воздухоохладительной, соединенных между собой через теплоизолирующую перегородку. Компрессорно-конденсаторная часть располагается снаружи кузова, а воздухоохладительная часть с вентилятором и терморегулирующим вентилем — внутри.

Пуск и остановка холодильной машины производятся из кабины водителя. Заданная температура внутри кузова поддерживается автоматически путем включения и выключения компрессора по сигналу датчика — реле температуры.

Оттаивание снеговой шубы на воздухо-

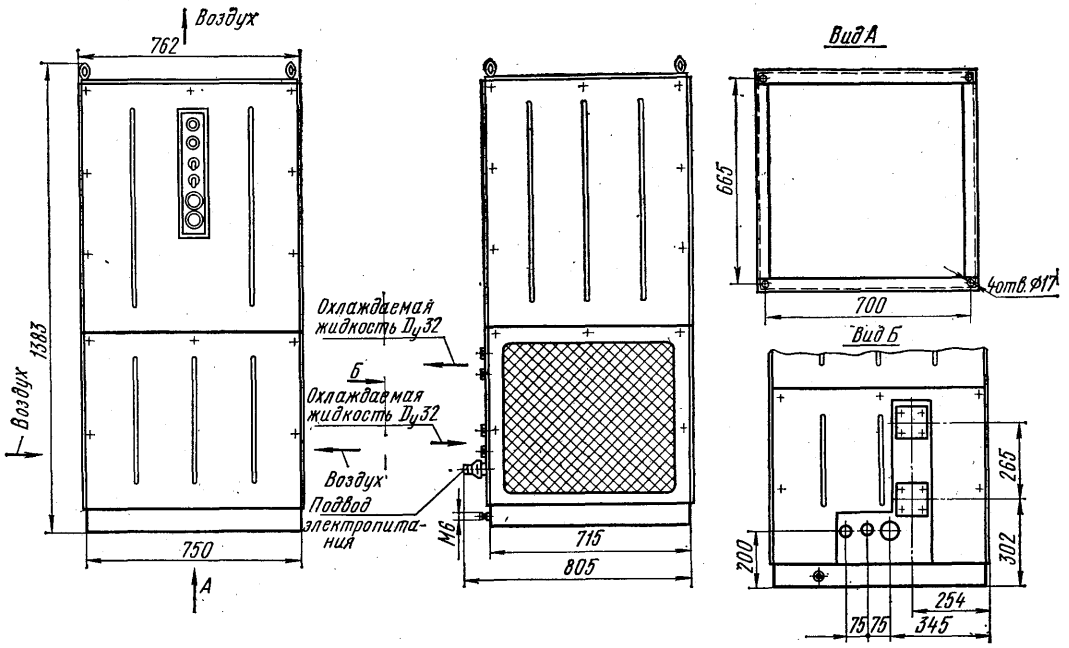


Рис. II—139. Холодильная машина ОЭ5—1—0 для охлаждения эмульсий.

охладителе производится горячими парами холодильного агента при ручном управлении. Привод компрессора и вентиляторов осуществляется от бензинового двигателя через ременную передачу с помощью центробежной муфты.

Холодильная машина ОЭ5-1-0 для охлаждения смазочно-охлаждающих жидкостей (эмульсий). Предназначена для охлаждения и поддержания температуры смазочно-охлаждающей жидкости в металлорежущих станках в интервале температур от 18 до 30°С.

Работоспособна при температуре окружающего воздуха от 15 до 40°С, расходе охлаждаемой среды через испаритель от 0,00083 до 0,00267 м³/с. Машину используют для охлаждения следующих смазочно-охлаждающих жидкостей: масла индустриальные 12, 20, 30 (ГОСТ 20799—75); сульфорезол (ГОСТ 122—54); масла индустриальные из сернистых нефтей ИС-12, ИС-20, ИС-30 (ГОСТ 20799—75); масла турбинные 22, 22П, ТКП (ГОСТ 32—74); водные растворы поверхностно-активных веществ, в том числе мыл из натуральных животных жиров, а также из нафтеновых и синтетических жирных кислот; масло ВНИИНП—403 (ГОСТ 16728—71); масло ИГП (ТУ38-1-273—69); эмульсии, представляющие собой раствор эмульсола в воде с концентрацией эмульгированного масла от 2 до 12%.

Работа холодильной машины (рис. II—139) полностью автоматизирована. Необходимая температура поддерживается методом пуска и останова компрессора с помощью датчика-реле температуры, чувствительный элемент которого помещен в емкость с охлаждаемой жидкостью.

Техническая характеристика машины ОЭ5—1—0

Холодопроизводительность при температуре окружающего воздуха 25°С и температуре охлаждаемой жидкости (масло индустриальное 20) на входе 20°С (расход 0,00117 м³/с), кВт (ккал/ч)	5,8 (5000)
Электрическая мощность при тех же условиях, кВт	3,1
Рабочий диапазон температур, °С	от 18 до 30
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	12,5
Смазочное масло	ХС 40
Количество заряжаемого масла, кг	3,5
Напряжение, В	
в цепи питания (основное исполнение)	380
» (по спецзаказам)	220, 380, 400, 415, 440
в цепи управления	110
Гидравлическое сопротивление потоку охлаждаемой жидкости (масло индустриальное 20) при расходе 0,00267 м³/с, кПа	80
Точность поддержания температуры, °С	±1,5
Масса, кг	415

Компрессор — герметичный, поршневой, одноступенчатый (типа ПГ-5), частота вращения 46,7 $с^{-1}$. Конденсатор — ребристый, с воздушным охлаждением, с площадью наружной поверхности 25,4 м².

Испаритель — кожухотрубный. Гидравлическое сопротивление охлаждаемой жидкости 0,08 МПа (0,8 кгс/см²), если расход масла индустриального 20 составляет 0,00267 м³/с.

Холодильная машина ХМВ1-30 для охлаждения зерна. Разработана для охлаждения влажного свежеубранного зерна в целях увеличения срока его хранения, для охлаждения зерна после тепловой сушки, для охлаждения влажного кормового зерна при длительном его хранении и т. д. Машину можно использовать и для других технологических процессов в сельском хозяйстве и промышленности.

Холодильная машина представляет собой единый агрегат (рис. II-140), закрытый металлическими ограждениями, на четырех колесиках для передвижения его по твердому настилу. Перед включением в работу к нему подсоединяют питающий электрокабель и гибкий воздуховод для подачи охлажденного воздуха к месту его использования.

Наружный воздух через фильтр засасывается центробежным вентилятором и подается в воздухоохладитель для охлаждения и частичной осушки.

Воздухоохладитель состоит из двух последовательно расположенных секций, на каждую из которых работает индивидуальный компрессор. Компрессоры поршневые бессальниковые с частотой вращения 1440 об/мин, один из которых двухцилиндровый 2ФВБС6, а второй четырехцилиндровый 2ФУБС12.

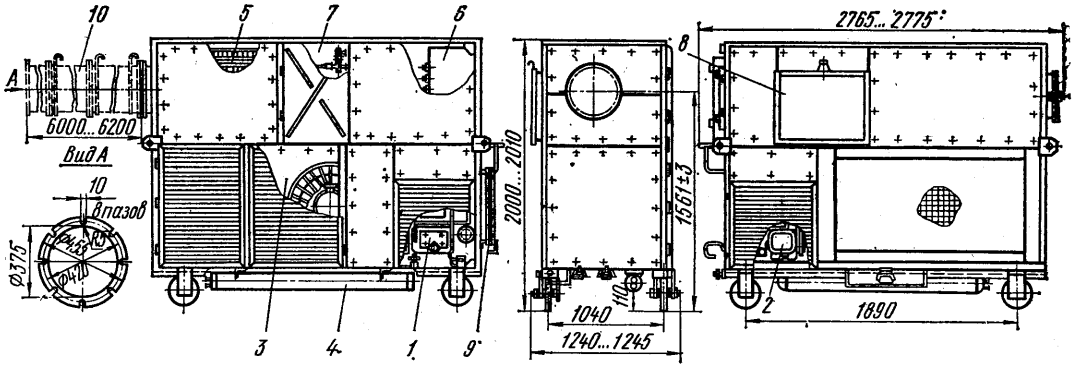


Рис. II—140. Холодильная машина ХМВ1—30 для охлаждения зерна:

1, 2 — компрессор; *3* — конденсатор; *4* — ресивер; *5* — воздухоохладитель; *6* — щит управления; *7* — щит приборов; *8* — воздушный фильтр; *9* — соединительный кабель; *10* — воздуховод.

Холодильный агент нагнетается в общий конденсатор, охлаждаемый окружающим воздухом. Регулирование холодопроизводительности машины осуществляется выключением одного из компрессоров. Машина поставляется заряженной холодильным агентом и маслом. Её изготовляют в климатическом исполнении У для категории размещения 2 (ГОСТ 15150—69).

Техническая характеристика машины ХМВ1-30

Холодопроизводительность при температуре окружающего воздуха 25°С (относительная влажность 65%) и температуре охлажденного воздуха 5°С, кВт (ккал/ч)	31,9 (30 000)
Электрическая мощность при тех же условиях, кВт	22,5
Установленная мощность, кВт	19,5
Рабочий диапазон температур при температуре окружающего воздуха до 25°С, °С*	от 3 до 8
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	35
Смазочное масло	ХФ 12—16
Количество заряжаемого масла, кг	10,5
Напряжение в цепи питания, В	380
Количество охлаждаемого воздуха, м³/с	0,89
Давление воздуха на выходе, кПа (мм вод. ст.)	1,76 (180)
Масса, кг	1900

* При температуре окружающего воздуха свыше 25°С обеспечивается охлаждение не меньше, чем на 15°С.

Холодильно-нагревательная машина ХМФ-16 для фруктохранилищ. Предназначена для поддержания во фруктохранилище температурного режима, необходимого для длительного хранения фруктов, а также для охлаждения фруктов до температуры хранения. Работоспособность машины обеспечивается при температуре наружного воздуха от —30 до +35°С без воздействия атмосферных осадков, пыли и солнечной радиации.

Холодильная машина работает по обычной схеме одноступенчатой компрессионной холодильной машины с непосредственным охлаждением и воздушным охлаждением конденсатора.

Машина представляет собой единый блок (рис. II—141), в котором собраны все холодильное оборудование и станция управления, включающая систему автоматического управления, защиты и сигнализации, а также электросиловое оборудование. В состав машины входят два агрегата (компрессорно-конденсаторный и воздухоохладительный с электронагревателями), соединенные теплоизолирующей перегородкой.

Компрессорно-конденсаторный агрегат из-

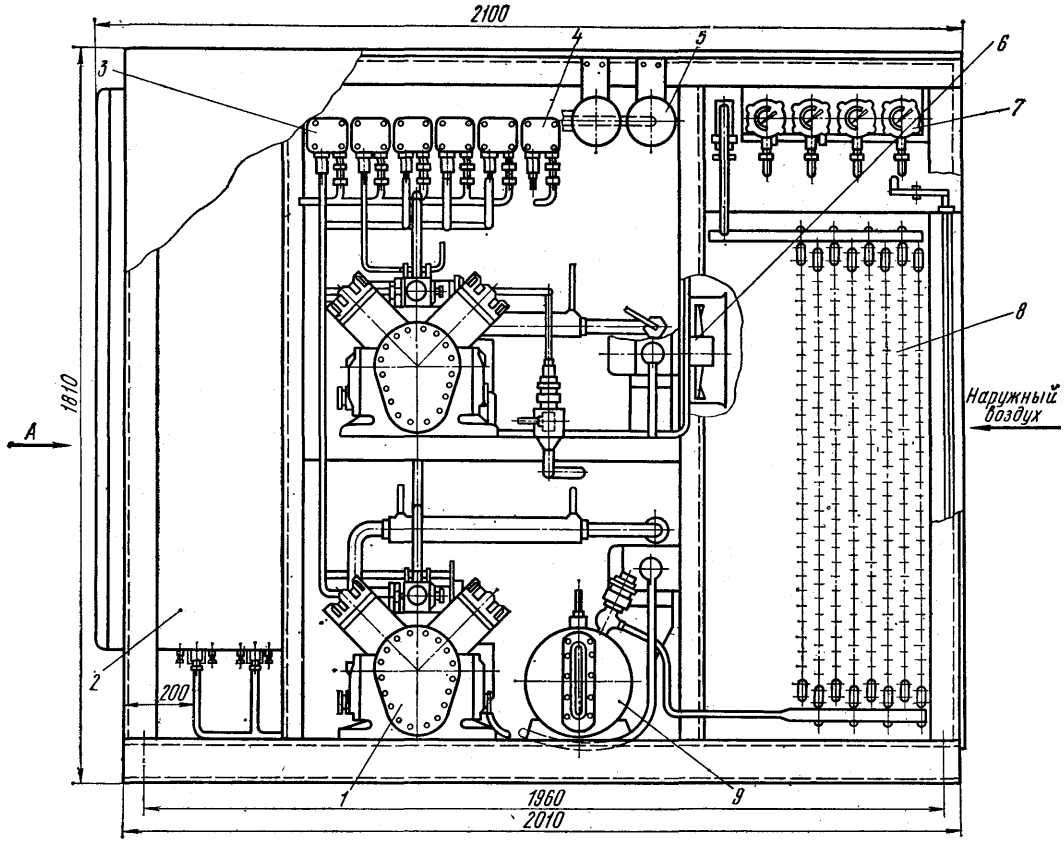


Рис. II—141. Холодильная машина ХМФ—16 для фруктохранилищ:
1 — компрессор; *2* — станция управления; *3* — реле давления; *4* — термореле; *5* — фильтр-осушитель; *6* — вен-

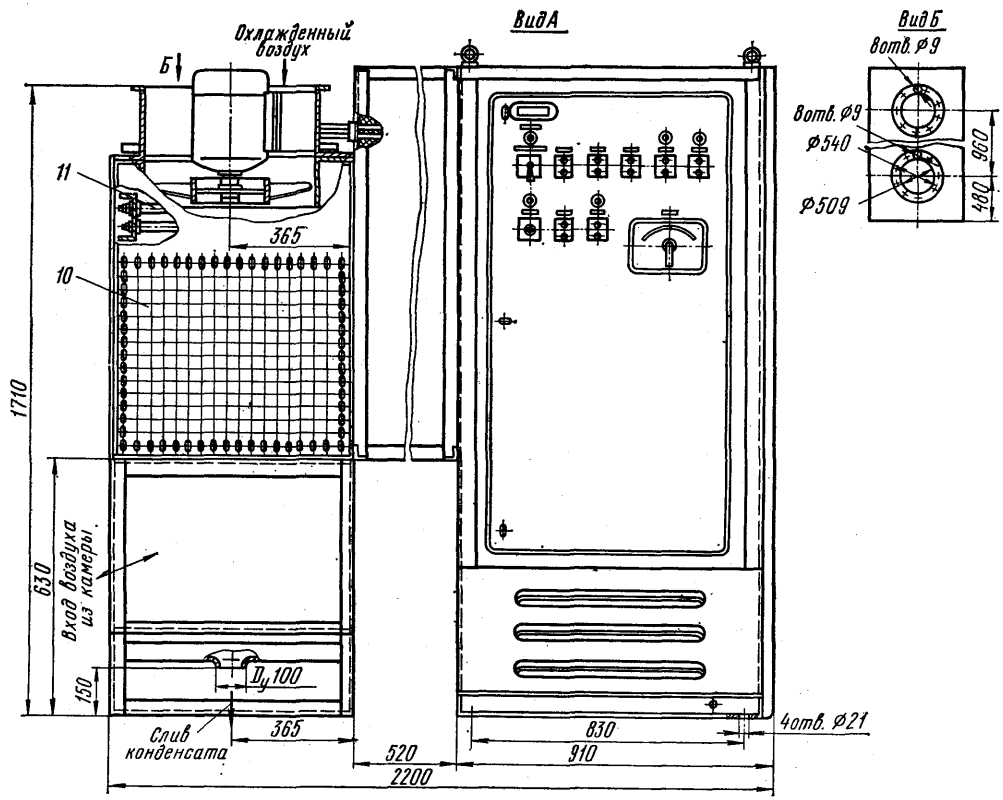
готовлен в виде металлического шкафа со съемными щитами. Он включает два компрессора 2ФУБС9, воздушный конденсатор с двумя осевыми вентиляторами УК-2М, ресивер, фильтр-осушитель, приборы автоматики и станцию управления. Перед конденсатором смонтированы жалюзи для регулирования расхода воздуха в зависимости от температуры наружного воздуха.

Воздухоохладительный агрегат состоит из воздухоохладителя, двух осевых вентиляторов, блока электронагревателей и поддона.

Холодильно-нагревательная машина работает в режимах охлаждения, нагрева и оттаивания «снеговой шубы» воздухоохладителя.

Управление работой машины осуществляется с помощью регуляторов температуры ПТР-3 и ПТР-2. Заданная температура в камере поддерживается путем периодического включения и выключения компрессоров (в зимнее время — электронагревателей) в зависимости от температуры воздуха в камере.

Система автоматики обеспечивает автоматическое поддержание заданной температуры в камере с точностью до $\pm 1°C$, автоматическое оттаивание «снеговой шубы» воздухоохладителя горячими парами холодильного агента, автоматическую защиту машины при понижении давления всасывания и повышении давления нагнетания, автоматическое включение машины при восстановлении напряжения в сети после его исчезновения, аварийную и рабочую световую сигнализацию.



тилятор; *7* — манометр; *8* — конденсатор; *9* — ресивер; *10* — воздухоохладитель; *11* — электронагреватель.

Техническая характеристика машины ХМФ-16

Холодопроизводительность при температуре окружающего воздуха 30°С и температуре воздуха в камере 0°С, кВт (ккал/ч)	18,6 (16 000)
Электрическая мощность, кВт	
в режиме охлаждения	19,2
в режиме подогрева	13,4
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	70
Смазочное масло	ХФ 12-16
Количество заряжаемого масла, кг	16
Напряжение, В	
в цепи питания	380/220
в цепи управления	220
Расход воздуха, м³/с	4,44
Сопротивление подсоединяемой воздушной сети, Па (мм вод. ст.)	147 (15)
Масса, кг	2000

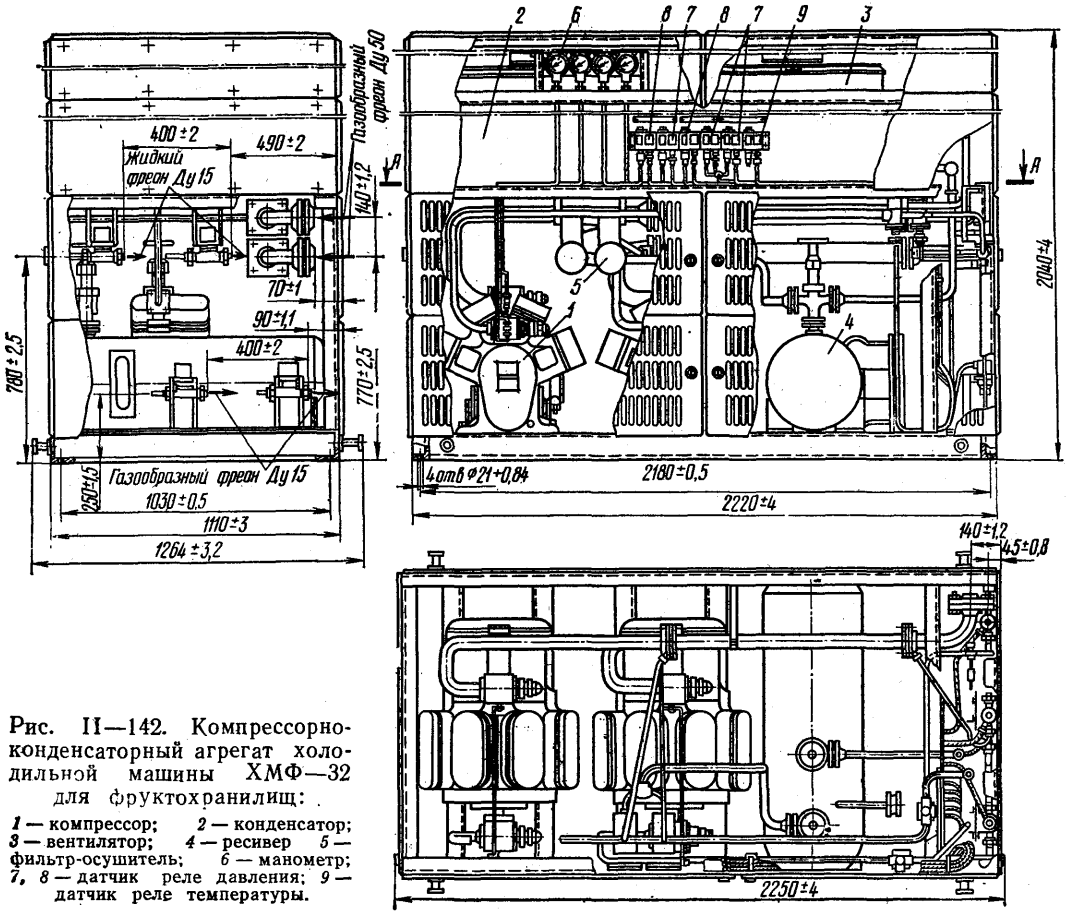


Рис. II—142. Компрессорно-конденсаторный агрегат холодильной машины ХМФ—32 для фруктохранилищ:

1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — вентилятор; *4* — ресивер *5* — фильтр-осушитель; *6* — манометр; *7, 8* — датчик реле давления; *9* — датчик реле температуры.

Холодильно-нагревательная машина ХМФ-32 для фруктохранилищ. Предназначена для получения и автоматического поддержания в камере фруктохранилища необходимого температурного режима хранения фруктов. Машину изготовляют в климатическом исполнении У категории размещения 2 по ГОСТ 15150—69 с ограничением температуры окружающего воздуха от —30 до +35°С без воздействия атмосферных осадков и солнечной радиации.

Машина состоит из четырех основных агрегатов: компрессорно-конденсаторного (рис. II-142) и шкафа управления, устанавливаемых под навесом, и двух воздухоохладительных (рис. II-143), размещаемых под потолком камеры.

В состав компрессорно-конденсаторного агрегата входят два поршневых бессальниковых компрессора 2ФУУБС18, воздушный конденсатор с вентилятором, ресивер, арматура, приборы автоматики. Все оборудование смонтировано на металлической раме и закрыто щитами.

Техническая характеристика машины ХМФ-32

Холодопроизводительность при температуре окружающего воздуха 30°С и температуре воздуха в камере 2°С, кВт (ккал/ч)	37,2 (32 000)
Электрическая мощность при тех же условиях, кВт	35,6
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	110
Смазочное масло	ХФ 12—16
Количество заряжаемого масла, кг	17
Напряжение в цепи питания, В	380/220
Вместимость фруктохранилища, т	200
Масса, кг	2800

Холодильная машина ХМ1-20 для камер созревания сыра. Предназначена для поддержания заданных температуры и влажности воздуха в камерах созревания сыра на маслодельно-сыродельных заводах. Машина представляет собой агрегат (рис. II-144), смонтированный на единой сварной раме, который включает в себя бессальниковый компрессор 2ФУБС12, конденсатор водяного охлаждения, воздухоохладитель, паровой калорифер, центробежный вентилятор, теплообменник, фильтр-осушитель, приборы автоматики и арматуру.

Конденсатор — кожухотрубный горизонтальный с накатными оребренными медными трубами, развальцованными в стальных решетках. Нижняя часть корпуса конденсатора служит ресивером.

Воздухоохладитель и калорифер — трубчаторебристые с пластинчатыми насадными ребрами. В трубах воздухоохладителя кипит холодильный агент. В трубы калорифера подается пар. Теплообменник представляет собой медный змеевик, размещенный в стальном корпусе. По трубкам его проходит жидкий холодильный агент, который переохлаждается за счет подогрева паров в межтрубном пространстве.

Система автоматики обеспечивает автоматическое поддержание заданных температуры и влажности воздуха и защиту от опасных режимов работы.

Техническая характеристика машины ХМ1-20

Холодопроизводительность при температуре воды, охлаждающей конденсатор, 25°С (расход 0,00167 м³/с) и температуре воздуха на входе в воздухоохладитель 12°С относительная влажность 80%), кВт (ккал/ч)	26,8(23 000)
Электрическая мощность при тех же условиях, кВт	13,5
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	40
Смазочное масло	ХФ 12-16
Количество заряжаемого масла, кг	4
Производительность по воздуху, м³/с	2,5
Теплопроизводительность, кВт (ккал/ч)	46,5(40 000)
Масса, кг	1400

Холодильный агрегат МХУ-8С для охлаждения пресной воды. Предназначен для охлаждения пресной воды и поддержания ее температуры в пределах от 0 до +10°С. Используется в качестве источника холода для технологических нужд в промышленности и сельском хозяйстве.

Холодильный агрегат (рис. II—145) состоит из собственно агрегата, центробежного насоса 1,5К—8/9 или 1,5КМ—8/19 с электродвигателем и шкафа управления. Собственно холодильный агрегат включает холодильную машину с воздушным конденсатором и бак с теплоизоляцией для воды с погруженными в него панельными испарителями. Вода в баке охлаждается, соприкасаясь с холодными стенками испарителей. Холодильная машина состоит из компрессора ФВ6, электродвигателя, воздушного конденсатора с осевым вентилятором, а также из других аппаратов, необходимых для ее работы.

Конструкция агрегата обеспечивает возможность аккумуляции холода путем намораживания 450 кг льда на поверхности испарителя.

Агрегат может работать в автоматическом режиме и при ручном управлении. Приборы автоматики кроме управления работой агрегата обеспечивают его защиту при аварийном состоянии.

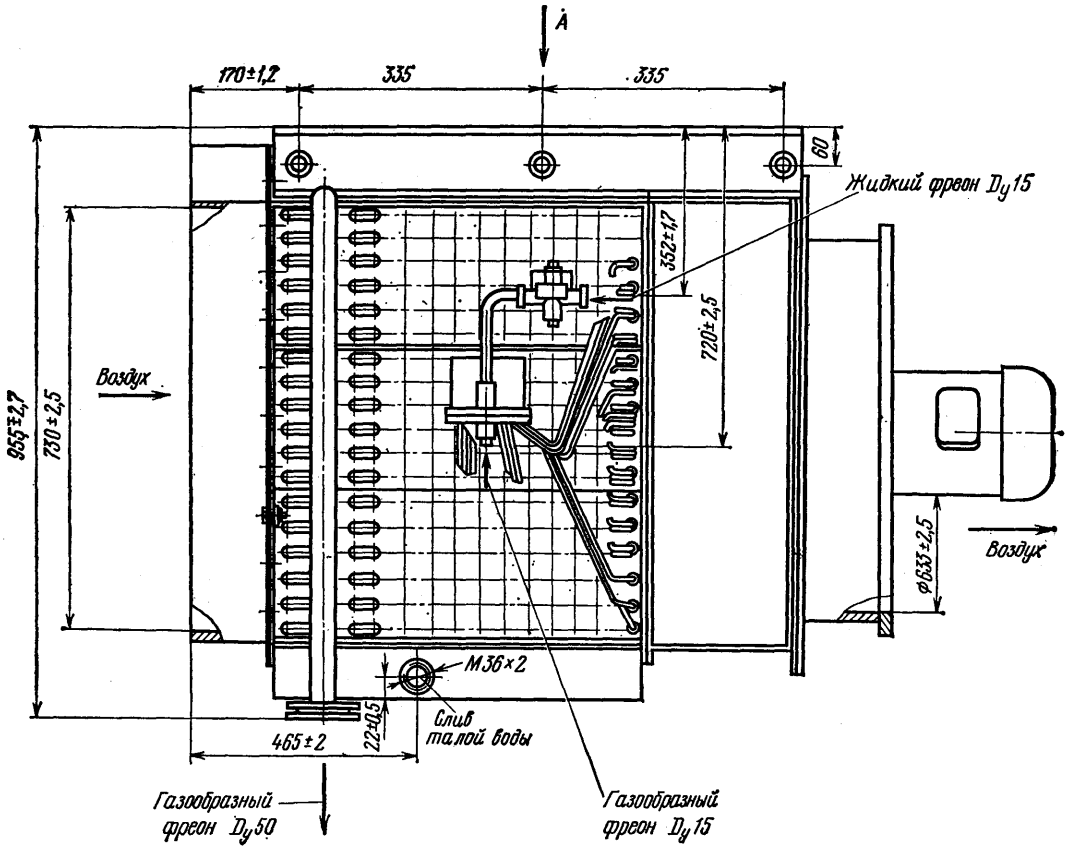
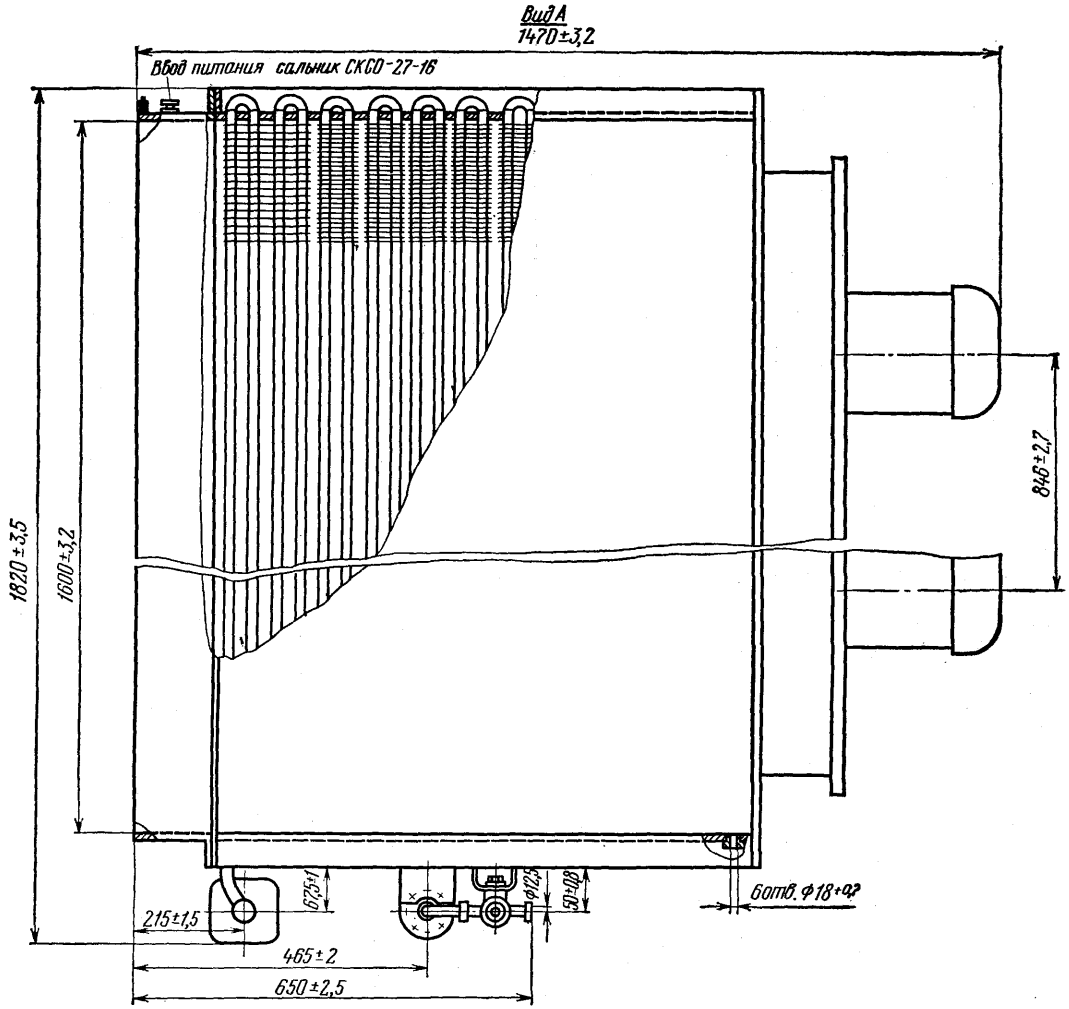


Рис. II—143. Воздухоохладительный агрегат холодильной машины ХМФ—32 для фрукто

Техническая характеристика агрегата МХУ-8С

Электрическая мощность, кВт, не более	6,3
Рабочий диапазон температур, °С	от 0 до 10
Холодильный агент	R12
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	36
Смазочное масло	ХФ 12-16
Количество заряжаемого масла, кг	5,2
Напряжение в цепи питания, В	380/220
Масса, кг	655



хранилищ.

Танк — охладитель молока ТОМ-2А. Предназначен для охлаждения молока от 36 до 6°С и хранения его на предприятиях сельского хозяйства. Танк-охладитель — единый стационарный агрегат (рис. II—146), состоящий из холодильной машины, молочной ванны и мешалки с электроприводом. Молочная ванна изготовлена из алюминиевых листов АД1—Н—4 толщиной 4 мм.

Молоко охлаждается, соприкасаясь с холодными стенками ванны, и одновременно перемешивается специальной мешалкой. Привод мешалки осуществляется от электродвигателя через понижающий (до 30 об/мин) редуктор. Стенки ванны охлаждаются в результате орошения их с наружной стороны холодной водой, которая подается центробежным насосом *1* 1/2 КМ—6 из специальной емкости (аккумулятор холода), расположенной под молочной ванной. За время аккумуляции холода (4 ч) образуется до 450 кг льда.

Вода охлаждается холодильной машиной с компрессором. Привод компрессора — от электродвигателя через клиноременную пере-

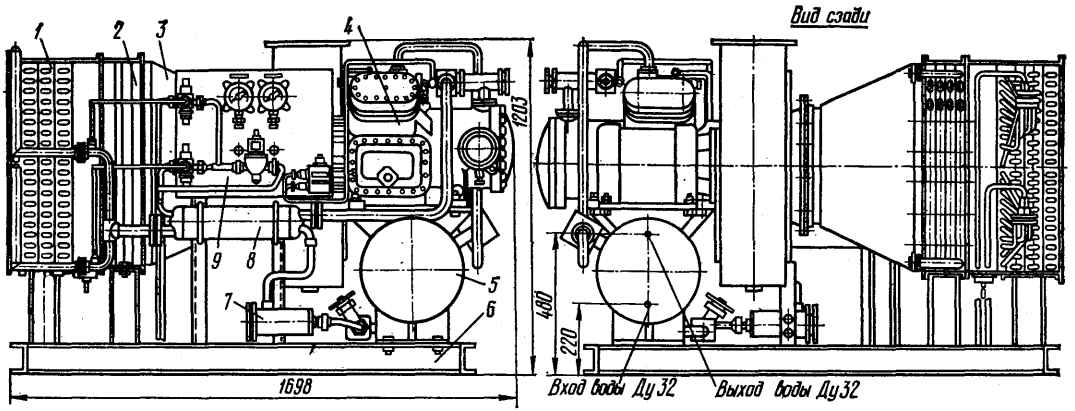


Рис. II—144. Холодильная машина ХМ1—20:

1 — воздухоохладитель; *2* — калорифер; *3* — диффузор; *4* — компрессор; *5* — конденсатор; *6* — рама; *7* — фильтр-осушитель; *8* — теплообменник; *9* — щит контроля и автоматики.

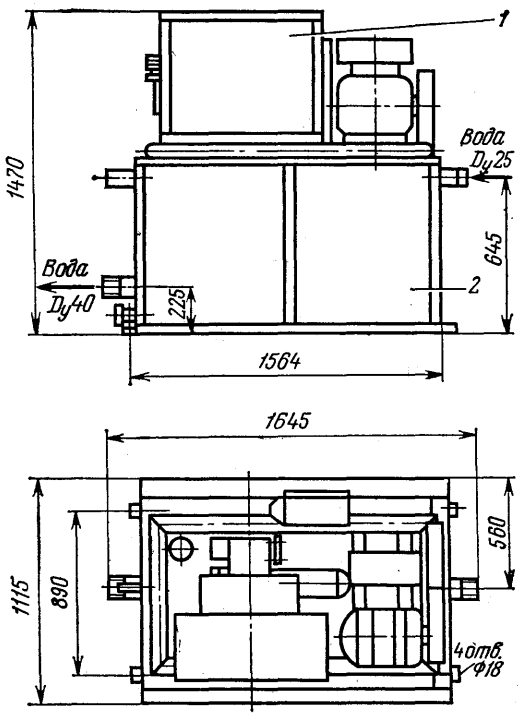


Рис. II—145. Агрегат МХУ—8С:

1 — холодильная машина; *2* — бак.

дачу. В охлаждаемую воду помещен панельный испаритель из 20 панелей, объединенный жидкостным (нижним) и паровым (верхним) коллекторами. Конденсатор обдувается окружающим воздухом, нагнетаемым осевым вентилятором, который приводится во вращение от электродвигателя.

Танк-охладитель работает в автоматическом режиме при температуре окружающего воздуха не более 30°С. При температуре окружающего воздуха до 35°С он может работать в автоматическом режиме, но с меньшей производительностью, при ручном управлении сохраняет работоспособность при температуре окружающего воздуха до 40°С.

Приборы автоматики кроме управления работой танка-охладителя обеспечивают защиту и выключение установки при аварийном состоянии.

Техническая характеристика танка — охладителя молока ТОМ-2А

Установленная мощность, кВт	7,1
Холодильный агент	R12
Смазочное масло	ХФ 12-16
Напряжение в цепи питания, В	380/220
Производительность по молоку, кг/сут	1800
Время, ч	
аккумуляции холода	4
охлаждения 1800 л молока	2,5
Рабочий объем молочной ванны, л	1800
Компрессор	
марка	ФУ12
частота вращения, $с^{-1}$	14,2

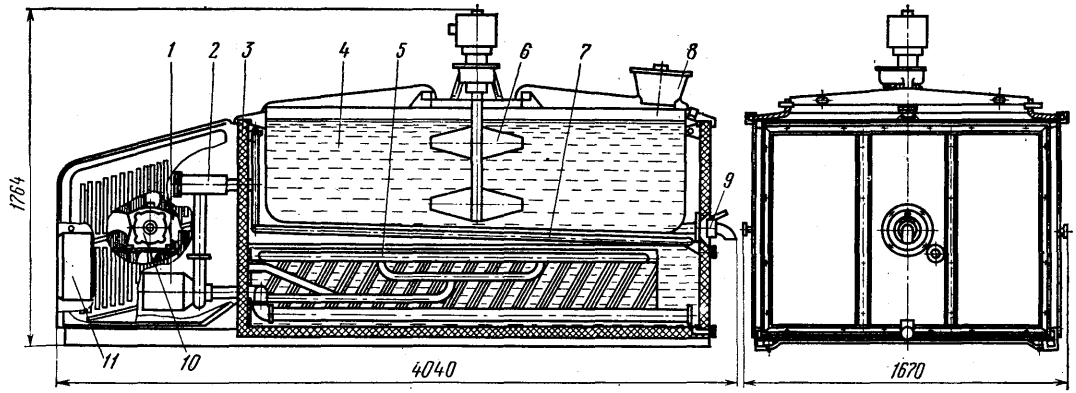


Рис. II—146. Танк-охладитель молока ТОМ—2А:

1 — насос; *2* — фильтр; *3* — корпус; *4* — ванна; *5* — испаритель; *6* — мешалка; *7* — система орошения; *8* — молочный фильтр; *9* — сливной патрубок; *10*— компрессорно-конденсаторный агрегат; *11* — шкаф управления.

Наружная площадь поверхности теплообмена, м²	
испарительных панелей	21,4
конденсатора	75
Электродвигатели	
компрессора	
тип	АО2-41-2
мощность, кВт	5,5
частота вращения, $с^{-1}$	48,5
вентилятора	
тип	АОЛ2-12-4
мощность, кВт	0,8
частота вращения, $с^{-1}$	22,5
мешалки	
тип	АОЛ-21-4
мощность, кВт	0,27
частота вращения, $с^{-1}$	23,3
Масса, кг	1522

Холодильная машина ФМН-10 для камер быстрого замораживания мяса. Предназначена для быстрого замораживания охлажденного мяса в двух морозильных камерах до температуры —27°С, а также для поддержания в камерах хранения постоянной температуры от —27 до —15°С.

Холодильная машина работает при температуре охлаждающей воды не более 30°С и температуре конденсации не более 40°С. Температура воздуха, окружающего компрессорно-конденсаторный агрегат, — от 5 до 40°С.

Холодильная машина состоит из трех агрегатов — одного компрессорно-конденсаторного (рис. II—147) и двух воздухоохладительных (рис. II—148).

Компрессорно-конденсаторный агрегат вместе со щитом управления устанавливают на фундаменте в машинном отделении в непосредственной близости от камер. Он состоит из компрессора, конденсатора, теплообменника, фильтра-осушителя, приборов контроля, автоматики и защиты, смонтированных на общей раме.

Воздухоохладительные агрегаты могут работать одновременно на две различные камеры или на одну (оба); их подвешивают под потолком на кронштейнах внутри камеры. Воздухоохладительный агрегат состоит из воздухоохладителя и двух осевых электровентиляторов, прикрепленных к его фланцам.

В машине предусмотрено оттаивание «снеговой шубы» воздухоохладителей горячими парами холодильного агента. При режиме оттаивания закрыт соленоидный вентиль перед терморегулирующим вентилем и открыт ручной вентиль оттаивания, направляющий пары в воздухоохладитель в обвод терморегулирующего вентиля.

Процесс оттаивания заканчивается по импульсу термореле, термобаллон которого установлен на выходе холодильного агента из воздухоохладителя. В каждой камере смонтировано оперативное термореле, с помощью которого в камере поддерживается заданная температура. При достижении необходимой температуры каждый воздухоохладитель отключается своим соленоидным вентилем по импульсу камерного термореле без остановки компрессора и подключается вновь при повышении температуры в камере.

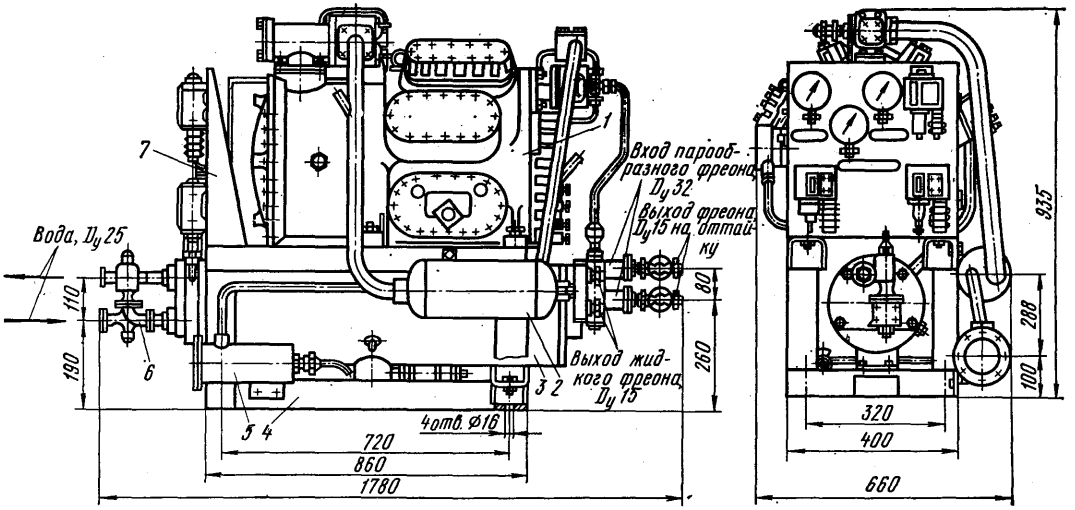


Рис. II—147. Компрессорно-конденсаторный агрегат холодильной машины ФМН—10:
1 — компрессор; *2* — теплообменник; *3* — конденсатор; *4* — рама; *5* — фильтр-осушитель; *6* — соленоидный вентиль; *7* — щит приборов.

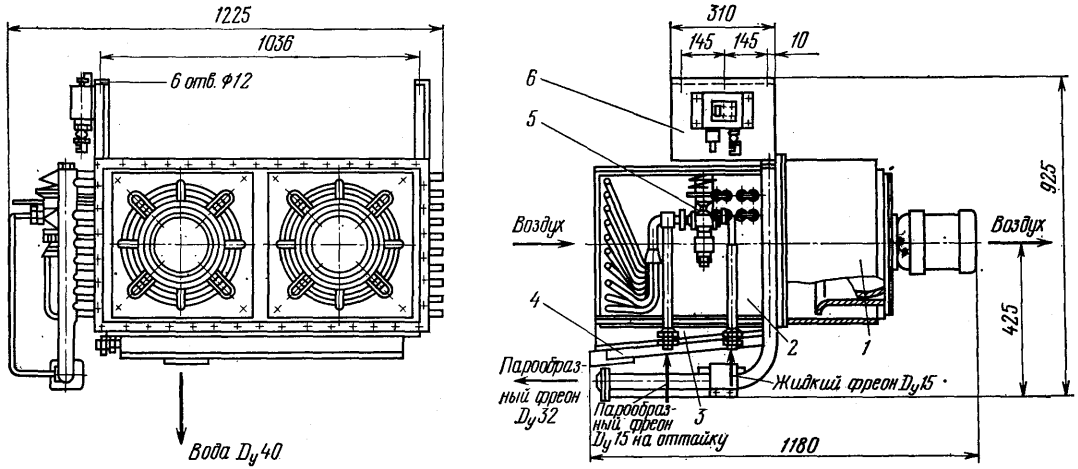


Рис. II—148. Воздухоохладительный агрегат холодильной машины ФМН—10:
1 — вентиляторный агрегат; *2* — воздухоохладитель; *3* — поддон; *4* — электронагреватели; *5* — терморегулирующий вентиль; *6* — термореле.

При достижении заданной температуры в двух камерах останавливается компрессор.

Система автоматического управления, состоящая из щита управления и сигнализации, обеспечивает пуск и остановку компрессора при аварийном режиме и отключение воздухоохладителей при отклонении от заданного режима.

Техническая характеристика машины ФМН-10

Холодопроизводительность при температуре воды, охлаждающей конденсатор, 21°С (расход 0,0007 м³/с) и температуре воздуха в камере —27°С, кВт (ккал/ч)	9,65 (8 300)
Электрическая мощность при тех же условиях, кВт	9
Рабочий диапазон температур, °С	от —27 до—15
Холодильный агент	R22
Количество заряжаемого холодильного агента, кг	25
Смазочное масло	ХФ22с
Количество заряжаемого масла, кг	5,5
Масса, кг	1270
Компрессорно-конденсаторный агрегат	
марка	АК1-10Н-00-0
масса, кг	520
Воздухоохладительный агрегат	
марка	ФМН 10-100
потребляемая мощность, кВт	
вентиляторами	1,2
электронагревателями	3,2
масса, кг	140

Малые холодильные машины[1]

Особенности конструкций малых холодильных машин (холодопроизводительностью до 3 кВт в среднетемпературном режиме) определяются массовым характером их производства, а также тем, что в отличие от большинства крупных машин они находятся под наблюдением обслуживающего персонала лишь в течение малой доли времени их работы. Эти особенности диктуют необходимость создания малых холодильных машин на заводах-изготовителях в законченном виде, с полностью замкнутыми трубопроводами, с приборами автоматики, которые должны обеспечивать защиту от аварийных ситуаций в случае неполадок, происходящих в периоды, когда обслуживающий персонал отсутствует.

Малые холодильные машины используют в домашних холодильниках (выпуск в СССР более 5 млн. шт. в год); в бытовых кондиционерах (более 0,5 млн. шт. в год); в торговом холодильном оборудовании (шкафы, витрины, прилавки, льдогенераторы, сокоохладители, водоохладительные машины автоматов газированной воды и др.), а также в небольшом количестве установок специального назначения.

В настоящее время практически все торговое холодильное оборудование в момент отправки потребителю имеет в своем составе полностью укомплектованную холодильную машину, и задачей потребителя при монтаже является лишь подключение оборудования к электросети и организация цепи заземления.

Холодильные машины домашних холодильников (их часто ошибочно называют холодильными агрегатами) создают либо на заводах—изготовителях холодильников, используя в качестве комплектующих изделий компрессоры, приборы автоматики и полуфабрикаты испарителей, либо на специализированных предприятиях. Таким же образом создают холодильные машины для торгового оборудования, за исключением того, что основным элементом здесь служит компрессорно-конденсаторный агрегат, выпускаемый специализированным заводом и оснащенный электрооборудованием.

В настоящее время имеется тенденция, направленная на создание угловых элементов для средне- и низкотемпературных камер объемом более 6000 дм³. Угловой элемент — это один из блоков, составляющих камеру, в котором конструктивно объединены несущие и теплоизолирующие элементы камеры с комплексной холодильной машиной. Соединение отдельных элементов в холодильную машину должно обеспечить высокую надежность работы, удобство монтажа в холодильном оборудовании, низкий уровень шума и вибраций.

Основное требование к технологии создания холодильной машины — обеспечение высокой чистоты внутри системы (минимальное содержание влаги, кислот, щелочей, твердых микрочастиц) и высокой степени герметичности.

В связи с чрезвычайно широким ассортиментом конструкций малых холодильных ма-

[1] Раздел написан канд. техн. наук В. С. Крыловым.

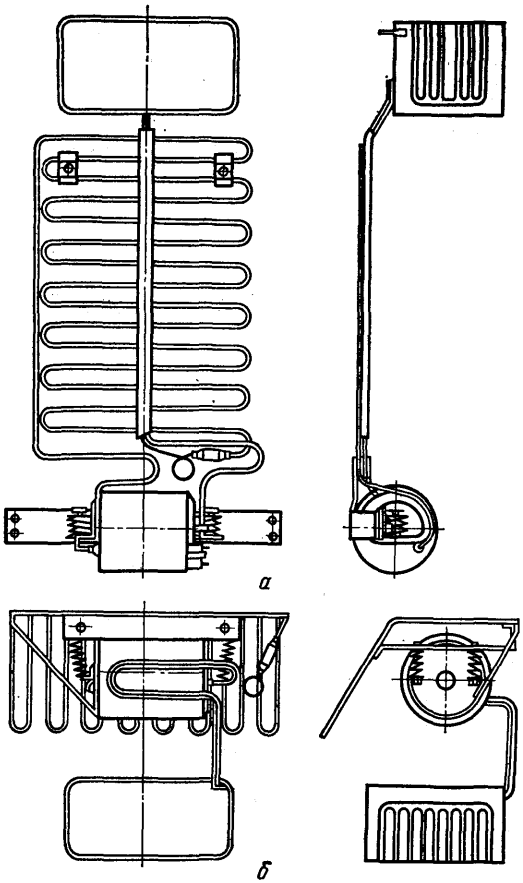


Рис. II—149. Машины домашних холодильников с нижним (*а*) и верхним (*б*) расположением компрессора.

шин можно лишь принципиально определить их состав и конструктивные исполнения.

Холодильные машины для домашних холодильников включают следующие элементы: герметичный компрессор; конденсатор воздушного охлаждения с естественной циркуляцией воздуха; испаритель или воздухоохладитель с принудительным движением воздуха с помощью вентилятора; фильтр-осушитель; всасывающий и нагнетательный трубопроводы; капиллярную трубку (значительно реже ТРВ); регенеративный теплообменник. Небольшая доля домашних холодильников оснащается холодильными машинами абсорбционного типа. Все указанные элементы закрепляют на раме, конструкция которой определяется назначением холодильной машины. Как правило, испарительная часть находится выше компрессора и конденсатора (см. рис. II—149, *а*), однако в настенных холодильниках (см. рис. II—149, *б*) испаритель располагается ниже конденсатора и компрессора. В двухкамерных холодильниках имеются два испарителя. В случае применения системы оттаивания испарителя горячими парами холодильного агента в состав машины дополнительно вводят соленоидные вентили.

Электропитание домашних холодильников осуществляют только от одной фазы электросети.

Более подробные сведения о холодильных машинах домашних холодильников приведены в справочнике «Малые холодильные установки и холодильный транспорт» серии «Холодильная техника».

Холодильные машины для торгового оборудования имеют в своем составе компрессорно-конденсаторный агрегат и испарительную часть. Компрессорно-конденсаторный агрегат включает следующие элементы: компрессор; конденсатор воздушного (в редких случаях водяного) охлаждения; ресивер; фильтр-осушитель; трубопроводы; электрооборудование и пускозащитную аппаратуру.

В низкотемпературном оборудовании используют преимущественно поршневые компрессоры, в средне- и высокотемпературном — поршневые и ротационные. В некоторых видах оборудования, работающего в наиболее неблагоприятных условиях, применяют экранированные поршневые компрессоры.

Конденсаторы воздушного охлаждения обязательно обдуваются потоком воздуха, создаваемым одним или двумя вентиляторами с индивидуальными электродвигателями. Для организации потока воздуха часто применяют диффузоры. Наиболее распространены стальные ребристо-змеевиковые конденсаторы. Применение водяных конденсаторов в малых холодильных машинах в подавляющем большинстве случаев неоправдано и возможно в тех случаях, когда требуется обеспечить особо низкий уровень шума или когда нежелательно передавать теплоту конденсации в помещение, где установлена холодильная машина (например, оборудование для баров повышенной комфортности).

Ресивер обязателен для применения в машинах, работающих с терморегулирующим вентилем (или другим прибором, регулирующим заполнение испарителя), однако иногда его устанавливают и в машинах с капиллярной трубкой.

Фильтр-осушитель выбирают, исходя из необходимости поглощения влаги, выделяющейся в процессе работы герметичной холо-

дильной машины (желательно также поглощение кислот). Трубопроводы выполняют из медных либо стальных труб.

В настоящее время в СССР выпускают герметичные холодильные агрегаты для торгового оборудования в соответствии с ГОСТ 22502—77; их подробное описание приведено в справочнике И. Х. Зеликовского, Л. Г. Каплана «Малые холодильные машины и установки» [2].

Испарительная часть малых холодильных машин для торгового оборудования состоит, как правило, из ребристо-змеевикового испарителя, дросселирующего органа (ТРВ или капиллярная трубка) и регенеративного теплообменника, который в большинстве случаев выполняют путем создания теплового контакта между всасывающим и нагнетательным трубопроводами (реже используют специально изготовленные теплообменники).

В торговом холодильном оборудовании прослеживается перспективная тенденция по использованию воздухоохладителей, которые обеспечивают более равномерную температуру в охлаждаемом объекте при уменьшении габаритов и массы испарительной части. Воздухоохладитель имеет вентилятор с индивидуальным электродвигателем, автоматически выключаемым при открывании дверей.

Холодильные машины бытовых кондиционеров содержат все узлы, перечисленные в описании машин для домашних холодильников, однако в них используют конденсаторы и воздухоохладители с принудительным обдувом воздуха. К виброакустическим характеристикам холодильных машин бытовых кондиционеров предъявляют жесткие требования. В кондиционерах, выпускаемых в СССР, применяют компрессоры ротационного типа (с катящимся ротором).

Холодильные машины для льдогенераторов содержат дополнительно вентиль оттаивания, установленный на нагнетательном трубопроводе, и листотрубный испаритель, на котором происходит намораживание слоя льда (подробнее см. справочник «Малые холодильные установки и холодильный транспорт») серии «Холодильная техника» [4].

Холодильные машины для сокоохладителей характеризуются тем, что их испарители изготавливают в виде цилиндрического стакана из нержавеющей стали с внутренним змеевиком; испаритель находится в среде охлаждаемого сока.

Холодильные машины для автоматов газированной воды имеют испаритель в виде змеевика, погруженного в водяной бак.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Генин Л. Л., Сутырина Т. М. Современное состояние и перспектива развития осушителей сжатого воздуха с использованием холодильных машин в СССР и за рубежом. — ЦИНТИхимнефтемаш, 1979, серия ХМ-7.

2. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки. — М.: Пищевая промышленность. 1978. — 416 с.

3. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 448 с.

4. Справочник. Холодильная техника. Малые холодильные установки и холодильный транспорт/[редкол.: А. В. Быков и др.]. — М.: Пищевая промышленность, 1977, 343 с.

5. Справочник. Холодильная техника. Холодильные компрессоры/[редкол.: А. В. Быков и др.]. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 280 с.

ГЛАВА III
АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Абсорбционные холодильные машины относятся к группе теплоиспользующих.

Рабочим веществом абсорбционной машины является раствор, состоящий из двух компонентов с различными температурами кипения при одинаковом давлении. Один компонент с более низкой температурой кипения является холодильным агентом, а другой — абсорбентом (поглотителем). Известно много пар компонентов, которые могут быть использованы в качестве рабочих веществ абсорбционных холодильных машин [6]. Однако практически используют водоаммиачный раствор, где холодильным агентом является аммиак, и водный раствор бромистого лития, в котором холодильным агентом служит вода. Абсорбционные водоаммиачные холодильные машины применяют для получения отрицательных температур (от 0 до —70°С), бромистолитиевые — для получения положительных (охлаждение воды до 4°С).

Абсорбционную машину можно рассматривать как систему, осуществляющую прямой цикл теплового двигателя (абсорбер — генератор — турбина) и обратный цикл холодильной машины (компрессор — конденсатор — испаритель). При этом паровая турбина и компрессор взаимно исключают друг друга.

Система абсорбер — генератор замещает компрессор холодильной машины. В абсорбер поступает раствор с малой концентрацией холодильного агента и поглощает пары, образующиеся в испарителе. Абсорбер заменяет здесь всасывающую сторону компрессора. Насыщенный раствор из абсорбера подается в генератор, где выпаривается при давлении конденсации за счет подвода теплоты от внешнего источника. Таким образом, генератор выполняет работу нагнетательной стороны компрессора.

Абсорбционная машина может служить не только для охлаждения, но и для нагревания. Затрачивая теплоту высокого потенциала, получают большее количество теплоты низкого потенциала (понижающий трансформатор). При наличии охлаждающей среды с низкой температурой (например вода температурой 5—10°С) можно повысить температуру греющего источника, получив меньшее количество теплоты более высокого потенциала (повышающий трансформатор).

Абсорбционные холодильные машины бывают непрерывного и периодического действия.

Машины непрерывного действия содержат аппараты, необходимые для осуществления непрерывного режима работы. Они подразделяются на одноступенчатые, двухступенчатые, абсорбционно-резорбционные и комбинированные. Одноступенчатые машины применяют в том случае, если параметры греющей среды достаточны для получения определенной температуры кипения в испарителе, а двухступенчатые — при использовании греющей среды более низкого потенциала или для получения более низких температур кипения в испарителе. В абсорбционно-резорбционной машине конденсатор заменен абсорбером, который в этом случае называют резорбером. В комбинированных машинах в одной из ступеней может быть использован компрессор или эжектор.

В машинах периодического действия абсорбер и генератор совмещены в одном аппарате, и периоды абсорбции и выпаривания сдвинуты по времени. В первой половине цикла аппарат охлаждается и служит абсорбером, засасывая пар из испарителя, а во второй половине цикла он нагревается и выполняет функции генератора, подавая пар в конденсатор. Абсорбционные холодильные машины периодического действия в промышленности не применяют.

Абсорбционные холодильные машины широко используют в ряде отраслей народного хозяйства благодаря возможности эффективно использовать вторичные энергоресурсы и теплоту ТЭЦ в неотопительный период и получать экономию топлива и электроэнергии [1—5].

Абсорбционными водоаммиачными машинами холодопроизводительностью 600 кВт (при температуре кипения 34°С), 3000 и 8000 кВт (при температуре кипения —10°С) комплектуют холодильные станции линий производства аммиака. В нефтехимии для обеспечения холодом производств синтетических спиртов применяют машины холодопроизводительностью 10 000 кВт при температуре кипения —5°С. Во всех этих случаях осу-

ществляется выработка искусственного холода за счет использования отводимой вторичной теплоты технологических процессов. За рубежом выпуск абсорбционных машин водоаммиачных машин осуществляется фирмами Borsig и Linde (ФРГ) производительностью от 100 до 10 000 кВт в широком диапазоне температур кипения.

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины холодопроизводительностью 1100, 3000 и 6000 кВт используют для охлаждения воды в системах кондиционирования воздуха и обеспечения технологических нужд в нефтехимии, легкой, электронной и других отраслях промышленности. Эти машины дают экономию топлива не только при использовании вторичных источников теплоты, но и теплоты ТЭЦ в неотопительный период, а в ряде случаев — теплоты, поступающей от котельных. За рубежом абсорбционные бромистолитиевые машины выпускают фирмы США (Carrier, Trane и др.) и Японии (Ebara, Kawasaki, Sanyo и др.).

Преимуществом абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин перед другими типами абсорбционных холодильных машин является меньшая материалоемкость, более хорошие технико-экономические показатели, компактность, взрыво- и пожаробезопасность. Недостатком является коррозионная активность бромистого лития в особенности при изготовлении машин из углеродистых сталей. Для защиты от коррозии в раствор бромистого лития вводят ингибиторы — 0,18% хромата лития (Li_2CrO_4) и 0,1% гидроокиси лития (LiOH), а в нерабочий период при длительном останове аппараты заполняются азотом.

АБСОРБЦИОННЫЕ ВОДОАММИАЧНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Абсорбционная холодильная машина включает следующие основные элементы: кипятильник, или генератор, абсорбер, теплообменник, насос, дроссельные вентили, испаритель, конденсатор.

При выпаривании водного раствора аммиака, у которого температуры кипения компонентов достаточно близки, образуется смесь водоаммиачных паров. Увеличение концентрации пара холодильного агента после генератора осуществляется в ректификаторе и дефлегматоре. Повышение эффективности обратного совмещенного цикла абсорбционной машины достигается введением переохладителя жидкого аммиака ПО.

Концентрированный (крепкий) раствор из абсорбера *АБ* (рис. III—1) насосом *Н* подается

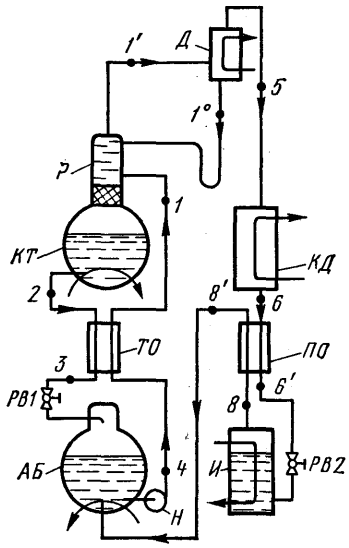


Рис. III—1. Полная абсорбционная холодильная машина:

КТ — генератор; *АБ* — абсорбер; *ТО* — теплообменник; *Н* — насос; *РВ1, РВ2* — дроссельные вентили; *Р* — ректификатор; *Д* — дефлегматор; *И* — испаритель; *ПО* — переохладитель.

через теплообменник *ТО* в ректификатор *Р* и затем в генератор *КТ*. Пар, образованный в генераторе благодаря подводу теплоты Q_h, проходит ректификатор *Р*, где осуществляется его ректификация крепким раствором, а затем флегмой на ректификационных тарелках, и поступает в дефлегматор *Д*. Из дефлегматора очищенные пары аммиака проходят в конденсатор *КД*, где ожижаются в результате отвода теплоты $Q_к$. Жидкость дополнительно переохлаждается в переохладителе *ПО* и через дроссельный (регулирующий) вентиль *РВ2* направляется в испаритель *И*, где кипит, отнимая теплоту Q_0 от охлаждаемой среды. Полученный пар направляется в абсорбер *АБ* через *ПО* и поглощается раствором, который поступает из генератора через теплообменник и дроссельный вентиль *РВ1*. Теплота абсорбции $Q_а$ отводится охлаждающей водой.

Рабочие процессы в ξ, *i*-диаграмме

Узловые точки процессов машины в ξ, *i*-диаграмме представлены на рис. III—2. Для определения параметров узловых точек цикла помимо ξ, *i*-диаграммы используют таблицу термодинамических параметров равновесных фаз водоаммиачного раствора, раз-

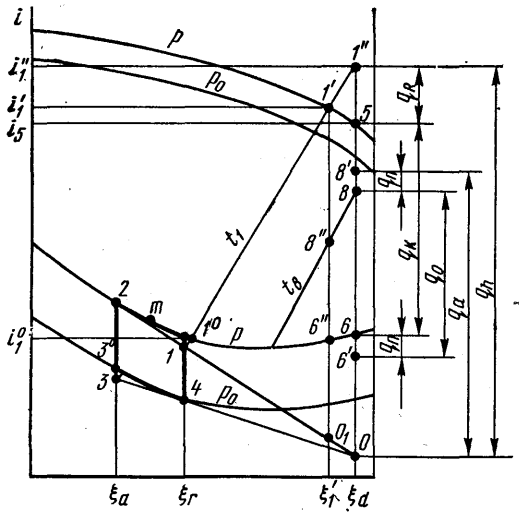


Рис. III—2. Процессы абсорбционной холодильной машины в ξ, *i*-диаграмме

работанную Л. М. Розенфельдом [6]. Таблица содержит равновесные значения температур концентрации, энтальпии и энтропии паровой и жидкостной фаз раствора и позволяет получить уточненные значения этих величин.

Внешние условия, определяющие рабочие процессы, задаются тремя температурами: температурой греющего источника t_h, от которой зависит высшая температура кипения в генераторе t_4; температурой охлаждающей воды t_w, определяющей давление конденсации p и низшую температуру раствора в конце процесса абсорбции t_4; температурой охлаждаемой среды t_s, от которой зависит давление p_0 и температура в испарителе t_0. Давление в генераторе выше давления конденсации на величину гидравлических потерь давления пара на пути в конденсатор. Давление в абсорбере ниже давления в испарителе также на величину гидравлических потерь давления пара между испарителем и абсорбером. Для простоты этими потерями пренебрегают. Точка пересечения изотермы t_4 с изобарой p_0 определяет концентрацию крепкого раствора $\xi_г$ и характеризует состояние жидкости на выходе из абсорбера (точка *4*). Точка пересечения изотермы t_2 с изобарой p определяет концентрацию слабого раствора $\xi_а$ и состояние жидкости в конце процесса кипения.

Слабый раствор с температурой t_2 поступает в теплообменник и охлаждается встречным потоком холодного крепкого раствора из абсорбера (линия *2—3*) до температуры t_3. Температуру t_3 находят в зависимости от температуры крепкого раствора, поступающего в этот аппарат из абсорбера. Концентрация слабого раствора в теплообменнике не изменяется, и его состояние в диаграмме определяется точкой пересечения линии $\xi_а$ с изотермой t_3; при этом раствор может быть насыщенным или охлажденным ниже температуры насыщения t_3^0 при давлении p_0.

Состояние крепкого раствора на выходе из теплообменника (точка *1*) определяется по тепловому балансу этого аппарата; оно должно быть близко к состоянию насыщения при давлении в генераторе (точка 1^0). Если раствор переохлажден, то линия *1—1°* характеризует процесс насыщения раствора при поступлении в генератор.

Состояние пара в начале кипения определяется точкой пересечения изотермы t_1 в области влажного пара с изобарой p (точка *1'*), а в конце процесса — точкой пересечения изотермы t_2 с той же изобарой. Если крепкий раствор поступает в кипятильник сверху противотоком к пару, то при идеальном теплообмене температуры пара и крепкого раствора будут равны, и концентрация пара составит ξ_1'. В действительности концентрация пара будет на 2—3% меньше этого значения.

В процессе ректификации и дефлегмации концентрация пара увеличивается до ξ_d. Если продолжить изотерму t_1 до пересечения с линией $\xi_d = \text{const}$, то отрезок *1''—5* будет изображать теплоту, отведенную в дефлегматоре.

Конденсация водоаммиачного пара происходит при постоянной концентрации. Поэтому пересечение линии ξ_d с изобарой жидкости p определяет состояние жидкости после конденсации (точка *6*). Жидкость после конденсатора переохлаждается до состояния *6'*, дросселируется до давления p_0 (состояние жидкости характеризуется точкой *6'*). Состояние влажного пара в конце процесса кипения в испарителе характеризуется точкой *8*.

Изображение цикла абсорбционной холодильной машины в *s*, *T*-диаграмме представлено в специальной литературе [6].

Тепловой расчет процессов

Исходными данными для расчета машины являются холодопроизводительность Q_0, температура греющей среды t_h, температура охлаждающей воды t_w и воздуха при воздушной конденсации, температура кипения t_0. После построения цикла в ξ, *i*-диаграмме (см. рис. III—2) выполняют расчет процессов машины. Расчет удельных тепловых нагрузок

ведут на 1 кг холодильного агента, поступающего в испаритель.

Через аппараты абсорбционной машины циркулирует разное количество вещества. В конденсатор поступает пар в количестве D кг/ч, такое же количество жидкости испаряется в испарителе. Таким образом, из F кг/ч раствора, поступающего в кипятильник, в конденсатор уходит D кг/ч и в абсорбер $(F-D)$ кг/ч.

Кратность циркуляции раствора $a = F/D$.

Из материального баланса генератора следует, что $a = (\xi_d - \xi_a)/(\xi_r - \xi_a)$.

В теплообменник поступают $(a-1)$ кг слабого раствора с температурой t_2 и a кг крепкого раствора с температурой t_4. Температура t_3 слабого раствора на выходе из теплообменника: $t_3 = t_4 + \tau$. Здесь $\tau \approx (8 \div 12)$°С.

Концентрация слабого раствора в теплообменнике не изменяется, поэтому состояние раствора после него определяется в диаграммах точкой пересечения линии постоянной концентрации ξ_a с изотермой t_3; при этом раствор может быть насыщенным или охлажденным ниже температуры кипения при давлении p_0. Параметры, характеризующие состояние крепкого раствора на выходе из теплообменника, определяют из теплового баланса этого аппарата.

Теплота, отдаваемая слабым раствором q_{tc}, передается крепкому раствору $q_{tк}$ и частично отводится в окружающую среду.

Теплота, отдаваемая слабым раствором в теплообменнике: $q_{tc} = (a-1)(i_2 - i_3)$. Теплота, воспринимаемая крепким раствором: $q_{tк} = a(i_1 - i_4)$.

Без учета потерь теплоты в окружающую среду: $q_{tc} = q_{tк} = q_t$. Откуда $i_1 = i_4 + q_t/a$.

Точка пересечения линии концентрации крепкого раствора ξ_r с энтальпией i_1 определяет состояние раствора на выходе из теплообменника. Этот раствор может быть охлажденным, насыщенным или даже в состоянии влажного пара.

Удельные тепловые нагрузки аппаратов определяют из их теплового баланса. Расчет удельной тепловой нагрузки дефлегматора q_R рассмотрен в следующем разделе. Удельная тепловая нагрузка генератора $q_h = i_5 - i_2 + a(i_2 - i_1) + q_R$.

Удельная тепловая нагрузка конденсатора $q_к = i_5 - i_8'$.

Удельная тепловая нагрузка испарителя $q_0 = i_8 - i_6'$.

Удельная тепловая нагрузка абсорбера $q_a = i_8' - i_3 + a(i_3 - i_4)$.

Удельная тепловая нагрузка переохладителя $q_п = c_p''(t_8' - t_0)$.

Подведенная теплота $q_h + q_0$.

Отведенная теплота $q_a + q$.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_h$.

Критерием термодинамического совершенства действительного процесса служит отношение действительного теплового коэффициента к теоретическому $\eta = \zeta/\zeta_c$.

Теоретический тепловой коэффициент абсорбционной машины, в которой прямой и обратный циклы являются обратимыми круговыми циклами Карно, зависит только от температуры источников теплоты T_h, окружающей среды T и охлаждаемого тела T_0 и не зависит от рабочих веществ, этих циклов:

$$\zeta_c = [(T_h - T)/T_0] \cdot [T_0/(T - T_0)].$$

Графический расчет в ξ, i-диаграмме может быть выполнен путем геометрических построений (см. рис. III—2).

Количество пара, выходящего из испарителя, $D = Q_0/q_0$.

Тепловые нагрузки на аппараты:

Генератор $Q_h = q_h D$.
Абсорбер $Q_a = q_a D$.
Конденсатор $Q_к = q_к D$.
Теплообменник $Q_t = q_t D$.
Переохладитель $Q_п = q_п D$.

По результатам теплового расчета, температурным напорам в аппаратах и коэффициентам теплопередачи определяют поверхности аппаратов.

Ректификация и дефлегмация паров

Пары, выпаренные в генераторе, представляют собой смесь холодильного агента и абсорбента — воды, что существенно снижает тепловой коэффициент. С понижением температуры кипения содержание паров воды увеличивается.

Разделение смеси осуществляется методом ректификации и дефлегмации.

Ректификация — процесс разделения смесей путем непосредственного взаимодействия пара и жидкости на ректификационных тарелках или насадке из колец Рашига. Начальная ректификация выпаренных паров осуществляется на насадке крепким раствором. В этом процессе пар охлаждается от средней температуры в кипятильнике t_m до низшей температуры в кипятильнике t_1°, соответствующей концентрации равновесного пара ξ_1'.

Дальнейшая ректификация паров осуществляется на ректификационных тарелках флегмой, поступающей из дефлегматора.

В дефлегматоре повышение концентрации паров производится путем их частичной кон-

денсации; при этом образуется флегма, стекающая обратно в ректификатор. Охлаждение в дефлегматорах осуществляется водой, частью холодного раствора до его поступления в теплообменник, частью холодного раствора, отводимого помимо теплообменника в ректификатор.

Дефлегмация пара охлаждением водой. Состояние пара после дефлегматора определяется концентрацией ξ_d и энтальпией i_5. Количество флегмы R, стекающей из дефлегматора в генератор, относят к 1 кг концентрированного пара.

Концентрацию выходящей из дефлегматора флегмы принимают равной концентрации жидкости, равновесной поступающему пару ξ_r. Из уравнения материального баланса ректификатора и дефлегматора определяют минимальное флегмовое число $R_{min} = (\xi_d - \xi_1')/(\xi_1' - \xi_r)$.

Действительное флегмовое число принимают в пределах $R = (1{,}3 \div 1{,}5)\ R_{min}$.

Количество теплоты, отводимой от дефлегматора водой, $q_R = (1 + R)i_1' - i_5 - Ri_1^0$.

Увеличение концентрации пара, сжижаемого в конденсаторе, приводит к повышению удельной холодопроизводительности.

На диаграмме (см. рис. III—2) отрезок $8''$—$6''$ изображает холодопроизводительность при работе машины без дефлегматора, а 8—6 — при работе с дефлегматором.

Дефлегмация пара охлаждением водой приводит к увеличению теплоты, затрачиваемой в кипятильнике. Это видно из ξ, i-диаграммы (см. рис. III—2), где графически изображены теплота дефлегмации q_R и теплота генерации для машины с водяным дефлегматором и теплообменником.

Изотерма $t_1(1^0 - 1'')$ характеризует состояние выходящего из генератора пара, равновесного жидкости в начале кипения. Если продолжить изотерму t_1 до пересечения с линией $\xi_d = \text{const}$, то отрезок $1''$—5 будет изображать теплоту, отводимую от дефлегматора водой.

Отрезок $1''$ — 0 представляет собой теплоту, затрачиваемую в генераторе машины, работающей с теплообменником и водяным дефлегматором; отрезок $1'$ — 0_1 — теплоту, затрачиваемую в генераторе машины с теплообменником, но без дефлегматора.

Как следует из рис. III—2, отрезок $1''$ — $0 > 1'$ — 0_1 и с увеличением концентрации пара после его дефлегмации водой затрата теплоты в генераторе возрастает. Таким образом, при дефлегмации пара водой увеличивается удельная холодопроизводительность и теплота, затрачиваемая в генераторе.

Дефлегмация пара охлаждением частью холодного крепкого раствора. В дефлегматоре теплота отводится при сравнительно высоких температурах, поэтому ее можно регенерировать в прямом совмещенном цикле теплового двигателя, применив схему, изображенную на рис. III—3. Холодный раствор после абсорбера прокачивается через трубки дефлегматора, в котором он охлаждает пар. Отводя теплоту дефлегмации, крепкий раствор нагревается, затем он поступает в теплообменник, где дополнительно подогревается слабым раствором, идущим из генератора в абсорбер. Теплоту, затраченную в генераторе, подсчитывают обычным путем.

Энтальпию крепкого раствора при входе в теплообменник (точка $4'$) определяют по формуле $i_4' = i_4 + q_R/a$.

По энтальпии и концентрации крепкого раствора на диаграмме для жидкой фазы находят температуру t_4'. Состояние слабого раствора на выходе из теплообменника (точка 3) определяют при температуре t_3 и концентрации слабого раствора ξ_a: $t_3 = t_4' + (5 \div 10)$ °С.

Охлаждение дефлегматора раствором до его поступления в теплообменник не дает никаких преимуществ по сравнению с охлаждением дефлегматора водой. Использование теплоты ректификации для подогрева раство-

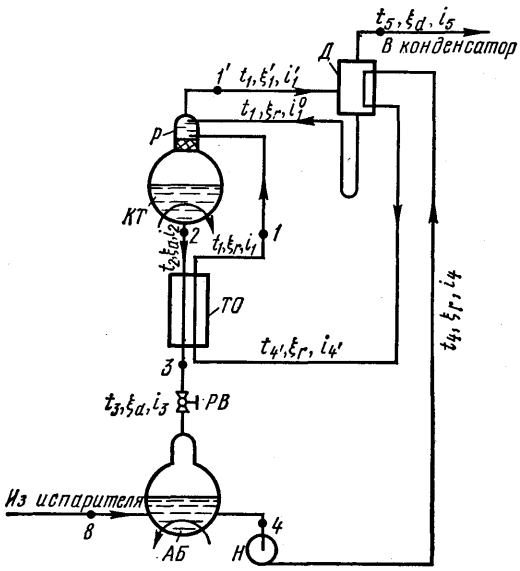


Рис. III—3. Система дефлегмации пара холодным крепким раствором.
Обозначения аппаратов см. на рис. III—1

ра от t_4 до t_4' приводит к повышению температуры крепкого раствора при входе его в теплообменник, что в свою очередь способствует повышению t_3 (температура слабого раствора на выходе из теплообменника) и i_3. В этом случае в теплообменнике передается меньше теплоты от горячего слабого раствора к холодному крепкому. При этом способе дефлегмации теплоты тепловая энергия слабого раствора используется в меньшей степени. В данном случае приходится дополнительно отводить теплоту в абсорбере. Кроме того, дросселирование горячего слабого раствора приводит к его парообразованию, поэтому в дополнение к теплообменнику в этих схемах устанавливают водяной холодильник слабого раствора.

Регенерация теплоты дефлегмации термодинамически эффективна, если она не влияет на полноту использования тепловой энергии слабого раствора в теплообменнике.

Дефлегмация пара охлаждением частью холодного раствора, отводимого в ректификатор. В обычной схеме (см. рис. III—1) через теплообменник проходит $(a - 1)$ кг слабого и a кг крепкого раствора. Если отвести 1 кг крепкого раствора мимо теплообменника, то при равенстве теплоемкостей слабого и крепкого раствора степень использования тепловой энергии слабого раствора не изменяется; вместе с тем отведенный холодный раствор, подогреваясь в дефлегматоре, возвращает теплоту дефлегмации обратно в прямой совмещенный цикл. Если отвести большее количество крепкого раствора мимо теплообменника, то часть крепкого раствора, проходящая через теплообменник, не сможет воспринять всей теплоты, отдаваемой слабым раствором.

Часть теплоты, отдаваемой слабым раствором, которая расходуется на подогрев крепкого раствора до температуры кипения, $q_{tc}' = (a - 1)\,(i_2' - i_3)$, где i_2' — энтальпия раствора с концентрацией ξ_a и температурой $t_2' = t_1^0 + \tau$.

Максимальное количество раствора g', которое может быть использовано для ректификации без ухудшения использования тепловой энергии слабого раствора, определяется из теплового баланса теплообменника: $g' = a - q_{tc}'/(i_1^0 - i_4)$. Исходя из действительных условий работы теплообменника, g' может отличаться от единицы.

Максимальное количество теплоаы, отводимой холодным раствором из дефлегматора, $q_{R1} = g'(i_1^0 - i_4)$. Если отводимая от ректификатора теплота q_R больше q_{R_1}, то нужно ввести дополнительную дефлегмацию водой. В этом случае количество теплоты, отводимой водой, $q_{R_2} = q_R - q_{R_1}$.

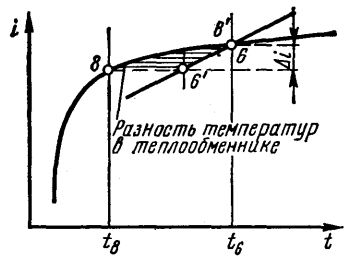


Рис. III—4. Теплообменник в обратном цикле, процессы в t, i-диаграмме.

Теплообмен в обратном совмещенном цикле

В абсорбционной машине из испарителя уходит влажный пар. Осушение пара в двухфазном растворе сопровождается повышением температур, поэтому целесообразно устройство теплообменника (переохладителя), в котором жидкость перед регулирующим вентилем охлаждается за счет подогрева и осушения пара, поступающего из испарителя в абсорбер.

Тепловой баланс переохладителя $i_8' - i_8 = i_6 - i_6' = \Delta i$, где i_8' и i_6' — энтальпии влажного пара и жидкости после переохладителя.

Удельная холодопроизводительность в этом случае увеличивается на Δi; на Δi возрастает также теплота, отводимая от абсорбера водой, однако затрата теплоты в генераторе q_h не изменяется.

Величину Δi можно определить путем построения графика в координатах t, i, показанного на рис. III-4. Температура влажного пара должна быть ниже температуры жидкости, однако она не может быть выше t_6. В то же время температура жидкости не может быть ниже температуры поступающего пара. Изменение энтальпии влажного пара в зависимости от температуры можно рассчитать по формуле $i_8 = i_к - 1/k \times (\xi_к - \xi_d)$, где $i_к$, $\xi_к$ и $(1/k)$ — энтальпия, концентрация пара и тангенс угла наклона изотермы в области влажного пара, или по ξ, i-диаграмме. Таким образом, тепловой коэффициент системы увеличится с введением переохладителя в обратном совмещенном цикле: $\zeta = (q_0 + \Delta i)/q_h$.

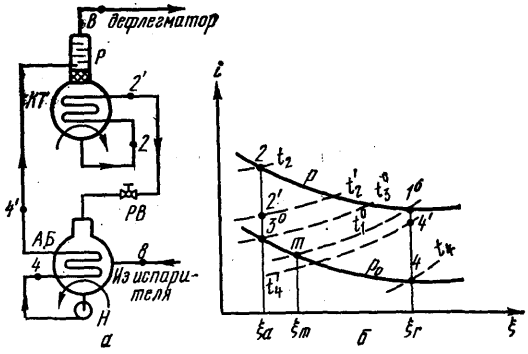


Рис. III—5. Абсорбционная холодильная машина с превышением температур:

а — процесс в ξ,*i*-диаграмме; *б* — схема процесса. Обозначения аппаратов см. рис. III—1.

Регенерация теплоты в цикле

Обратная подача раствора. В процессе абсорбции и отвода теплоты охлаждающей водой температура раствора понижается от t_3 до t_4. Часть теплоты абсорбции можно возвратить в цикл, если отводить ее холодным крепким раствором, пропуская его обратно через абсорбер противотоком к поступающему слабому раствору. Крепкий раствор при этом подогревается от t_4 (рис. III—5) до $t_4' = t_3^0 - \tau$. В предельном случае его температура достигает температуры слабого раствора ($\tau = 0$).

При этом теплота отдается уже не охлаждающей воде, а раствору и возвращается в цикл машины, а теплота, затрачиваемая в генераторе, соответственно уменьшается.

Обратную подачу можно осуществить и в генераторе. В процессе кипения температура раствора повышается от t_1^0 до t_2. Пропуская раствор с температурой t_2 через генератор в противоток раствору, поступающему с температурой t_1^0, можно охладить его до температуры $t_2' = t_1^\circ + \tau$.

При обратной подаче в генератор не уменьшается расход теплоты, но существенно снижается нагрузка на теплообменник растворов.

Наиболее эффективна обратная подача при большой разности концентраций $\xi_r - \xi_a$. С расширением зоны дегазации точки $2'$ и 3° и точки 1° и $4'$ приближаются настолько, что отпадает необходимость в теплообменнике (см. рис. III—5, *а*).

Превышение температур. При дальнейшем повышении температуры греющего источника t_h, понижении температуры охлаждающей воды t_w и повышении температуры испарения t_0 увеличивается разность концентраций крепкого и слабого растворов $\xi_r - \xi_a$. При достижении определенной величины $\xi_r - \xi_a$ высшая температура в абсорбере t_3° становится выше низшей температуры в генераторе t_1° — $t_3^\circ > t_1^\circ$. В этом случае возникает явление, называемое «превышением температур» в прямом совмещенном цикле абсорбционной машины, что позволяет горячим концом абсорбера обогревать холодный конец кипятильника. При этом часть теплоты абсорбции может быть использована для обогрева кипятильника (см. рис. III—5 *а*, *б*).

Крепкий раствор из абсорбера перекачивается водоаммиачным насосом через змеевики обратной подачи абсорбера. Здесь теплота абсорбции передается перекачиваемому раствору, в результате чего он подогревается до температуры кипения t_1°. Конец процесса определяется точкой 1°. После отделения пара, выделившегося в змеевиках обратной подачи в абсорбере, раствор поступает в кипятильник. Слабый раствор после кипения проходит змеевики обратной подачи генератора, при этом температура его понижается до t_2, затем через дроссель раствор поступает в абсорбер, где поглощает пар из испарителя. В этой схеме не нужен теплообменник, так как теплообмен полностью совершается при обратной подаче раствора.

Крепкий раствор подогревается до состояния $4'$ за счет теплоты абсорбции, выделившейся на участке 4 — m. При этом температура t_4' в точке $4'$ должна быть практически на 5—8°С ниже температуры точки m. Изменение состояния раствора от точки $4'$ до 1^0 произойдет за счет теплоты абсорбции q_{a2}, отводимой на участке 3° — m.

Энтальпию i_m и концентрацию ξ_m точки m можно определить по диаграмме как параметры точки пересечения изотермы t_1° и изобары p_0. Количество пара g_m, поглощенного на участке 3° — m, находят из материального баланса абсорбера:

$$g_m = (a - 1)(\xi_m - \xi_a)/(1 - \xi_m).$$

Количество теплоты q_{a2} определяют по разности энтальпий вещества в точках 3° и m:

$$q_{a2} = g_m i_8 + (a - 1)(i_3^\circ - i_m) - g_m i_m.$$

Количество теплоты q_{a1}, воспринимаемой крепким раствором при нагревании его от температуры t_4 до t_4', $q_{a1} = a(i_4' - i_4)$.

Раствор, частично выпариваясь в змеевике обратной подачи, поступает в генератор в состоянии влажного пара. Энтальпия раствора повышается от i'_4 до i_1 благодаря подводу к нему теплоты: $i_1 = i'_4 + q_{a2}/a$.

В схеме с превышением температур (см. рис. III—5, *а*) пар из генератора выходит в состоянии, равновесном точке *1*.

Обозначив концентрацию и энтальпию пара, уходящего из генератора, ξ'_1 и i'_1, и после дефлегматора ξ_d и i_5, получим при дефлегмации водой: $R = (\xi_d - \xi'_1)/(\xi'_1 - \xi_r)$.

Теплота дефлегмации: $q_R = (1+R)\,i'_1 - i_5$.

Тепловая нагрузка генератора:

$q_{hR} = i_5 - i'_2 + a\,(i'_2 - i_1) + q_R$.

Теплота абсорбции, отводимая водой:

$q_a = i_8 - i'_2 + a(i_2 - i'_4) - q_{a2}$.

Величина i'_4 определяется как энтальпия точки с температурой $t'_4 = t'_1 - (5 \div 8)\,°C$ и концентрацией крепкого раствора ξ_r.

Тепловая нагрузка змеевиков обратной подачи в абсорбере: $q_{ao} = a(i_1 - i_4)$.

Тепловая нагрузка змеевиков обратной подачи в кипятильнике: $q_{ho} = (a-1)(i_2 - i'_2)$.

В машине, работающей с превышением температур, крепкий раствор полностью воспринимает теплоту, которая ему передается. Отвод части холодного раствора, помимо обратной подачи на ректификацию, нецелесообразен.

Сложные схемы

Двухступенчатая абсорбционная машина. Цикл одноступенчатой абсорбционной холодильной машины может быть осуществлен, если разность концентраций крепкого и слабого раствора больше 6%. В том случае, если разность концентраций в одноступенчатом цикле меньше 6% или является отрицательной величиной, применяют двухступенчатые абсорбционные машины (рис. III—6). Пар из испарителя поглощается абсорбером ступени низкого давления $АБ_2$. Водоаммиачный насос *Н* перекачивает раствор из абсорбера в генератор $КТ_2$, где он кипит при промежуточном давлении. Ректифицированный пар из генератора низкого давления поступает вместе с парами, образованными после первого дросселирования, в абсорбер ступени высокого давления $АБ_1$, а выпаренный слабый раствор направляется для последующего поглощения в абсорбер ступени низкого давления $АБ_2$. Крепкий раствор из абсорбера

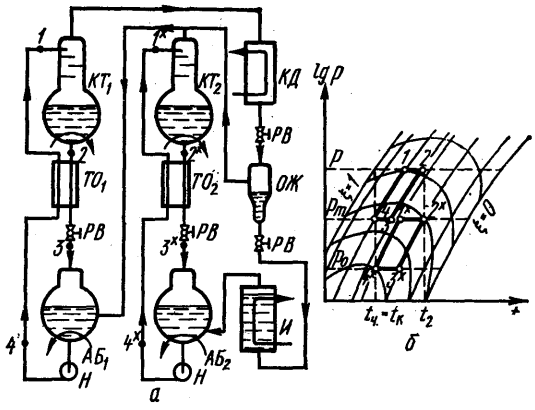


Рис. III—6. Двухступенчатая абсорбционная машина:

а — схема: $КТ_1$ — генератор высокого давления; $КТ_2$ — генератор низкого давления; $АБ_1$ — абсорбер высокого давления; $АБ_2$ — абсорбер низкого давления; *КД* — конденсатор; *И* — испаритель; $ТО_1$ и $ТО_2$ — теплообменники; *ОЖ* — отделитель жидкости; *РВ* — регулирующие вентили; *Н* — насосы; *б* — процессы в *t*, lg *p*-диаграмме.

ступени высокого давления поступает в генератор $КТ_1$, где кипит под давлением конденсации.

Пар, полученный в генераторе высокого давления, ректифицируется, затем конденсируется, а слабый раствор стекает в абсорбер для последующего поглощения. Жидкость дросселируется в первом регулирующем вентиле, а образованные при этом пары отделяются и поглощаются абсорбером высокого давления. После второго регулирующего вентиля рабочее тело поступает в испаритель. Теплообменники в каждой из ступеней работают так же, как и в одноступенчатой машине.

В двухступенчатой абсорбционной машине концентрации пара после ректификации в ступенях высокого и низкого давлений одинаковы. Обычно двухступенчатая машина работает при соблюдении равенства высших температур в кипятильниках обеих ступеней и низших температур в абсорберах. Однако это условие не является обязательным. Относительно небольшой перепад давлений в каждой из ступеней машины позволяет и здесь применить схему с «превышением температур» в целях повышения теплового коэффициента.

Двухступенчатая система может работать как с одной температурой кипения рабочего тела в испарителе, так и с двумя. При двух температурах кипения промежуточное давление выбирают в зависимости от заданной

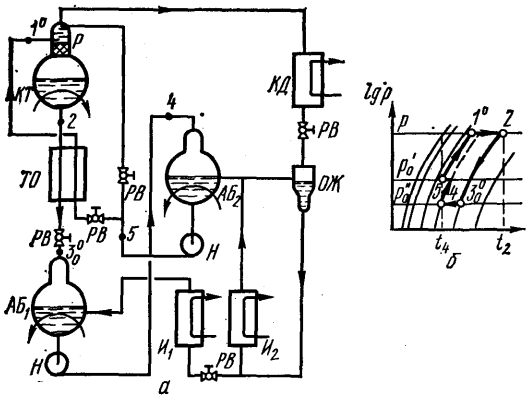


Рис. III—7. Абсорбционная машина со ступенчатым абсорбером:

а — схема: *КТ* — генератор; $АБ_1$ — абсорбер низкого давления; $АБ_2$ — абсорбер высокого давления; *ТО* — теплообменник; *КД* — конденсатор; $И_1$ — испаритель низкого давления; $И_2$ — испаритель высокого давления; *ОЖ* — отделитель жидкости; *РВ* — регулирующие вентили; *Н* — насосы; *б* — процессы в *t*, lg *p*-диаграмме.

температуры в испарителе. Промежуточное давление для двухступенчатого процесса с одной температурой кипения рабочего тела назначают таким образом, чтобы получить максимальный тепловой коэффициент.

Расчет двухступенчатой машины ведется по ступеням, и он ничем не отличается от последовательного расчета одноступенчатых схем.

Абсорбционная машина со ступенчатым абсорбером. С понижением температуры охлаждаемой среды уменьшаются температура кипения в испарителе и давление в абсорбере, что приводит к понижению концентрации крепкого раствора и к возрастанию теплоты ректификации.

Одноступенчатая машина может работать при температурах кипения рабочего тела до —55°С, если температура обогрева достаточно высока; при этом отводят водой большое количество теплоты ректификации. Поэтому тепловые коэффициенты машин, работающих с низкими температурами кипения в испарителе, невелики. Уменьшение теплоты ректификации с помощью повышения концентрации раствора, поступающего в кипятильник, позволяет значительно повысить тепловой коэффициент машины. Простейший способ повышения концентраций раствора достигается дополнительным охлаждением абсорбера; для этого можно использовать отдельную холодильную машину Но такой способ работы не всегда эффективен.

Применение ступенчатого абсорбера также позволяет повысить тепловой коэффициент машины.

Если крепкий раствор из абсорбера направить не в кипятильник, а в дополнительный абсорбер более высокого давления и заставить его последовательно поглощать пар, то раствор, выходящий из второго абсорбера, будет иметь бо́льшую концентрацию. На рис. III—7, *а* изображена схема такой машины и на рис. III—7, *б* показаны узловые точки ее процессов в *t*, lg *p*-диаграммах для жидкой фазы.

В абсорбере промежуточного давления раствор донасыщается паром, полученным в промежуточном испарителе, его концентрация повышается до величины, определяемой промежуточным давлением и температурой охлаждающей воды. Благодаря этому расход теплоты на 1 кг пара, образованного в кипятильнике, сокращается. При работе машины с одной температурой кипения рабочего тела в промежуточном абсорбере поглощается только пар, полученный после первого дросселирования.

Многоступенчатая машина со ступенчатым кипятильником и абсорбером. Ступенчатый процесс можно осуществить не только в абсорбере, но и в кипятильнике; тогда абсорбционная машина должна иметь два последовательно включенных кипятильника и абсорбера. В этом случае получается полная двухступенчатая абсорбционная машина.

Схему двухступенчатой абсорбционной машины с дросселированием слабого раствора до промежуточного давления и поглощением образуемого пара в специальном смесителе называют схемой с материальной регенерацией [5]. Если исключить промежуточный подогрев и охлаждение во втором кипятильнике и промежуточном абсорбере, то двухступенчатую машину можно преобразовать в машину с материальной регенерацией.

Абсорбционно-резорбционная машина. В абсорбционно-резорбционной холодильной машине испаритель и конденсатор заменены кипятильником (дегазатором) и абсорбером. Ниже рассмотрены одноступенчатая и двухступенчатая абсорбционно-резорбционные машины.

Одноступенчатая абсорбционно-резорбционная машина изображена на рис. III—8. Пар из генератора направляется в абсорбер и поглощается при давлении генерации раствором. Абсорбер, работающий при высоком давлении, в отличие от абсорбера обыкновенной машины, в котором поддерживается низкое давление, называют резорбером. Раствор из резорбера поступает в дегазатор и выпаривается при низком давлении и низкой тем-

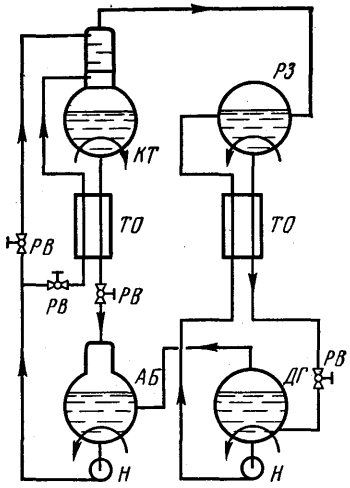


Рис. III—8. Одноступенчатая абсорбционно-резорбционная машина:

КТ — генератор; *АБ* — абсорбер; *РЗ* — резорбер; *ДГ* — дегазатор; *ТО* — теплообменники; *РВ* — регулирующие вентили; *Н* — насосы.

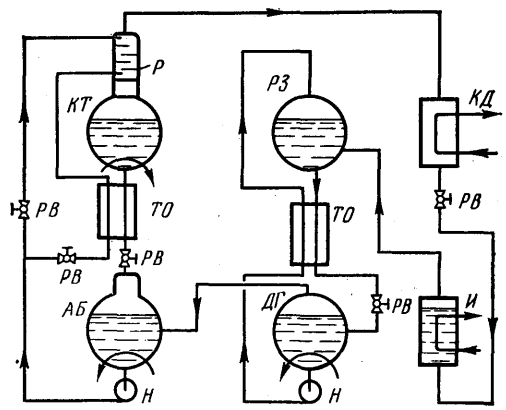


Рис. III—9. Двухступенчатая абсорбционно-резорбционная машина:

КТ — генератор; *АБ* — абсорбер; *РЗ* — резорбер; *ДГ* — дегазатор; *И* — испаритель; *КД* — конденсатор; *ТО* — теплообменники; *РВ* — регулирующие вентили; *Н* — насосы.

пературе, производя охлаждение. Выпаренный в дегазаторе раствор подается насосом в резорбер, где абсорбирует пар из генератора. Из дегазатора пар поступает в абсорбер и поглощается раствором, циркулирующим между генератором и абсорбером.

В резорбционной машине давления в генераторе и резорбере можно изменять. Более низкому давлению в резорбере соответствует меньшее значение концентрации выходящего раствора. Чем ниже концентрация раствора в начале кипения в дегазаторе, тем меньше давление кипения при данной температуре, а следовательно, меньше и давление в абсорбере. Понижение давления в генераторе улучшает работу машины, но при этом получается более низкое давление в абсорбере, что в свою очередь ухудшает процесс в машине. Давление в генераторе может быть установлено после предварительных подсчетов.

Концентрация пара, поступающего из дегазатора в абсорбер, должна быть равна концентрации пара, отводимого из генератора в резорбер. Нормальному процессу машины соответствует равенство количества аммиака, поглощаемого в абсорбере и выпариваемого в генераторе. Концентрация пара, выделяющегося в дегазаторе, всегда выше концентрации пара после генератора. Если предельная концентрация пара после ректификации ниже ее величины после дегазатора, то последнюю искусственно понижают. С этой целью к пару, поступающему из дегазатора в абсорбер, добавляют часть жидкости δ из дегазатора. Следовательно, из дегазатора уходит $(1 - \delta)$ кг пара концентрацией $\xi_к$ и δ кг жидкости концентрацией ξ_s, причем эта смесь должна иметь концентрацию, равную концентрации пара после ректификации ξ'_e.

Следовательно, $(1 - \delta)\xi_к + \delta\xi_s = \xi'_e$.

В остальном расчет абсорбционно-резорбционной системы не отличается от расчета обычной абсорбционной машины. Но в случае, когда пар из дегазатора разбавляется раствором, в расчете должно быть учтено количество добавляемого раствора.

Одноступенчатая абсорбционно-резорбционная машина не имеет особых преимуществ перед обыкновенной абсорбционной машиной. К достоинствам этой машины относится возможность большего подогрева воды в резорбере по сравнению с конденсатором.

Двухступенчатая абсорбционно-резорбционная машина показана на рис. III—9.

В этой машине холод получается в испарителе и дегазаторе, а теплота затрачивается в генераторе. Из генератора пар поступает в ректификатор, а затем в конденсатор; сконденсированная жидкость через первый регулирующий вентиль поступает в испаритель; образовавшийся в испарителе пар поглощается в резорбере раствором. Крепкий раствор из резорбера направляется в дегазатор, где

выпаривается при давлении более низком, чем давление в испарителе. Полученный в дегазаторе пар поглощается абсорбером, а слабый раствор подается насосом обратно в резорбер для последующего поглощения. Крепкий раствор из абсорбера подается для выпаривания в генератор.

Для достижения очень низких температур приходится поддерживать в дегазаторе, а следовательно и в абсорбере, очень низкое давление; поэтому такая система двухступенчатой машины не всегда может быть осуществлена. Малое давление в абсорбере связано с относительно высокими температурами греющего источника и наличием холодной воды.

Эффективность двухступенчатой абсорбционно-резорбционной системы обычно сравнивают с системой с «превышением температур».

Комбинированные абсорбционные холодильные машины. Комбинированные машины являются сочетанием абсорбционной машины с компрессором или эжектором.

Применяют абсорбционно-компрессорные машины и абсорбционно-эжекторные.

Абсорбционно-компрессионная машина с последовательным соединением компрессора и абсорбционной системы изображена на рис. III—10,*а*. Образующийся в испарителе пар всасывается компрессором и подается при повышенном давлении в абсорбер.

Представленные на рис. III—10, *б* процессы машины относятся к случаю, когда при заданных значениях температур теплоносителя t_h, внешней среды t_w и кипения в испарителе t_0 цикл одноступенчатой абсорбционной машины неосуществим. Поддерживая при помощи компрессора повышенное давление в абсорбере p_a, удается получить интервал дегазации $\xi_r - \xi_a$, отвечающий оптимальному режиму работы установки. Дожимать пар в компрессоре обычно необходимо в жаркое время года, когда температура t_w высока. В остальной период требуемый режим достигают работой только абсорбционной системы, поэтому общий расход электроэнергии в машине невелик.

В комбинированной машине, содержащей компрессор на стороне высокого давления между генератором и конденсатором, экономичный режим абсорбционной части обеспечивается понижением давления в генераторе. При этом процессы в аппаратах перемещаются в область меньших концентраций, что приводит к повышению расхода теплоты. С другой стороны, объемная производительность компрессора значительно уменьшается и расход электроэнергии снижается [2,3].

В абсорбционно-эжекторной машине (рис. III—11, *а*) для сжатия пара, образующегося в испарителе, и подачи его в абсорбер применен эжектор, питаемый острым паром непосредственно из генератора. Изображенные на рис. III—11, *б* процессы машины относятся к случаю, когда при заданных зна-

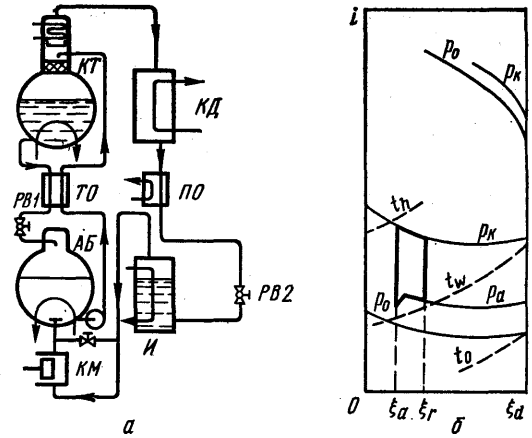


Рис. III—10. Абсорбционно-компрессионная холодильная машина:

а — схема: *КТ* — генератор; *АБ* — абсорбер; *КД* — конденсатор; *И* — испаритель; *ТО* — теплообменник; *КМ* — компрессор; *ПО* — переохладитель; *РВ1, РВ2* — регулирующие вентили; *б* — процессы в ξ, *i*-диаграмме.

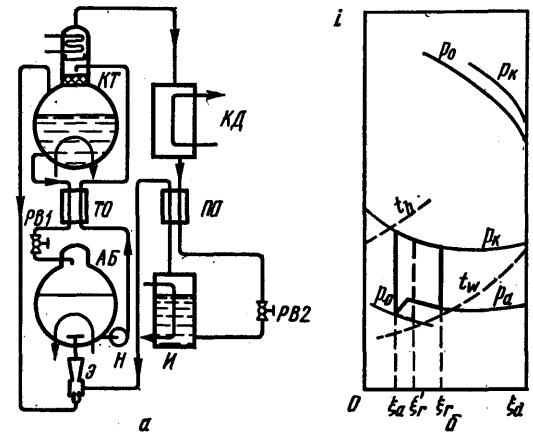


Рис. III—11. Абсорбционно-эжекторная холодильная машина:

а — схема: *КТ* — генератор; *АБ* — абсорбер; *КД* — конденсатор; *И* — испаритель; *ТО* — теплообменник; *ПО* — переохладитель; *Н* — насос; *Э* — эжектор; *РВ1, РВ2* — регулирующие вентили; *б* — процессы в ξ, *i*-диаграмме.

чениях температур теплоносителя t_h и внешней среды t_w цикл одноступенчатой абсорбционной машины осуществим, но интервал дегазации ограничен узкими пределами концентраций ξ_r и ξ_a. С включением в систему эжектора этот интервал вследствие повышения давления абсорбции до p_a увеличивается до значения $\xi_r - \xi_a$.

Такое сочетание элементов, несмотря на относительно низкий КПД эжектора, повышает общую экономичность работы машины. При этом следует учесть, что время работы эжектора ограничивается лишь жарким периодом года [4].

Расчетные режимы и параметрический ряд

Параметрический ряд абсорбционных водоаммиачных машин, принятый в СССР, включает следующие значения холодопроизводительности [в кВт (тыс. ккал/ч)]: 580 (500), 1160 (1000), 1860 (1600), 2900 (2500), 4650 (4000), 7330 (6300), 9280 (8000). Холодопроизводительность устанавливается при четырех расчетных режимах, определяемых температурами кипения и конденсации холодильного агента (см. табл. III—1).

Таблица III-1 *Расчетные режимы абсорбционных водоаммиачных холодильных машин*

Параметры	Расчетные режимы			
	I	II	III	IV
Температура кипения в испарителе, °С	—5	—15	—25	—45
Температура конденсации, °С	35/48	35/48	35/48	35/48

Примечание. В числителе приведены значения при водяном охлаждении конденсаторов, в знаменателе — при воздушном.

Условное обозначение абсорбционных водоаммиачных холодильных машин в соответствии с ОСТ 26.03-286—77 включает обозначение машины (АВХМ), производительность (в тыс. ккал/ч), режим с указанием температуры кипения, исполнение в зависимости от греющего источника (водяной пар — I, горячая вода — II, парогазовые смеси — III), а также указание способа охлаждения конденсатора водой (К) или воздухом (В).

Пример условного обозначения абсорбционной водоаммиачной холодильной машины холодопроизводительностью 2900 кВт при температуре минус 25°С с обогревом генератора водяным паром и охлаждением конденсатора водой: АВХМ—2500/25—IК.

Технические характеристики ряда абсорбционных водоаммиачных холодильных машин в зависимости от расчетного режима представлены в табл. III—2.

Таблица III-2. *Технические характеристики абсорбционных водоаммиачных машин*

Показатели	Расчетные режимы			
	I	II	III	IV
Параметры греющей среды				
давление пара, МПа	0,12/0,2	0,2/0,32	0,32/0,5	0,8/1,1
начальная температура горячей воды, °С	115/130	130/145	145/180	180/—
тепловой коэффициент (не менее)	0,5/0,45	0,45/0,38	0,38/0,32	0,28/0,22
Температура охлаждающей воды, °С	26	26	26	26
Перепад температур охлаждающей воды на входе в машину и на выходе из машины (не менее), °С	10	10	10	10
Удельная материалоемкость (не более), кг/кВт холодопроизводительности	65	80	95	125

Примечания: 1. В числителе приведены значения при водяном охлаждении конденсаторов, в знаменателе — при воздушном. 2. Установленная электрическая мощность не регламентируется.

Производство абсорбционных водоаммиачных холодильных машин не серийное. Их выпускают для типовых технологических линий химических и нефтехимических производств. Это связано с разнообразием греющих источников, широким диапазоном температур кипения в испарителе, с использованием способов охлаждения конденсаторов.

Конструкции аппаратов

Генераторы, теплообменники, дефлегматоры, паровые переохладители, конденсаторы и испарители выполняют из материалов, применяемых для аппаратов аммиачных компрессионных холодильных машин.

Расчетное давление аппаратов стороны высокого давления принимают равным 1,96 МПа, низкого давления — 1,57 МПа.

Генераторы. По принципу действия генераторы подразделяют на пленочные (оросительные) и затопленные, по конструкции — на кожухотрубные (вертикальные и горизонтальные), кожухозмеевиковые, элементные и двухтрубные.

Вертикальный пленочный кожухотрубный генератор показан на рис. III—12. Греющий пар поступает в верхнюю часть, а образующийся конденсат стекает из нижней части межтрубного пространства. Крепкий раствор подается на насадку из цилиндрических колец и, проходя через распределительные колпачки, расположенные на верхних концах труб, стекает тонкой пленкой по их поверхности. Ректификация паров холодильного агента осуществляется вначале стекающим по трубам раствором, температура которого повышается по мере его выпаривания, а затем поступающим из теплообменника крепким раствором на насадке из цилиндрических колец и далее на ректификационных тарелках (холодной флегмой, стекающей из дефлегматора). Слабый раствор отводится из сборника в теплообменник.

Преимуществами генератора являются высокий коэффициент теплопередачи, глубокий тепло- и массообмен между парами холодильного агента и раствором, обеспечивающим высокую степень ректификации, малая металло- и растворoемкость, способствующие быстрому вводу аппарата в рабочее состояние, незначительная занимаемая площадь. К недостаткам его конструкции относятся трудность очистки и замены труб, а также необходимость установки надежных фильтров для

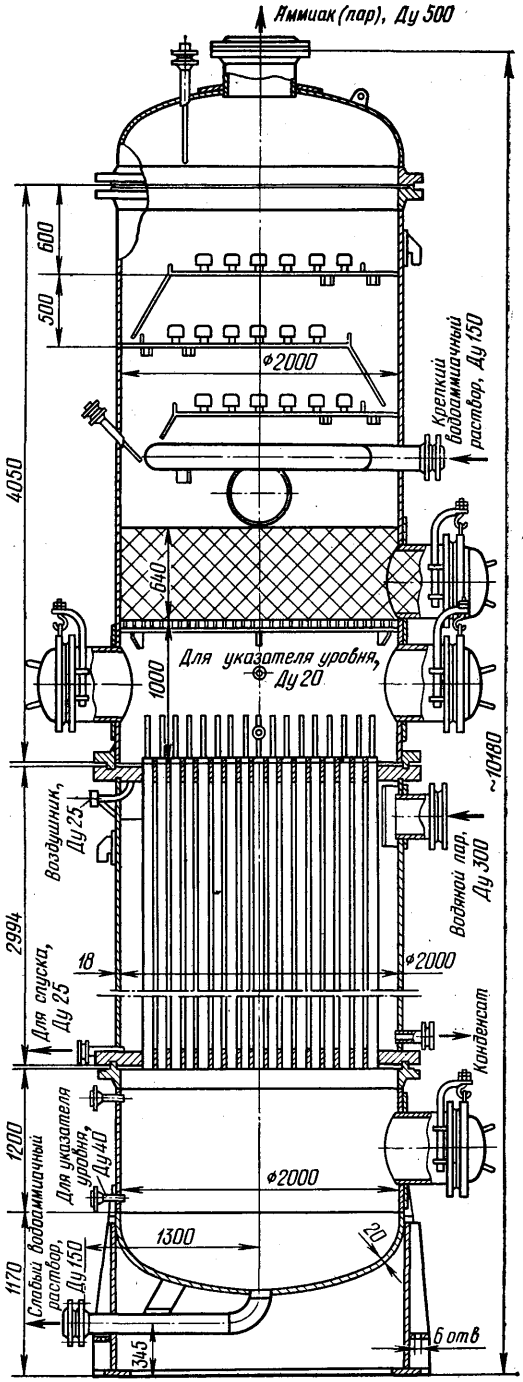


Рис. III—12. Вертикальный пленочный кожухотрубный генератор.

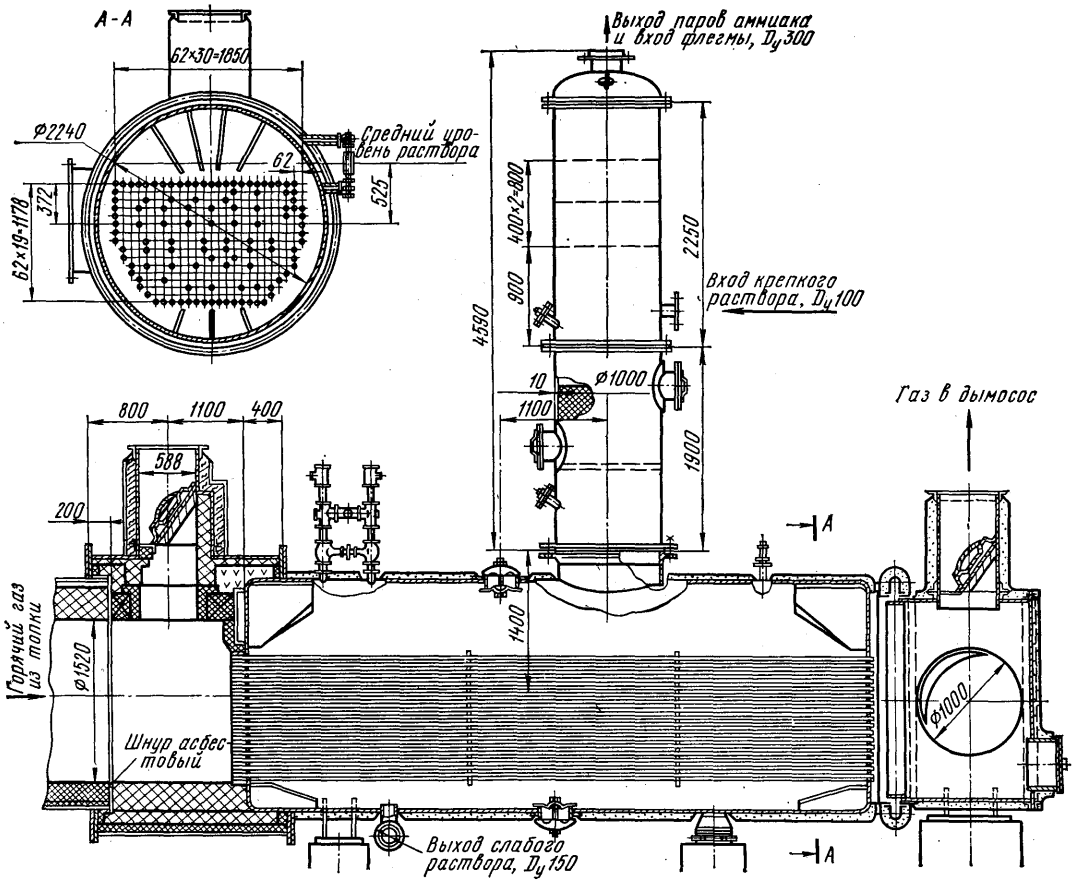


Рис. III—13. Генератор, обогреваемый дымовыми газами.

предохранения распределительных колпачков от засорения механическими примесями раствора.

Вертикальные пленочные генераторы широко применяют в крупных абсорбционных холодильных установках, где уменьшение металло- и растворoемкости имеет большое значение.

В вертикальном пленочном кожухотрубном генераторе, обогреваемом парогазовой смесью, раствор, стекая пленкой, орошает наружную поверхность труб. Парогазовая смесь поступает в трубы прямотоком стекающему раствору. Для восприятия температурных напряжений, возникающих при работе, особенно при пуске установки, корпус аппарата частично выполняют в виде теплового компенсатора.

На рис. III—13 показан генератор затопленного типа, обогреваемый теплотой отходящих дымовых газов. В межтрубном пространстве кипит крепкий раствор, по трубкам проходят дымовые газы. При начальной температуре газа выше 300°С аппарат должен иметь защитную автоматику, прекращающую выход слабого раствора в случае внезапной остановки водоаммиачного насоса.

В вертикальном пленочном кипятильнике коэффициенты теплоотдачи между паром и кипящим раствором следующие:

q, Вт/м²	12800	13400	13950	15700	17450	18600	31300
k, Вт/(м²·К)	813	900	930	1240	1300	1400	2780

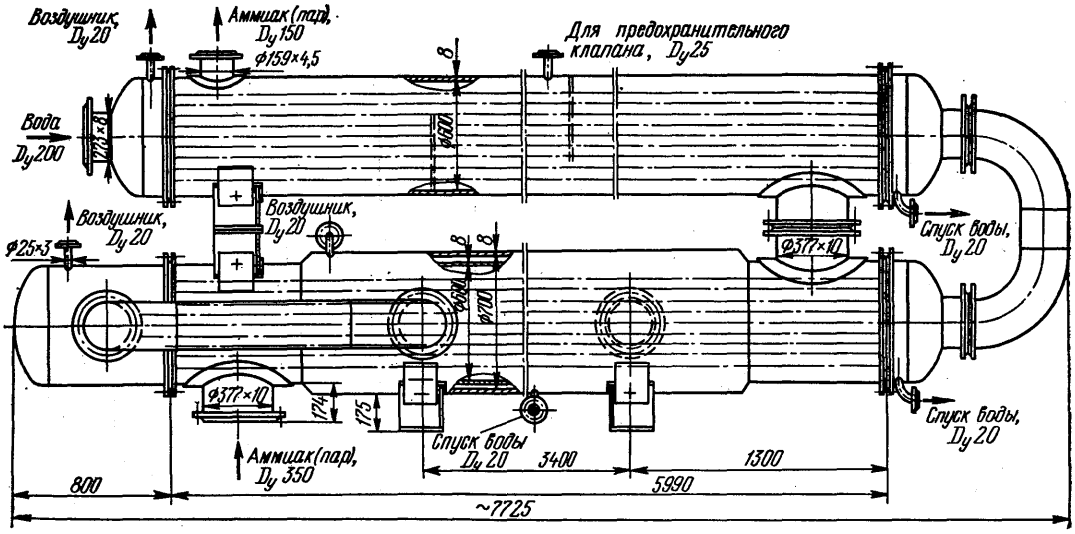


Рис. III—14. Элементный дефлегматор.

В первых пяти графах приведены данные ВНИХИ [1]. Теплопередающая поверхность составлена из труб диаметром 38 × 3 мм длиной 3000 мм.

Шестая и седьмая графы — данные фирмы «Borzig». Диаметр труб 56 × 3 мм, длина 2000 мм.

В горизонтальном пленочном кипятильнике коэффициенты теплоотдачи между греющим паром и кипящим раствором имеют следующие значения по данным ВНИХИ [1]:

q, Вт/м²	6750	7200	7630	8030
k, Вт/(м²·К)	365	430	470	500

Теплообменная поверхность составлена из труб диаметром 32 × 3 мм, длиной 2000 мм.

Дефлегматоры. По конструкции их выполняют кожухотрубными элементными — для больших производительностей и двухтрубными — для малых. Основным критерием выбора конструкции является следующий: скорость паров холодильного агента должна быть выше 1—1,5 м/с, а скорость воды не ниже 0,4 м/с; при этом должен быть полностью осуществлен противоток между указанными веществами.

Элементный дефлегматор (рис. III—14) состоит из двух элементов, последовательно соединенных по парам холодильного агента и воды. Нижний элемент, в который поступают горячие пары, имеет водяную рубашку, выравнивающую температуру в обечайке и трубах, что предохраняет от нарушения вальцовки труб. Вода проходит по трубам верхнего элемента, затем по трубам нижнего и после этого через водяную рубашку. Флегма, образуемая в дефлегматоре, стекает из верхнего элемента в нижний, затем на верхние ректификационные тарелки генератора. Скорость пара в соединительных патрубках, по которым одновременно сливается флегма, не должна превышать 2,5 м/с, для того чтобы не было уноса флегмы обратно в дефлегматор. Аппарат расположен над генератором, поскольку необходим сводный слив флегмы из дефлегматора.

Коэффициент теплопередачи между парами аммиака и охлаждающей жидкостью (водой или раствором) в сильной степени зависит от ее температуры. Если температура жидкости ниже температуры конденсации, то усиленная конденсация паров аммиака способствует значительному увеличению коэффициента теплопередачи k. Так, превышение температуры жидкости на 1—2°С вызывает снижение k до 69—98 Вт/(м² · К), при этом существенное влияние оказывает скорость паров. При более низкой температуре воды значение k повышается до 255—300 Вт/(м² × × К), в этом случае скорость паров на него практически не влияет.

Абсорберы. По конструкции абсорберы подразделяют на кожухотрубные, кожухозмеевиковые, элементные и двухтрубные, по принципу действия — на пленочные и затопленные.

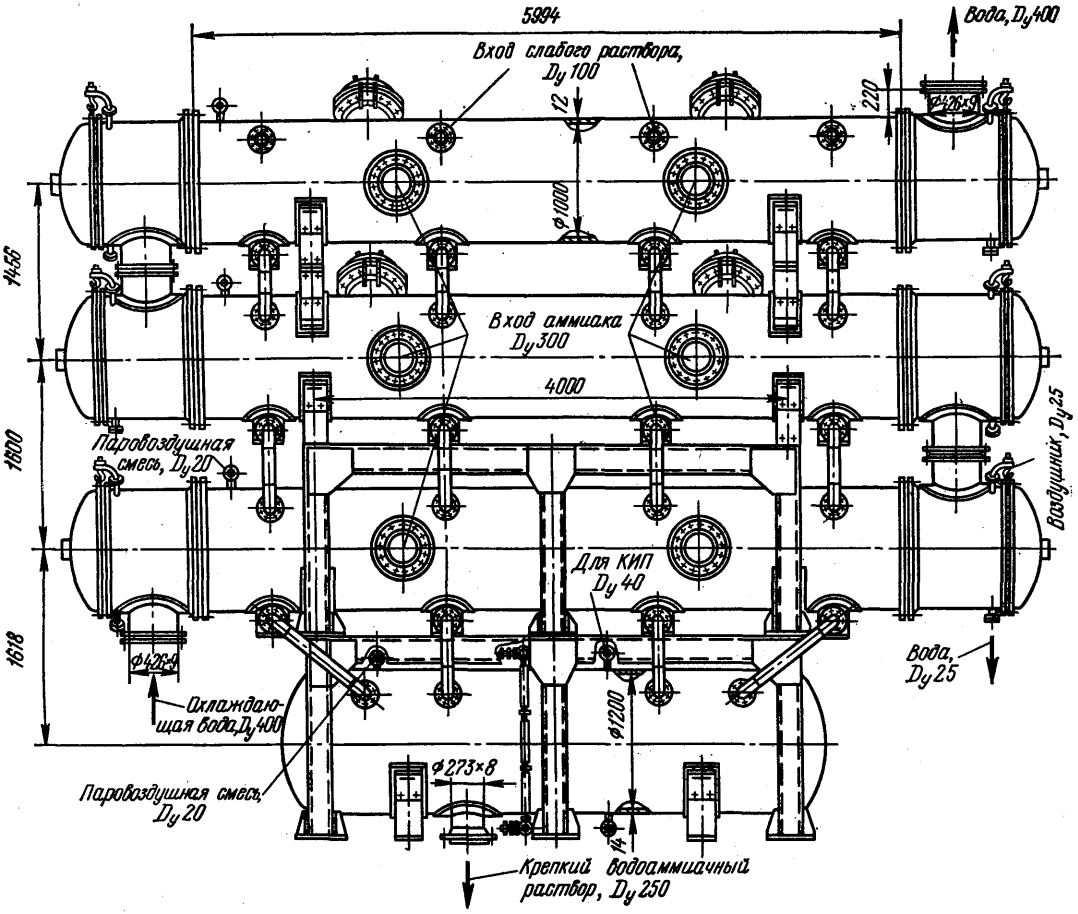


Рис. III—15. Элементный пленочный абсорбер.

Пленочные абсорберы используют в основном для низкотемпературных установок, в которых, как известно, большое значение имеет высота гидростатического столба раствора. Эти абсорберы имеют более высокие значения коэффициентов теплопередачи, поэтому их используют также в случаях, где требуется меньшая металлоемкость установки. Пленочный аппарат работает эффективно в том случае, когда плотность орошения труб раствором превышает 150 л/(м·ч). Обычно необходимую плотность орошения труб не удается получить только в одном корпусе. Поэтому применяют пленочный абсорбер, составленный из отдельных элементов.

Элементный пленочный абсорбер (рис. III—15) состоит из кожухотрубных элементов, расположенных один под другим. Каждый элемент имеет оросительное корыто, расположенное над трубами, отдельный вход для паров холодильного агента и патрубки для отвода попадающего воздуха. Под элементами расположен ресивер крепкого раствора. Охлаждающая вода проходит в аппарате по трубам снизу вверх.

К недостаткам аппарата относятся следующие: необходимость строго горизонтального расположения всех элементов (иначе абсорбер будет работать только какой-либо одной стороной); наличие большого количества фланцевых соединений, способствующих нарушению плотности аппарата; неполное исполь-

зование поверхности трубных досок для размещения труб; чувствительность аппарата к загрязнениям, забивающим отверстия в оросительных корытах.

В горизонтальном барботажном кожухотрубном абсорбере трубы ввальцованы в трубные доски, к которым также прикреплены водяные крышки с перегородками для создания нескольких ходов по аппарату. В крышках предусмотрены вентили для выпуска воздуха и слива воды при опасности ее замерзания. Под трубками установлены барботеры, способствующие равномерному поступлению паров холодильного агента под раствор по всей длине аппарата. Крепкий раствор отводится снизу, а слабый подводится в верхней части абсорбера. К достоинствам аппарата относятся нечувствительность к механическим загрязнениям и возможность замены отдельных труб. Недостатками абсорбера являются малая интенсивность тепло- и массообмена между раствором и парами холодильного агента, в результате чего аппарат получается громоздким и металлоемким, а также большой гидростатический напор. Такой абсорбер применяют при высоких температурах кипения холодильного агента и малых производительностях установки. Для уменьшения гидростатического напора барботажный абсорбер выполняют элементным.

В горизонтальном элементном пленочном абсорбере (см. рис. III—15), состоящем из трех элементов (по 182 трубы диаметром 25×3 мм и длиной 6000 мм в каждом. Значения коэффициентов теплопередачи следующие:

Плотность орошения, л/(м·ч)	50	100	150	200	260	500	1000
k, Вт/(м²·К)	300	350	390	450	520	685	790

Концентрация слабого раствора 0,13—0,17 кг/кг, крепкого —0,17—0,25 кг/кг, скорость воды в аппарате 1,4 — 1,8 м/с.

Теплообменники и переохладители. Применяют двухтрубные и элементные аппараты. Выбор типа аппарата определяется получением скоростей слабого и крепкого раствора не ниже 0,5—0,6 м/с.

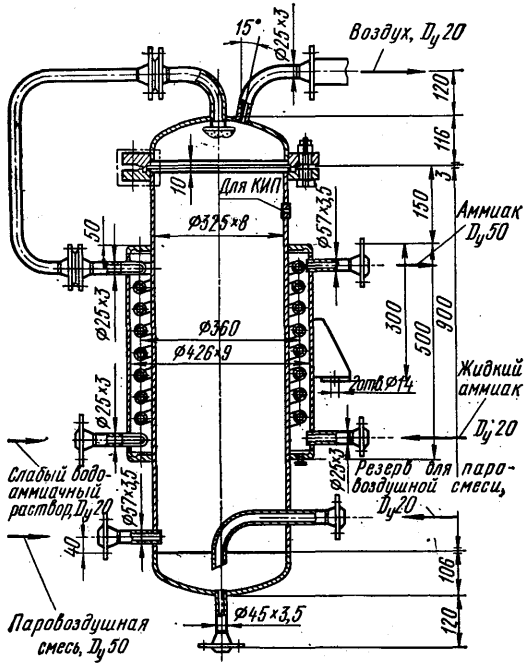


Рис. III—16. Воздухоотделитель.

В паровом переохладителе жидкий холодильный агент после конденсатора переохлаждается холодными парами, отходящими от испарителя. Из-за малых значений коэффициентов теплоотдачи со стороны паров холодильного агента наружная поверхность внутренних труб оребрена.

Испарители. В качестве испарителей могут быть использованы аммиачные испарители общепромышленного типа. Особенностью работы абсорбционной установки является наличие в парах холодильного агента незначительного количества паров абсорбента. Со временем абсорбент в жидком виде накапливается в испарителе, это изменяет нормальный режим работы установки. Флегма должна удаляться из нижней части аппаратов.

Воздухоотделители. Наличие воздуха в аппаратах ухудшает процесс тепло- и массоотдачи и значительно снижает энергетические показатели установки. Для нормальной работы не следует допускать попадания воздуха в аппараты; необходимо своевременно удалять его с помощью воздухоотделителей.

Наиболее распространена конструкция воздухоотделителя, изображенного на рис. III—16. Слабый раствор, частично отбираемый из установки, переохлаждается жидким аммиаком, после чего абсорбирует пары аммиака из воздуха, удаляемого из абсорбера или конденсатора. По змеевику, расположенному в кипящем аммиаке, течет слабый раствор, который при этом сильно переохлаждается. Пройдя дроссельный вентиль, раствор разбрызгивается и орошает движущийся противотоком воздух, удаляемый из аппара-

тов. Находящиеся в воздухе пары аммиака абсорбируются раствором. Обогащенный раствор сливается из воздухоотделителя в абсорбер, а почти чистый воздух выбрасывается в открытый сосуд с водой. Пары аммиака, образующиеся после переохлаждения раствора, выбрасываются в абсорбер.

Компоновка оборудования

Оборудование абсорбционной водоаммиачной установки монтируют на железобетонной или комбинированной этажерке, имеющей железобетонное основание и металлоконструкции на последующих отметках (рис. III—17).

Обычно оборудование располагают на трехчетырех уровнях.

На нулевой отметке размещают, как правило, растворные насосы, емкостное оборудование (дренажные ресиверы, ресивер генератора), теплообменники растворов. На отметке 6 м устанавливают блок элементов абсорбера с ресивером. Это определяется необходимостью иметь достаточный подпор на всасывании насосов. На этой же отметке могут находиться верхние блоки элементов генератора, элементы теплообменника растворов. На следующей отметке размещают верхние блоки абсорберов, дефлегматоры, газовые переохладители, воздухоотделители. Установки крупной производительности в ряде случаев комплектуют конденсаторами воздушного охлаждения. В целях экономии площади их располагают на самой верхней отметке.

Испарительную систему можно как размещать вместе с основным оборудованием, так и включать в состав технологического оборудования основного производства (непосредственное охлаждение). Целесообразно располагать испарители на таком уровне, чтобы отвод флегмы осуществлялся самотеком.

В ряде случаев источники вторичных тепловых ресурсов, используемые для работы машины, и потребители холода с непосредственным охлаждением удалены на значительные расстояния. При этом целесообразно генератор и аппараты стороны высокого давления размещать непосредственно у источника теплоты, а абсорбер и оборудование стороны низкого давления располагать непосредственно у потребителей холода. В этом случае стороны высокого и низкого давления связаны жидкостными трубопроводами малого диаметра, что обеспечивает экономию капитальных затрат на транспортировку греющей среды или паров холодильного агента низкого давления изолированными трубопроводами большого диаметра.

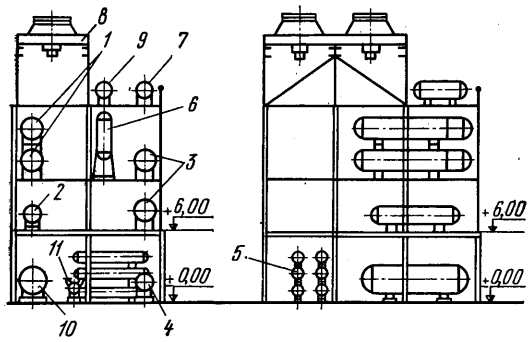


Рис. III—17. Компоновка оборудования абсорбционной водоаммиачной установки:

1 — генератор; *2* — ресивер генератора; *3* — абсорбер; *4* — ресивер абсорбера; *5* — теплообменник; *6* — ректификационная колонна; *7* — дефлегматор; *8* — конденсатор; *9* — ресивер конденсатора; *10* — ресивер дренажный; *11* — насос.

АБСОРБЦИОННЫЕ БРОМИСТОЛИТИЕВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина включает следующие аппараты (рис. III—18): блок генератора (кипятильника) *КТ* и конденсатора *КД*, блок абсорбера *АБ* и испарителя *И*, теплообменника растворов *ТО*, воздухоотделителя *ВО*, насосов слабого раствора *Н1*, смешанного *Н2*, рециркуляционного водяного *Н3* и вакуумнасос *НВ*.

За счет теплоты технологической воды, поступающей в трубное пространство испарителя с производства, в межтрубном пространстве кипит холодильный агент (вода) при остаточном давлении 0,7—0,9 кПа и охлаждает технологическую воду до 5—7°С. На процесс кипения холодильного агента в испарителе при низком остаточном давлении существенное влияние оказывает гидростатическое давление столба жидкости. Так, давление слоя воды 100 мм вод. ст. (или ~1 кПа) приводит к повышению температуры кипения на 10—12°С. Поэтому испаритель выполняют оросительного типа с рециркуляцией жидкости для достижения необходимой плотности орошения трубного пучка.

Водяные пары из испарителя проходят через жалюзийную решетку, где отбирается капельная влага, и поступают в межтрубное пространство абсорбера. Абсорбция водяных

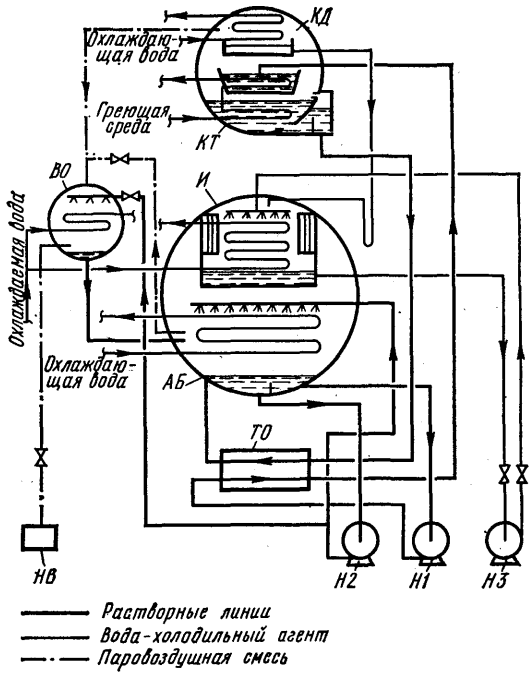


Рис III—18. Принципиальная схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины.

паров раствором, имеющим более высокую температуру, осуществляется за счет разности давления водяного пара и давления, равновесного температуре и концентрации раствора. В процессе абсорбции концентрированный раствор насыщается водой, ослабляется и приближается к своему равновесному состоянию, которое зависит от давления паров и температуры охлаждающей воды, отводящей теплоту абсорбции.

Количество крепкого раствора, поступающего на абсорбцию, недостаточно для того, чтобы обеспечить необходимую плотность орошения поверхности. Поэтому к крепкому раствору подмешивается часть слабого раствора и смешанный раствор насосом направляется на орошение поверхности абсорбера.

Другая часть слабого раствора нагнетается насосом через теплообменник, где он нагревается встречным потоком горячего крепкого раствора, в генератор и выпаривается за счет теплоты греющей среды. Остаточное давление в генераторе составляет 4,5—7,0 кПа и определяется температурой охлаждающей воды, поступающей в конденсатор.

Более высокое давление в генераторе уменьшает влияние гидростатического давления столба жидкости на температуру кипения раствора. В связи с этим генератор, как правило, выполняют затопленного типа для снижения коррозионного воздействия раствора. Уменьшение влияния высоты кипящего слоя достигается в этом случае за счет организации кипения раствора на двух ярусах.

В связи с большой разностью температур кипения воды и соли бромистого лития из раствора выпариваются чистые водяные пары, которые поступают в конденсатор и конденсируются за счет отвода теплоты охлаждающей водой. Конденсат по гидрозатвору сливается в испаритель.

При работе агрегата воздух и неконденсирующиеся газы из аппаратов удаляют с помощью системы, включающей воздухоотделитель и вакуумный насос. В воздухоотделителе, представляющем собой вспомогательный абсорбер, охлаждаемый водой с более низкой температурой, чем основной, поглощаются водяные пары из паровоздушной смеси, а воздух отсасывается вакуумным насосом. Регулирование производительности осуществляется изменением расхода греющей среды и циркуляции раствора в зависимости от температуры охлажденной воды на выходе из испарителя. При повышении тепловой нагрузки увеличивается температура кипения в испарителе. Для понижения ее повышают концентрацию раствора, поступающего на абсорбцию путем увеличения расхода греющей среды.

Рабочие процессы в ξ, i-диаграмме

Изображение узловых точек рабочих процессов абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины приведены на рис. III—19.

Внешние условия, определяющие рабочие процессы, заданы высшей температурой греющего источника t_h, температурами охлаждающей t_w и охлажденной воды t_s. Температура греющей среды определяет высшую температуру раствора в генераторе t_4, а охлаждающей воды — давление конденсации p и низшую температуру раствора в конце процесса абсорбции t_2.

Упругость паров в испарителе p_0 определяется температурой охлажденной воды, выходящей из испарителя t_s. Упругость паров в абсорбере p_a ниже этого значения на величину потерь давления пара на пути от поверхности кипения к поверхности абсорбции.

Потери в действительном процессе абсорбции определяются влиянием неконденсирующихся газов и дросселированием пара в труб-

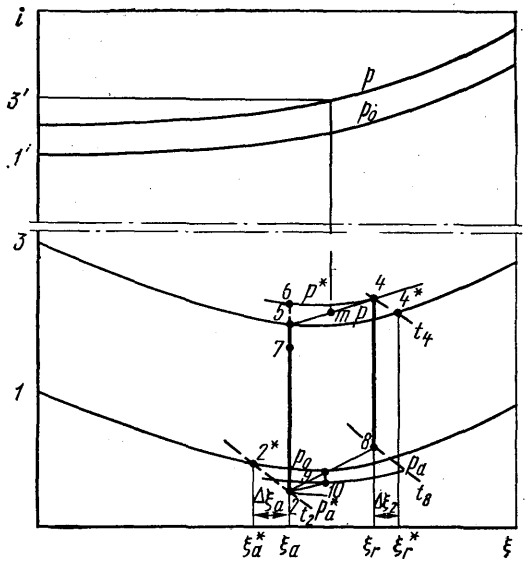


Рис. III—19. Цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины в ξ, i-диаграмме.

ном пучке испарителя, жалюзийной решетке и абсорбере, что приводит к неполному насыщению раствора, измеряемому величиной $\Delta\xi_a = \xi_a - \xi_a^*$ или $\Delta p_a = p_0 - p_a^*$.

Состояние раствора в конце процесса абсорбции (точка *2*) зависит от давления в испарителе p_0, низшей температуры раствора в процессе абсорбции t_2 и величины недонасыщения раствора $\Delta\xi_a$. Состояние крепкого раствора на выходе из теплообменника t_8 определяется оптимальным перепадом температур на холодном конце теплообменника с учетом температуры кристаллизации раствора при работе машины в зоне высоких концентраций. Необходимая плотность орошения трубного пучка абсорбера достигается за счет рециркуляции части слабого раствора: крепкий раствор (состояние в точке *8*) смешивается с частью слабого раствора (точка *2*) и смешанный раствор (точка *9*) дросселируется в абсорбер (точка *10*). Состояние раствора в процессе абсорбции изменяется по линии *10—2*. Рециркуляция раствора наряду с положительным эффектом приводит к снижению температурного напора в процессе абсорбции.

Состояние слабого раствора при выходе его из теплообменника (точка *7*) может быть найдено по тепловому балансу теплообменника.

Процесс кипения раствора в генераторе отклоняется от изобары и протекает по линии *5—4*. Следствием отрицательного влияния гидростатического давления столба жидкости на процесс кипения является неполное выпаривание раствора в генераторе, определяемое величиной $\Delta\xi_r = \xi_r^* - \xi_r$ или $\Delta p = p^* - p$.

Состояние раствора в конце процесса выпаривания (точка *4*) определяется высшей температурой раствора в генераторе t_4, давлением в конденсаторе p и величиной недовыпаривания $\Delta\xi_r$.

Состояние пара при выходе из генератора (точка *3'*) определяется как равновесное промежуточному состоянию раствора в начале и конце кипения в генераторе (точка *m*). Температура пара может быть определена с достаточной для практических расчетов точностью среднеарифметическим значением температур.

Состояние пара и жидкости при входе и выходе из конденсатора (*3'* и *3*) и испарителя (*1'* и *1*) определяется точками пересечения соответствующей изобары с линией $\xi = 0$.

Тепловой расчет процессов

Исходными данными для расчета машин являются: холодопроизводительность Q_0, температура греющей среды t_h, температура охлаждающей воды t_w, температура охлажденной воды t_s.

Узловые точки в ξ, i-диаграмме (см. рис. III—19 для раствора бромистый литий — вода определяют по исходным данным температур внешних источников, принятых значений перепадов температур в аппаратах и потерь действительных процессов.

Низшая температура раствора в абсорбере $t_2 = t_w + (6 \div 8)$ °С.

Температура кипения в испарителе $t_0 = t_s - (3 \div 3{,}2)$ °С.

Соответственно упругость паров в испарителе p_0, в абсорбере $p_a = p_0 - (0{,}08 \div 0{,}1)$ кПа.

Принимается недонасыщение раствора $\Delta\xi_a = (0{,}5 \div 1{,}0)\%$.

По t_2, p_0 и $\Delta\xi_a$ устанавливают концентрацию слабого раствора ξ_a (при рассмотрении бромистолитиевых машин концентрацию вычисляют по бромистому литию).

Нагрев охлаждающей воды в машине: при последовательной подаче в абсорбер и конденсатор $\Delta t_w = 10$°С;

при параллельной подаче в абсорбер и конденсатор $\Delta t_w = 5$°С.

Температура конденсации $t_к = (t_w + \Delta t_w) + (4 \div 6)$ °С.

Соответственно упругость паров в конденсаторе p.

Высшая температура раствора в генераторе $t_4 = t_h - (5 \div 10)$ °С, где t_h — температура конденсации греющего пара или температура греющей воды на выходе из генератора.

Принимают недовыпаривание раствора в затопленном генераторе $\Delta\xi_r = 2{,}3 \div 2{,}5\%$.

Концентрацию крепкого раствора ξ_r определяют по t_4, p и $\Delta\xi_r$.

Зона дегазации раствора должна находиться в пределах $\Delta\xi = \xi_r - \xi_a = 3{,}5 \div 4{,}5\%$.

Температура крепкого раствора у выхода из теплообменника $t_8 = t_2 + (12 \div 15)$ °С.

Температура t_8 в зоне высоких концентраций должна быть на 12—15°С выше температуры кристаллизации раствора

По параметрам узловых точек рабочих процессов производится расчет материального баланса и тепловых нагрузок аппаратов.

Материальный баланс генератора $a\xi_a = (a - 1)\xi_r$.

Кратность циркуляции a выражает количество раствора, необходимого для выпаривания 1 кг водяного пара. Откуда $a = \xi_r/(\xi_r - \xi_a)$.

Удельная тепловая нагрузка на теплообменник $q_t = (a - 1)(i_4 - i_8)$.

Энтальпия слабого раствора при выходе из теплообменника $i_7 = i_2 + q_t/a$.

Рециркуляция раствора через абсорбер вносит изменения в рабочий процесс. Начальное состояние раствора при входе в абсорбер с учетом рециркуляции находят из уравнения теплового баланса. Кратность рециркуляции раствора $f \cong 50$ кг/кг.

Удельная тепловая нагрузка абсорбера $q_a = i_1' + (a - 1)i_8 - ai_2$, где i_1' — энтальпия насыщенных паров на выходе из испарителя.

Удельная тепловая нагрузка на генератор $q_h = i_3' + (a - 1)i_4 - ai_7$, где i_3' — энтальпия паров на выходе из генератора.

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор $q = i_3' - i_3$, где i_3 — энтальпия жидкости на выходе из конденсатора.

Удельная тепловая нагрузка на испаритель $q_0 = i_1' - i_3$.

Тепловой баланс машины $q_h + q_0 = q_a + q$.

Тепловой коэффициент машины $\xi = q_0/q_h$.

Количество пара, выходящего из испарителя, $D = Q_0/q_0$.

Тепловые нагрузки на аппарат:

Генератор $Q_h = q_h D$
Абсорбер $Q_a = q_a D$
Конденсатор $Q_к = qD$
Теплообменник $Q_t = q_t D$

По результатам теплового расчета, температурным напорам в аппаратах и коэффициентам теплопередачи определяют поверхности аппаратов.

Схемы

Адиабатно-изобарная абсорбция. Адиабатно-изобарная абсорбция — это процесс с раздельным тепло- и массообменом. Схема процесса показана на рис. III—20, *а*. Теплообменная поверхность вынесена из полости абсорбции, и абсорбер представляет собой полую емкость, в которой абсорбция протекает без отвода тепла.

Процессы в ξ, i-диаграмме представлены на рис. III—20, *б*. Смешанный раствор (состояние *9*) охлаждается в теплообменнике (линия *9—10*) и распыляется в полости абсорбции (линия *10—2*). За счет переохлаждения раствор абсорбирует пары холодильного агента из испарителя, температура его повышается, и он приближается к своему равновесному состоянию. При переохлаждении раствора на 8—10°С изменение его концентра-

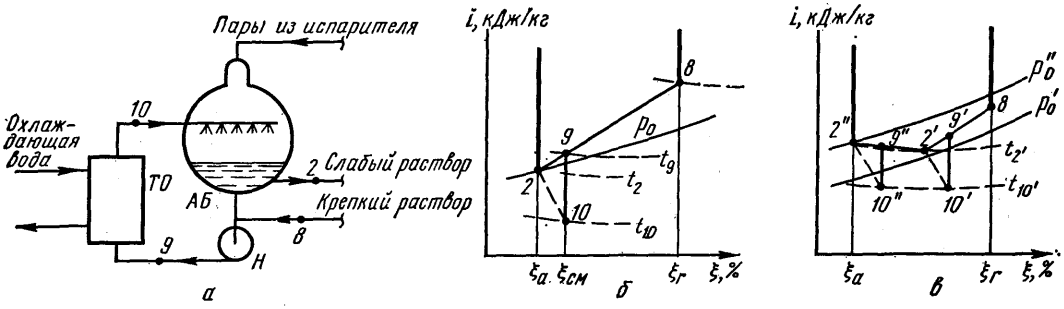


Рис. III—20. Схема процесса адиабатно-изобарной абсорбции (*а*), циклы в ξ, i-диаграмме с одним давлением абсорбции (*б*), со ступенчатым изменением давления абсорбции (*в*).

ции в процессе насыщения составляет 0,3—0,4% и требует значительной рециркуляции раствора.

Повышение эффективности цикла достигается при ступенчатом изменении давления (рис. III—20, *в*). В этом случае абсорбер разделяют на две полости, изолированные по паровому пространству, каждая из которых соединена с автономной секцией испарителя. В полости, куда подается концентрированный раствор (состояние *8*), устанавливается пониженное давление p_0. Переохлажденный в первой секции теплообменника раствор (линия *9′—10′*) распыляется и поглощает пары из секции испарителя с пониженным давлением (линия *10′—2′*). Насыщенный раствор из первой секции перетекает во вторую полость, где устанавливается повышенное давление p_0''. Смешиваясь с частью слабого раствора, раствор охлаждается во второй секции теплообменника (линия *9″—10″*) и, распыляясь, поглощает пары из секции испарителя с повышенным давлением (линия *10″—2″*).

Применение абсорбера с адиабатно-изобарным процессом приводит к следующим положительным результатам:

интенсификации процесса теплоотдачи за счет замены пленочного течения раствора противоточным в теплообменнике типа жидкость — жидкость, что позволяет уменьшить теплопередающую поверхность;

исключению притока воздуха к трубкам теплообменника абсорбера и существенному сокращению коррозии в этом аппарате;

сокращению дроссельных потерь в полости абсорбера за счет того, что водяной пар не проходит через трубный пучок;

уменьшению влияния неконденсирующихся газов на процесс абсорбции водяных паров каплей раствора, пролетающей в полости абсорбции.

Недостатком рассматриваемого процесса является повышенный (по сравнению с абсорбером пленочного типа) расход электроэнергии на рециркуляцию раствора.

Ступенчатая генерация. Повышение температуры греющего источника позволяет осуществить цикл со ступенчатой генерацией и увеличить тепловой коэффициент. В этом случае раствор выпаривается последовательно в двух или более ступенях генератора, где давление изменяется от более высокого, связанного с температурой греющего источника, до более низкого, определяемого температурой охлаждающей воды. Пары холодильного агента из ступени высокого давления конденсируются и довыпаривают раствор в ступени низкого давления. Таким образом, теплота конденсации холодильного агента частично

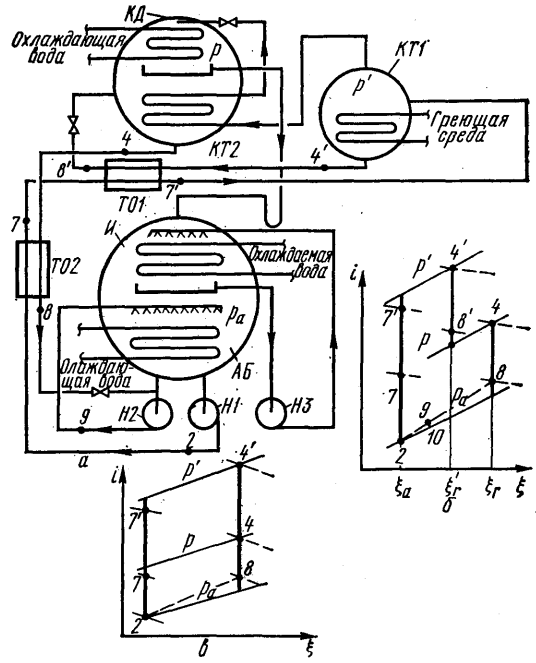


Рис. III—21. Схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией раствора (*а*), циклы в ξ, *i*-диаграмме с последовательным (*б*) и параллельным (*в*) выпариванием раствора в генераторах высокого и низкого давления.

используется в цикле машины. С увеличением числа ступеней возрастает эффективность цикла. Практическое применение получила система с двухступенчатой генерацией. Схема машины и цикл в ξ, *i*-диаграмме показаны на рис. III—21, *а*, *б*. В схему машины добавляется ступень высокого давления, включающая генератор высокого давления *КТ1* и теплообменник *ТО1*.

Греющая среда (пар 0,6—0,8 МПа) подается в генератор высокого давления и выпаривает слабый раствор из абсорбера, предварительно нагретый в регенеративных теплообменниках *ТО2* и *ТО1* (процесс *7′ — 4′*). Выпаренный до промежуточной концентрации $\xi_г'$ раствор охлаждается в теплообменнике *ТО1* (процесс *4′—8′*) и поступает в генератор низкого давления *КТ2*. Довыпаривание раствора (процесс *8′ — 4*) осуществляется за счет теплоты конденсации паров холодильного агента из ступени высокого давления. Охлаждающей водой отводится только теплота

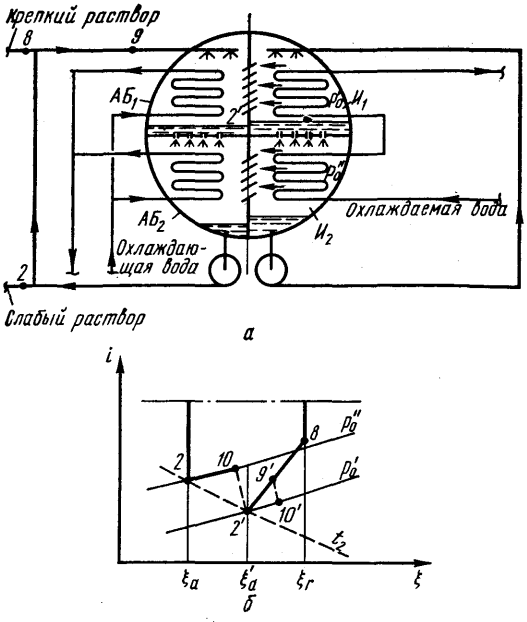


Рис. III—22. Схема процесса ступенчатой абсорбции (*а*) и цикл в ξ, *i*-диаграмме (*б*):
$АБ_1$, $АБ_2$ — абсорберы; $И_1$, $И_2$ — испарители.

конденсации паров, выпаренных в генераторе низкого давления. Конденсат холодильного агента из трубного пучка генератора низкого давления отводится в конденсатор, откуда жидкость дросселируется в испаритель.

Вариант цикла со ступенчатой генерацией показан на рис. III—21, *в*. Слабый раствор из абсорбера направляется одновременно в генераторы высокого давления и низкого давления и выпаривается до конечной концентрации $\xi_г$ (процесс *7—4* и *7′—4′*). Количество раствора, поступающего в каждую ступень, составляет около половины общего количества, в связи с чем тепловая нагрузка на теплообменники *ТО2* и *ТО1* сокращается. Однако в этом варианте на 5—7°С возрастает высшая температура в генераторе высокого давления.

Ступенчатая абсорбция. Ступенчатая абсорбция позволяет увеличить зону дегазации раствора и снизить необратимые потери в процессе теплообмена. Схема процесса и цикл в ξ, *i*-диаграмме показаны на рис. III—22. Блок абсорбер—испаритель разделяется на изолированные по паровому пространству ступени, каждая из которых содержит секции абсорбера и испарителя. Концентрированный раствор из генератора последовательно проходит каждую ступень и насыщается холодильным агентом из соответствующей секции испарителя. При этом в секции абсорбера, куда подается концентрированный раствор, устанавливается пониженное давление, а в той секции, откуда отбирается слабый раствор, — давление более высокое.

Ступенчатое изменение давления в абсорбере повышает низшую температуру абсорбции и позволяет увеличить ступень насыщения раствора ($\xi_а' < \xi_а$) или перепад температур в процессе отвода теплоты абсорбции. Соответственно ступенчатое изменение темпера-

Таблица III-3. *Режимы работы абсорбционных бромистолитиевых машин*

Параметр	Машины простого действия	Машины со ступенчатыми процессами	
		генерации	абсорбции
Температура охлажденной воды на выходе из испарителя, °С	7	7	7
Температура охлаждающей воды (на входе в машину), используемой для отвода теплоты конденсации и абсорбции, °С	26	26	26
Параметры греющей среды на входе в генератор			
давление пара, МПа	0,14—0,16	0,6—0,75	—
температура горячей воды, °С	90—120	160—170	75—80
Удельный расход охлаждающей воды, м³/кВт			
последовательная подача	0,215	0,215	0,17
параллельная подача	0,34	0,34	0,28
Удельный расход охлаждаемой воды, м³/кВт	0,17	0,17	0,17
Удельный расход греющей среды, м³/кВт			
горячей воды	0,07	0,047	0,13
водяного пара	0,024	0,017	—

туры кипения в секциях испарителя позволяет уменьшить необратимость в процессе теплообмена, где охлаждаемая вода проходит последовательно из секции с более высокой температурой кипения в секцию с более низкой.

Расчетные режимы и параметрический ряд

Основным назначением абсорбционной бромистолитиевой машины является получение холода. Возможен вариант работы машины по теплонасосной схеме для получения горячей воды. Режимы работы холодильных машин приведены в табл. III—3, относительные характеристики машины при различных условиях работы — на рис. III—23, III—24.

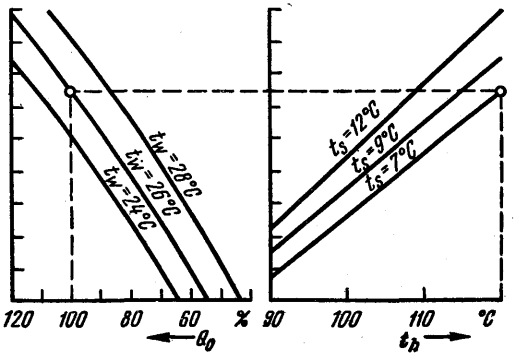


Рис. III—23. Относительные характеристики абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при обогреве паром или горячей водой.

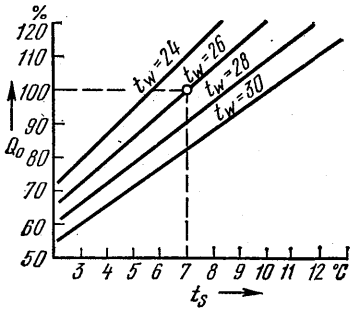


Рис. III—24. Относительные характеристики абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при обогреве греющей водой в диапазоне температур 90—120°С.

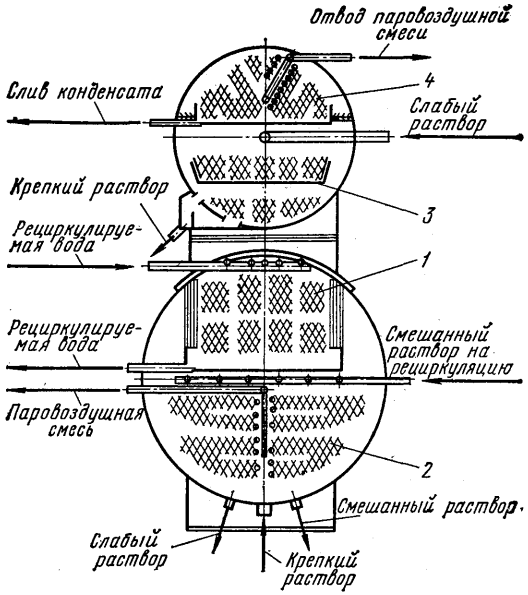


Рис. III—25. Конструкция агрегата АБХА—2500:

1 — испаритель; *2* — абсорбер; *3* — генератор; *4* — конденсатор.

Параметрический ряд абсорбционных бромистолитиевых машин включает следующие типоразмеры в кВт (тыс. ккал/г): 290 (250), 580(500), 1160(1000), 1860(1600), 2900(2500), 5800(5000).

Зарубежные фирмы выпускают широкую гамму машин производительностью от 350 кВт до 3500 кВт с компоновкой основных аппаратов в одном корпусе и до 6000 кВт в двух корпусах (блоки абсорбер-испаритель и генератор-конденсатор).

Конструкции аппаратов

Конструкции аппаратов определяются особенностью протекающих в них процессов. Основные аппараты (абсорбер, испаритель и генератор, конденсатор) объединены в блоки, которые компонуются в единую агрегатированную конструкцию. На заводе-изготовителе машины проходят контрольную сборку и поставляются укрупненными блочными узлами, массо-габаритные характеристики которых ограничиваются возможностями подъемно-транспортного оборудования завода-изготовителя и монтажных организаций и железно-

дорожным габаритом. На монтажной площадке преимущественно осуществляется сборка узлов с минимумом подгоночных операций. Отечественные конструкции абсорбционных бромистолитиевых машин выполняют главным образом из углеродистой стали и защищают ингибиторами от коррозионного воздействия раствора бромистого лития. Агрегаты устанавливают, как правило, на открытых площадках, а щиты управления — в специальном отапливаемом помещении.

Ниже приводится описание конструкции основных аппаратов (блок абсорбер-испаритель, блок генератор-конденсатор, теплообменники растворов).

Блок абсорбер — испаритель. Конструкция агрегата АБХА-2500 производительностью 2900 кВт, наиболее широко применяемого в различных отраслях промышленности, показана на рис. III—25.

Трубный пучок испарителя расположен симметрично относительно продольной оси и имеет два значения шага труб: меньший шаг — в глубине трубного пучка и больший — на периферии. Такая компоновка позволяет снизить скорость пара на выходе из трубного пучка и соответственно уменьшить гидравлическое сопротивление проходу пара.

Поверхность абсорбера *2* имеет ленточную компоновку трубного пучка. Малое число рядов труб пучка по ходу пара и широкий фронт натекания паров по всему наружному контуру позволяют снизить гидравлические потери. Трубный пучок выгораживает зону отбора паровоздушной смеси, обеспечивая кратчайший путь для выхода инертных газов, что не нарушает процесса абсорбции на смежных участках.

Расположение трубного пучка испарителя над абсорбером позволяет исключить заброс раствора в испаритель, однако требует повышения расхода рециркулируемой воды и раствора в связи с большой площадью орошения теплообменной поверхности. В некоторых конструкциях машин трубные пучки абсорбера и испарителя вытянуты в вертикальном направлении. В этом случае уменьшаются расходы рециркулируемой части раствора и воды на орошение поверхности, но требуется усиленное ограждение трубных пучков аппаратов во избежание взаимного заброса капель жидкости.

Коэффициенты теплопередачи в оросительном абсорбере 550—650 Вт/(м² · К), в испарителе — 1300—1400 Вт/(м² · К) при использовании теплообменных трубок из углеродистой стали диаметром 25 × 2,5 мм.

Конструктивная схема блоков агрегата АБХА-5000 производительностью 5800 кВт

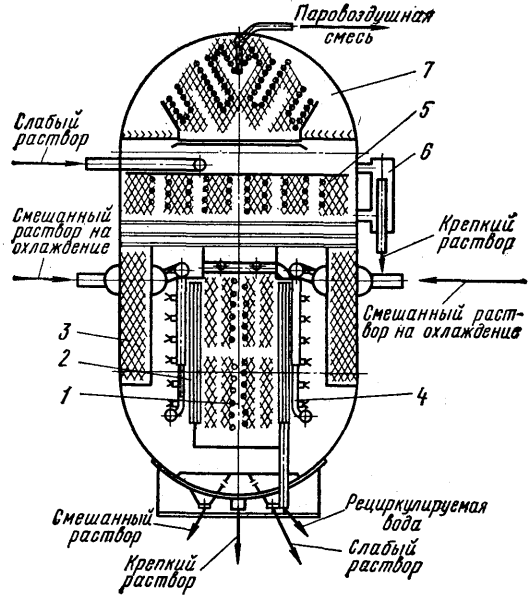


Рис. III—26. Конструкция агрегата АБХА—5000:

1 — испаритель; *2* — жалюзийная решетка; *3* — водорастворный теплообменник абсорбера; *4* — полость абсорбции с форсуночной гребенкой; *5* — генератор; *6* — переливное устройство; *7* — конденсатор.

с адиабатно-изобарным процессом абсорбции представлена на рис. III—26.

Агрегат имеет овальное сечение, блок генератор — конденсатор и абсорбер — испаритель стыкуются плоскими днищами. Такая форма позволяет наилучшим образом использовать сечение блоков и разместить аппараты в одном корпусе, имеющем длину теплообменной части 9 м при ширине блоков около 3 м в пределах железнодорожного габарита.

Испаритель *1* размещен в центре аппарата и закрыт с боков двухрядными жалюзями *2* для защиты от уноса капель воды и заброса раствора.

По периферии обечайки расположен водорастворный теплообменник *3*. Между теплообменником и жалюзи размещена камера абсорбции с оросительным узлом *4*. Разбрызгивание раствора осуществляется вертикально установленными форсуночными трубами, соединенными общим коллектором в гребенку. Форсунки создают горизонтальный факел, направленный в противоположную от жалюзи сторону. Блок разделен продольной и поперечными перегородками на 6 ступеней, изолированных по паровому пространству. Каждая

ступень включает секцию теплообменника абсорбера, камеру абсорбции с гребенкой форсуночных труб и секцию испарителя. Отверстия в перегородках для протока раствора по ступеням абсорбера и воды в испарителе перекрыты уровнем жидкости. Переохлажденный раствор разбрызгивается форсуночными трубами в полости абсорбции и насыщается парами холодильного агента из соответствующей секции испарителя. Таким образом, блок абсорбер — испаритель представляет собой 6 автономных групп абсорберов-испарителей, каждая из которых имеет свой рециркуляционный растворный насос и обеспечивает $^1/_6$ производительности. Отключение ступени остановом рециркуляционного насоса позволяет регулировать производительность машины.

Коэффициент теплопередачи в противоточном затопленном водорастворном теплообменнике абсорбера 800—850 кВт/(м² · К) — теплообменная трубка из углеродистой стали диаметром 25 × 2,5.

Блок генератор — конденсатор. Выполняют генераторы машин затопленного типа для уменьшения коррозионного воздействия раствора при высоких температурах. При этом высота слоя жидкости не превышает 300—350 мм в связи со значительным влиянием гидростатического давления столба жидкости на температуру кипения и ростом величины «недовыпаривания» раствора.

В генераторе *3* (см. рис. III—25) агрегата АБХА-2500 при значительной высоте трубного пучка выпаривание раствора осуществляется в двухъярусном слое. Поддон верхнего яруса выполнен с двойными боковыми стенками, из которых внутренняя имеет большую высоту, в нижней части внутренней стены предусмотрены отверстия для протока раствора. В этом случае производится перелив перегретого раствора из нижних слоев и его адиабатное вскипание.

Уровень раствора в нижнем ярусе устанавливается переливным устройством. Конструкция устройства позволяет отводить из генератора наиболее концентрированный и горячий раствор (из нижних слоев).

В генераторе *5* (рис III—26) агрегата АБХА-5000 благодаря плоскому днищу теплообменная поверхность размещается в один слой. Уровень раствора поддерживается переливным устройством *6*. Во избежание заброса капель раствора в конденсатор *7* предусмотрено ограждение пространства генератора жалюзийной решеткой.

Температурный режим и условия работы конденсатора такие же, как и у конденсаторов паровых турбин. Принятая ленточная компоновка трубного пучка конденсатора позволяет снизить гидравлические потери пара и осуществить эффективный отбор паровоздушной смеси из выгороженного пространства аппарата.

Коэффициент теплопередачи в затопленном генераторе 550—600 Вт/(м² · К), конденсатора — 1700—1900 Вт/(м² · К) при использовании теплообменной трубки из углеродистой стали диаметром 25 × 2,5.

Теплообменники растворов. Регенеративный теплообменник раствора выполняют кожухотрубным, прямоугольного сечения, многозаходным по трубному и межтрубному пространствам. Такая конструкция позволяет получить меньший объем по раствору, лучше организовать заходность аппаратов, более компактно вписать его в агрегат. Крепкий раствор подается в межтрубное пространство, что облегчает раскристаллизацию его горячим слабым раствором, когда она имеет место. Во избежание кристаллизации раствора, особенно в весенне-осенний период при температурах охлаждающей воды ниже 20°С, в схему машин включают подогреватель слабого раствора.

Подогреватель предназначен для подогрева холодного раствора из абсорбера обратным потоком греющей среды перед входом в теплообменник растворов. Повышение температуры слабого раствора позволяет работать при максимальной рабочей концентрации раствора 64—64,5% вне зависимости от температуры охлаждающей воды.

Эффективность применения абсорбционных бромистолитиевых машин

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины получили широкое применение благодаря возможности использовать в качестве источника энергии вторичные тепловые ресурсы, незагруженные отборы турбин ТЭЦ в неотопительный период и в ряде случаев теплоту котельных. Эти машины замещают крупные холодильные установки с центробежными компрессорами, и эффект от их применения связан с экономией топлива и высвобождением электрических мощностей.

При использовании вторичных тепловых ресурсов в качестве источника энергии достигается наибольший эффект. В этом случае полностью экономится топливо, которое затрачивалось бы для выработки электроэнергии на привод центробежных компрессоров.

Удельный расход топлива на выработку 1 ГДж холода компрессионной холодильной машиной составляет:

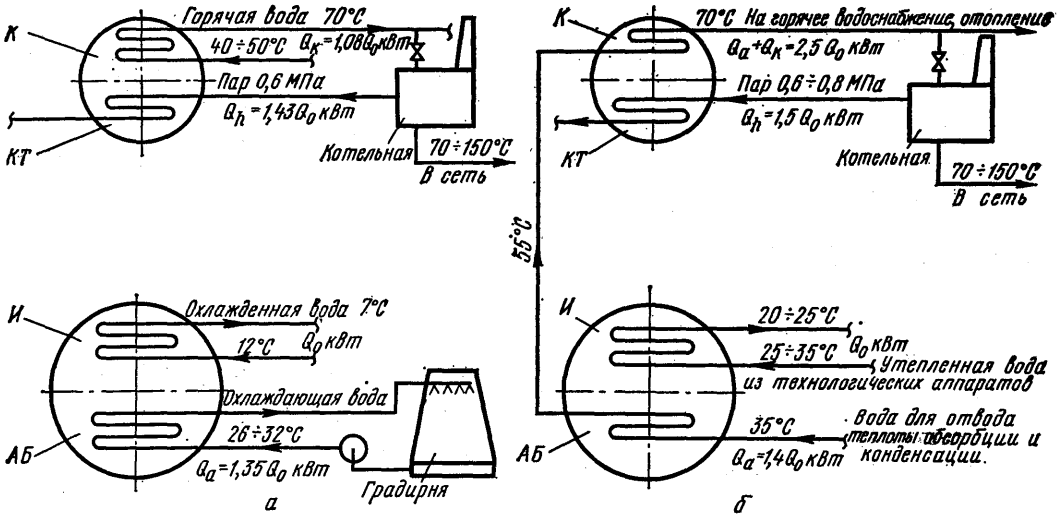


Рис. III—27. Схема использования абсорбционной бромистолитиевой машины для хладотеплоснабжения:

а — одновременная выработка холода (7°С) и горячей воды (70°С); *б* — работа по циклу понижающего термотрансформатора:

АБ — абсорбер; *И* — испаритель; *КТ* — генератор; *К* — конденсатор.

$$B_к = 278b_э/\varepsilon = 30 \text{ кг у.т/ГДж},$$

где $b_э$ — удельный расход топлива на выработку электроэнергии; $b_э = 0{,}37$ кг у. т./(кВт·ч); ε — холодильный коэффициент.

Широко используется для работы абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин теплота ТЭЦ в неотопительный период, когда тепловые отборы ТЭЦ незагружены и выработка электроэнергии осуществляется в неэкономичном конденсационном режиме. Экономия топлива достигается за счет увеличения комбинированной выработки теплоты и электроэнергии и снижения доли выработки электроэнергии в конденсационном режиме. Удельный расход топлива на выработку холода в этом случае:

$$B_т = (b_т - y\Delta b_{т.э})/\zeta = 15 \text{ кг у. т./ГДж},$$

где $b_т$ — удельный расход топлива на 1 ГДж тепла, $b_т = 38$ кг у. т./ГДж; y — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, $y = 125$ кВт · ч/ГДж, $\Delta b_{т.э}$ — удельная экономия топлива при теплофикационной выработке электроэнергии, $\Delta b_{т.э} = 0{,}22$ кг у. т./(кВт · ч); $\zeta = 0{,}7$ — тепловой коэффициент АБХМ.

Многие потребители холода удалены от ТЭЦ, и их теплоснабжение осуществляется от котельных. Использование теплоты котельных для производства холода целесообразно при применении абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин со ступенчатой генерацией, имеющих высокие значения тепловых коэффициентов (1,15—1,25). Затраты на производство теплоты для работы абсорбционной бромистолитиевой машины в этом случае соизмеримы с затратами топлива на производство электроэнергии для выработки эквивалентного количества холода машинами с центробежными компрессорами:

$$B_{кот} = 34{,}2/(\eta_{кот}\zeta) = 32{,}2 \text{ кг у. т./ГДж},$$

где $\eta_{кот} = 0{,}85$ коэффициент полезного действия котельной, $\zeta = 1{,}25$-тепловой коэффициент.

Эффект от применения абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин увеличивается при полезном использовании отводимой теплоты абсорбции и конденсации. Работа таких машин в системе котельной с учетом использования отводимой теплоты позволяет комплексно решать задачу хладотеплоснабжения производств.

Схема применения абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины для одновременной выработки охлажденной воды температурой 7°С и получения горячей воды температурой 70°С на нужды горячего водоснабжения, отопления или других целей представлена на рис. III—27, *а*.

Работа абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины осуществляется при высокой температуре конденсации ($t_к = 75 \div 80$°С). Греющей средой является водяной пар при давлении 0,5—0,6 МПа или горячая вода соответствующей температуры. Горячая вода температурой 70°С получается за счет отвода теплоты конденсации.

Теплота абсорбции при этом отводится охлаждающей водой из системы оборотного водоснабжения. Расход топлива при комплексной выработке холода и теплоты в абсорбционной бромистолитиевой машине с одноступенчатой регенерацией раствора при теплоснабжении от котельной определяется по вышеприведенной зависимости (тепловой коэффициент равен 0,7): $B_{кот} = 57{,}5$ кг у. т.

В системе, включающей холодильные центробежные компрессоры для производства холода и котельную для получения теплоты, затраты топлива для эквивалентной выработки холода и теплоты составят:

$$B_к^{кот} = w_э b_к + 1{,}1 \cdot 34{,}2/\eta_{кот} = 74{,}2 \text{ кг у. т.}$$

Экономия топлива составляет 16—18 кг у. т. на 1 ГДж холода.

Теплота абсорбции и конденсации абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины может полностью использоваться для подогрева свежей воды, направляемой для подпитки в систему котельной. В машине холодопроизводительностью 1000 кВт в этом случае можно нагреть 200 м³/ч воды до 45°С. Экономия топлива при использовании АБХМ по этой схеме составит 36 кг у. т. на 1 ГДж вырабатываемого холода.

Представляет практический интерес использование абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин для теплоснабжения при работе по схеме понижающего трансформатора (рис. III—27, *б*). В этом случае в испаритель подается вода температурой 25—35°С (например, из оборотной системы градирен) и возвращается в цикл охлажденной на 5—10°С, а теплота абсорбции и конденсации составляет полезную теплопроизводительность при температуре 60—80°С. Каждому киловатту тепловой нагрузки генератора с температурой греющей среды 160—180°С соответствует 1,6 кВт снимаемой теплопроизводительности при пониженной температуре (коэффициент трансформации 1,6).

В отдельных случаях при наличии холодного источника температурой 5—10°С можно использовать абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины, работающие по схеме повышающего трансформатора, для нагрева воды греющего источника до 70—80°С с коэффициентом трансформации 0,5—0,55.

Развитие схем и конструкций абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин за рубежом в значительной степени связано с преимущественным использованием их в системах комфортного кондиционирования воздуха административных и общественных зданий с теплоснабжением от котельных.

В Японии широко применяют абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины с двухступенчатой регенерацией раствора и обогревом паром давлением 0,8 МПа, а также машины, оборудованные генератором с топкой для сжигания газообразного или жидкого топлива. В машинах с двухступенчатой регенерацией раствора можно достаточно эффективно использовать теплоту котельных и получать как охлажденную, так и горячую воду для нужд кондиционирования и горячего водоснабжения.

Машины с одноступенчатой регенерацией раствора, использующие низкотемпературные (до 130°С) греющие среды, применяют при наличии бросовой теплоты — отработавшего пара паровых турбин, теплоты горячих газов, отводимой в технологических процессах и т. п.

Характерным примером применения таких машин в США является размещение их на крупных котельных в сочетании с пароприводным оборудованием и использование для обогрева генератора отработавшего пара паровых турбин.

Фирмы Японии и США выпускают ряд типов машин в зависимости от параметров и характера греющего источника:

ряд машин холодопроизводительностью от 350 до 3200 кВт (в одном корпусе) и до 6500 кВт (в двух корпусах) с одноступенчатой регенерацией раствора, использующих пар давлением 0,15—0,2 МПа и расходом 0,67 кг на 1 ГДж вырабатываемого холода;

ряд машин холодопроизводительностью от 700 до 4200 кВт с двухступенчатой регенерацией раствора, использующих пар давлением 0,8 МПа и расходом 0,44 кг на 1 ГДж вырабатываемого холода;

ряд машин холодопроизводительностью от 350 до 3500 кВт с двухступенчатой регенерацией раствора и генератором с топкой для сжигания газа, жидкого топлива и продувания горячих газов (такие машины предназначены для одновременного получения охлажденной и горячей воды);

Это агрегатированные установки в однокорпусном и двухкорпусном исполнении, полностью укомплектованные герметичными растворными насосами и арматурой, приборами КИП и автоматики. Наибольшее применение (более 70%) находят машины холодопроизводительностью от 350 до 1400 кВт.

Годовое производство абсорбционных бро-

мистолитиевых холодильных машин в последние годы в Японии превосходило выпуск турбокомпрессорных холодильных машин с электрическим и паровым приводом.

В США абсорбционные бромистолитиевые машины составляют меньшую часть выпускаемого крупного холодильного оборудования.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — кратность циркуляции, кг/кг;
D — количество циркулирующего холодильного агента, кг/ч;
F — количество циркулирующего раствора, кг/ч;
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·град);
p — давление, Па;
Q — тепловой поток, кВт; количество теплоты, кДж;
q — удельная теплота, кДж/кг;
R — удельное количество флегмы, кг/кг;
t — температура, °С;
ζ — тепловой коэффициент;
ξ — концентрация раствора, кг/кг.

Индексы

0 — кипение; уровень, на котором вырабатывается холод,
1, 2, 3, ..., 1°, 1′, 1″, 2′, .., — состояние рабочего вещества,
а — абсорбер;
к — конденсатор;
кот — котельная;
п — переохладитель;
с — слабый;
т — топливо;
a — слабый раствор;
c — Карно
d — пары аммиака после дефлегматора;
h — генератор;
m — средний;
o — состояние насыщения;
R — дефлегматор;
r — крепкий раствор;
s — теплоноситель;
t — теплообменник;
w — вода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бадылькес И. С., Данилов Р. Л. Абсорбционные холодильные машины. — М.; Пищевая промышленность, 1966, 356 с.

2. Блиер Б. М., Вургафт А. Б. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. М.: Пищевая промышленность, 1971. —202 с.

3. Минкус Б. А. Абсорбционно-эжекторные холодильные установки. — Труды Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности. Том. XI. Одесса, 1962, 128 с.

4. Минкус Б. А. Абсорбционно-эжекторные и абсорбционно-компрессорные холодильные установки. — Труды конференции по перспективам развития и внедрения холодильной техники в народное хозяйство СССР. — М.: Госторгиздат, 1963, 264 с.

5. Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. Холодильные машины и аппараты. — М.: Госторгиздат, 1960. —656 с.

6. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1980. —231 с.

ГЛАВА IV

ЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Общие сведения

Эжекторные холодильные машины относятся к группе теплоиспользующих. В качестве основного источника энергии к этим машинам подводится теплота. В них осуществляется одновременно два цикла: прямой (силовой), в котором теплота превращается в механическую работу, и обратный (холодильный), в котором эта механическая работа используется для получения холода [13].

Энергетические показатели эжекторных холодильных машин ниже, чем у компрессионных, вследствие больших необратимых потерь в эжекторе. Простота конструкции и обслуживания благодаря отсутствию механизмов (за исключением центробежных насосов), низкая первоначальная стоимость оборудования, высокая надежность в длительной и непрерывной эксплуатации, малые масса и габаритные размеры, возможность размещения на открытых площадках и использования теплоты низкого потенциала в ряде случаев определяют экономическую эффективность их применения.

В качестве рабочих тел в эжекторных холодильных машинах могут быть использованы вода, аммиак, R 12 и др. Однако практически применяют только пароводяные эжекторные холодильные машины, в которых рабочим телом и одновременно хладоносителем служит вода.

В общем случае рабочий пар из парогенератора *КТ* (рис. IV—1) поступает в сопло эжектора *Э*, где расширяется. При этом его энергия преобразуется в кинетическую энергию струи. Вытекая из сопла с большой скоростью, струя рабочего пара инжектирует холодный пар из испарителя *И* и, смешиваясь с ним, поступает в конденсатор *КД*. Повышение давления от p_0 (в испарителе) до $p_к$ (в конденсаторе) происходит в эжекторе в результате преобразования кинетической энергии струи в потенциальную энергию давления. Конденсат пара из конденсатора возвращается насосом *Н1* в парогенератор и через регулирующий вентиль *РВ2* в испаритель.

Через испаритель циркулирует вода (далее называемая рабочей водой), которая в нем частично испаряется. Пар отсасывается эжектором, а теплота парообразования отводится от основной массы рабочей воды благодаря чему она охлаждается. Циркуляция рабочей воды через систему потребителей холода, регулирующий вентиль *РВ1* и испаритель осуществляется насосом *Н2*. Конденсат, поступающий в испаритель через регулирующий вентиль *РВ2*, компенсирует испарившуюся часть рабочей воды.

Пароводяные эжекторные холодильные машины работают при температуре кипения выше 0°С. В них охлаждают воду для установок кондиционирования воздуха и для производственно-технологических нужд. Известно также применение этих машин для непосредственного охлаждения сыпучих тел для бетонных смесей при строительных работах и для других целей [5, 15]. Для получения температур ниже 0°С использование пароводяных эжекторных машин в настоящее время нецелесообразно.

Пароводяные эжекторные холодильные машины применяют главным образом при возможности использования вторичных энергоресурсов в виде пара, а также пара из отборов теплофикационных турбин, преимущественно в летнее время, когда отборы бывают не загружены по теплоте.

Понижение давления и соответственно температуры кипения рабочего тела не снижает объемную производительность эжектора. Это свойство наряду с исключительной простотой конструкции и обслуживания позволяет применять эжекторы в качестве поджимающих

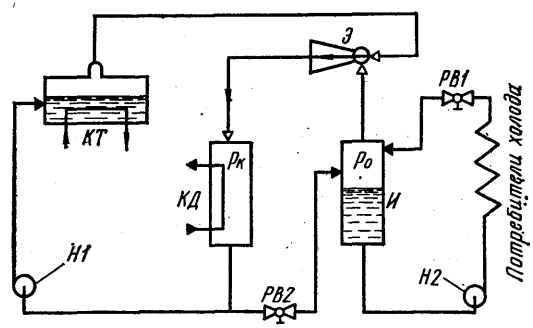


Рис. IV—1. Принципиальная схема эжекторной холодильной машины.

устройств (бустеров) при необходимости получения низких температур кипения. Известны одноступенчатые компрессионные аммиачные холодильные машины в сочетании с эжекторным бустером, в которых в качестве рабочего пара используют часть паров аммиака, сжимаемых компрессором. Несмотря на относительно невысокие энергетические показатели, такие схемы применяют вместо двухступенчатых компрессионных машин на небольших распределительных холодильниках, где необходимость в холоде при низких температурах имеет кратковременный сезонный характер [2]. Применение эжектора в комбинированных теплоиспользующих абсорбционных холодильных машинах позволяет повысить их эффективность [6].

Схемы

Рабочие схемы пароводяных эжекторных холодильных машин, кроме основных аппаратов (испаритель, главный конденсатор, главный эжектор), включают ряд устройств, обеспечивающих практическое осуществление прямого и обратного циклов, циркуляцию рабочей воды и конденсата, стабильность работы и повышение энергетической эффективности машины. К этим устройствам относятся блок вспомогательных эжекторов и конденсаторов, необходимый для непрерывного удаления воздуха, поступающего в систему аппаратов и трубопроводов машины через неплотности в соединениях, с рабочим паром и водой; насосы для воды и конденсата; регуляторы давления рабочего пара; регуляторы уровней воды в аппаратах и др.

В зависимости от способа конденсации отработавшего рабочего пара эжекторные холодильные машины подразделяют на два типа:

с поверхностными конденсаторами, в которых конденсация пара происходит на холодных трубках, образующих теплообменную поверхность, разделяющую конденсирующийся пар и охлаждающую воду, циркулирующую в трубках;

со смешивающими конденсаторами, в которых конденсация пара происходит при непосредственном контакте с охлаждающей водой.

Машины с поверхностными конденсаторами имеют меньшие габаритные размеры, их можно устанавливать как на открытых площадках, так и в помещениях (в непосредственной близости от потребителей холода) и изготовлять в виде компактных, законченных агрегатов в заводском исполнении. В машинах со смешивающими конденсаторами конденсат не сохраняется и не возвращается в парогенератор, что вызывает дополнительные расходы на водоподготовку. В большинстве случаев эти машины выполняют с барометрическим отводом воды из конденсаторов и испарителей. При одинаковых температурах испарения и охлаждающей воды и параметрах рабочего пара расход рабочего пара в этих машинах несколько меньше, чем в машинах с поверхностными конденсаторами, вследствие более благоприятных условий теплопередачи, меньшей конечной разности температур и соответственно более низкого давления конденсации.

Холодильный цикл пароводяной эжекторной холодильной машины протекает при давлении ниже атмосферного. Температура кипения рабочей воды обычно 2—15°С, что соответствует остаточному давлению в испарителе 700—1700 Па. Парциальное давление конденсации водяных паров при температуре охлаждающей воды 20—35°С не превышает 4000—8500 Па.

Присутствие неконденсирующихся газов увеличивает общее давление в аппаратах и степень повышения давления в главном эжекторе, что снижает холодопроизводительность и заставляет увеличивать расход рабочего пара. Поэтому принимают специальные меры к герметизации системы аппаратов, трубопроводов и арматуры машины и удалению неконденсирующихся газов.

В рабочих схемах машин (рис. IV—2 и IV—3) охлажденная рабочая вода насосом *1* из испарителя *2* подается потребителю, от которого через регулирующий вентиль *3*, поддерживающий в системе потребителя давление выше атмосферного, и разбрызгиватель *4* возвращается в испаритель.

Рабочий пар, поступающий к главному эжектору *5* через редукционный клапан *16*, отсасывает холодный пар из испарителя. Смесь холодного и рабочего пара, сжатая в эжекторе, поступает в главный конденсатор *6*, где конденсируется, отдавая теплоту конденсации охлаждающей воде, циркулирующей через главный конденсатор. Воздух (неконденсирующиеся газы) удаляется вспомогательными паровыми эжекторами первой *7* и второй *8* ступени. Пар эжектора первой ступени конденсируется в конденсаторе *9*, разгружая эжектор второй ступени.

В машинах с поверхностными конденсаторами пар эжектора второй ступени конденсируется в конденсаторе *10* при давлении, незначительно превышающем атмосферное, с которым воздух вытесняется в атмосферу, а конденсат из вспомогательных конденсаторов *9* и *10* под действием разности давлений через дроссельные клапаны *11* и *12* поступает в главный конденсатор, из которого удаляется насосом *13* и через невозвратно-запорный

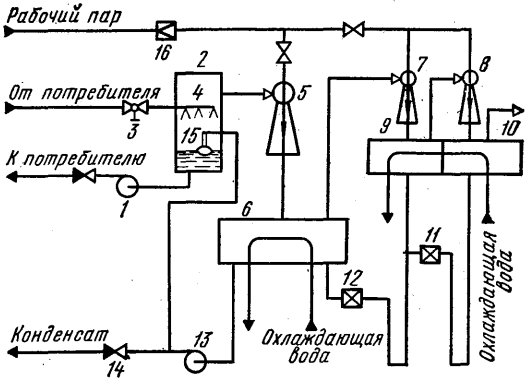


Рис. IV—2. Схема машины с поверхностным конденсатором.

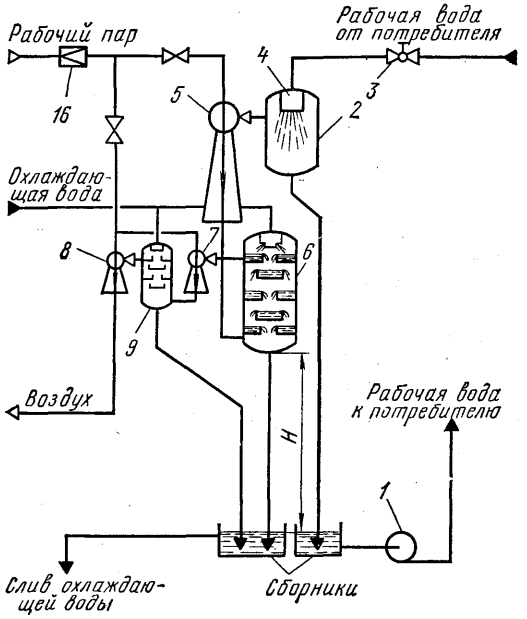


Рис. IV—3. Схема машины со смешивающими конденсаторами и с барометрическим отводом воды из аппаратов.

клапан *14* возвращается в парогенератор. Часть конденсата, компенсирующая испарившуюся рабочую воду, через поплавковый клапан *15*, который служит вторым регулирующим вентилем, возвращается в испаритель.

При барометрическом отводе воды аппараты располагают на большой высоте и сливные (барометрические) трубы вводят в сборники под уровень воды, благодаря чему образуются гидравлические затворы, препятствующие попаданию атмосферного воздуха в аппараты. Высота столба воды в сливной трубе над уровнем в гидравлическом затворе:

$$H = (B + \Delta h - p_к)/(9{,}8 \cdot 10^3) + h,$$

где Δh — гидравлическое сопротивление сливной трубы; h — гарантийный запас, учитывающий колебания значений Δh и $p_к$ при эксплуатации, принимается 0,5—1,0 м.

В машинах со смешивающими конденсаторами испарившуюся в испарителе часть рабочей воды компенсируют не конденсатом, а водой из внешнего источника. Ее подают в сборник рабочей воды через поплавковый клапан, поддерживающий постоянный уровень в сборнике, необходимый для гидравлического затвора. В сборнике охлаждающей воды и конденсата для создания гидравлического затвора сливной патрубок располагают на необходимой высоте.

Различные модификации схем выполняют применительно к условиям работы и параметрам рабочих сред в целях улучшения эксплуатационных характеристик, в частности для уменьшения расхода рабочего пара и охлаждающей воды. Например, последовательное трехступенчатое охлаждение рабочей воды в испарителе с трехступенчатой конденсацией пара в главном конденсаторе при соединении ступеней высокого и низкого давления в испарителе с соответствующими ступенями конденсатора снижает среднее отношение давлений в главном эжекторе на 30—35%.

Системы рабочей воды испаритель — потребитель холода, как правило, рециркуляционные. В зависимости от типа теплообменных аппаратов потребителей они могут быть закрытые (в них отсутствует контакт рабочей воды с воздухом) или открытые. В открытых системах, например в установках кондиционирования воздуха с форсуночными кондиционерами или с аккумуляторными емкостями, приток воздуха в машину больше. В этих случаях, так же, как и при охлаждении для технологических нужд воды из водоемов без ее рециркуляции, необходимо усиление воздухоотсасывающих устройств.

Основы теории и расчета

Теоретический цикл изображен в *s*, *T*-диаграмме на рис. IV—4. Процессы расширения, смешения и сжатия происходят в идеальном эжекторе. Рабочий пар в сопле расширяется от давления p_1 в котле до давления в испарителе p_0 (линия *1—2*) и смешивается с холод-

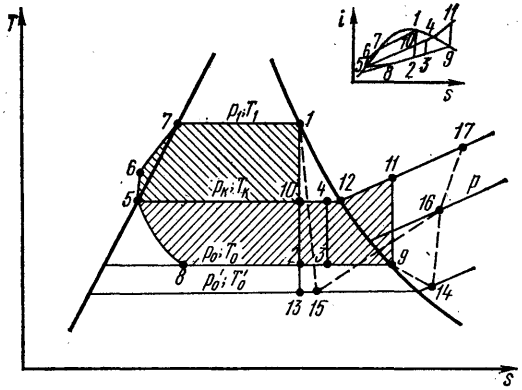


Рис. IV—4. Цикл эжекторной холодильной машины в s —T и i — S-диаграммах.

ным паром, параметры которого характеризуются точкой *9*. Смесь рабочего и холодного пара сжимается до давления в конденсаторе $p_к$ (линия *3—4*). Расширение и сжатие происходят по изоэнтропам, смешение — по изобаре при давлении кипения p_0.

Смесь в конденсаторе сжижается (линия *4—5*). Основное количество конденсата насосом перекачивается в котел (линия *5—6*), а часть его возвращается в испаритель после дросселирования в регулирующем вентиле (линия *5—8*). В котле происходят нагрев конденсата (линия *6—7*) и парообразование (линия *7—1*), в испарителе — испарение (линия *8—9*).

В машине совершаются два цикла. Если условно представить сжатие в эжекторе — отдельно рабочего пара (линия *2—10*) и холодного пара (линия *9—11*), то прямой силовой цикл будет изображаться линиями *1—10—5—6—7—1* и обратный холодильный цикл — линиями *9—11—12—5—8—9*.

Для анализа теоретического цикла (так же, как в дальнейшем действительного) представляет интерес затрата энергии на осуществление холодильного цикла. Ее удобно выражать через величину удельного расхода рабочего пара $a = G/G_0$, где G и G_0 — массы циркулирующих в цикле соответственно рабочего и холодного пара. Значение a в теоретическом процессе наиболее точно определяют по формуле [3] $a = [i_{10} - i_9 + T_к(s_9 - s_1)]/(i_1 - i_{10})$.

Действительный процесс отличается от теоретического [8, 9]. Давление при входе в камеру смешения эжектора p_0' ниже давления в испарителе p_0. При расширении рабочего пара в сопле имеет место трение о стенки сопла, а также внутри потока пара. На преодоление трения затрачивается часть работы расширения, которая превращается в теплоту, вследствие чего пар расширяется от давления p_1 до давления p_0' по политропе (*1—15*). Эти потери учитываются коэффициентом скорости φ_1.

Холодный пар расширяется на пути из испарителя в камеру смешения эжектора от давления p_0 до давления p_0' (линия *9—14*). Потери на трение в этом процессе оценивают с помощью коэффициента скорости φ_4.

В камере смешения эжектора холодный пар смешивается с рабочим паром. Одновременно выравниваются скорости и повышается давление от p_0' до некоторого значения p (линии *14—16* и *15—16*). Процесс происходит с возрастанием энтропии, так как смешение двух потоков пара сопровождается потерями на удар, которые характеризуются коэффициентом скорости камеры смешения φ_2.

В диффузоре эжектора происходит дальнейшее повышение давления смеси рабочего и холодного пара от давления p до $p_к$, также с возрастанием энтропии, так как процесс превращения кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления протекает необратимо (линия *16—17*). Потери в диффузоре характеризуются коэффициентом скорости φ_3.

Удельный расход рабочего пара в действительном цикле $a_д$ больше, чем в теоретическом, вследствие необратимых потерь в элементах эжектора и может быть выражен в функциональной зависимости от коэффициентов скорости элементов эжектора, параметров пара в разных точках действительного процесса и показателей адиабаты k:

$$a_д = f(\varphi_1\varphi_2\varphi_3\varphi_4 p_0' p_к i_1 i_{13}' v_3 k).$$

Использование такой функциональной зависимости для практического определения расхода рабочего пара в эжекторных холодильных машинах затруднено. Потери в элементах эжектора, характеризуемые коэффициентами φ_1 φ_2 φ_3 φ_4, зависят от правильного выбора конструкции, чистоты поверхности этих элементов и других факторов. Эти потери можно оценить только приближенно. Кроме того, в приведенной функциональной зависимости не учитывается влияние воздуха, который попадает в машину с рабочим паром и водой, а также через неплотности в соединениях. Наиболее надежным источником для определения $a_д$ являются опытные данные, полученные при испытаниях эжекторных машин в различных условиях.

По опытным данным, для пароводяных эжекторных машин различных конструкций установлена зависимость $a_д$ от отношения

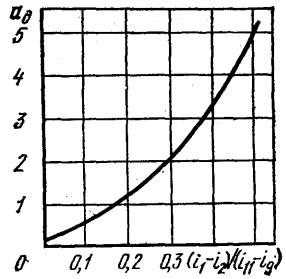


Рис. IV—5. Зависимость удельного расхода рабочего пара $q_д$ от отношения $(i_1 - i_2)/(i_{11} - i_9)$.

$(i_1—i_2)/(i_{11}—i_9)$ (см. рис. IV—5), где $(i_1—i_2)$ — разность энтальпий при адиабатном расширении рабочего пара в сопле от p_1 до p_0 и $(i_{11}—i_9)$ — повышение энтальпии холодного пара при адиабатном сжатии его в диффузоре от p_0 до $p_к$ [14]. Этот график можно рекомендовать для определения a_∂. На графике даны оптимальные значения a_∂. Для обеспечения устойчивой работы машин, а также для того чтобы учесть расход рабочего пара при удалении воздуха вспомогательными эжекторами, следует увеличивать значения, полученные из графика, на 5—10%.

Энергетической характеристикой работы эжекторной холодильной машины как теплоиспользующей машины являются тепловые коэффициенты, представляющие собой отношение полученного холода к затраченной теплоте. В теоретическом цикле $\zeta = q_0/(aq)$; в действительном $\zeta_\partial = q_0/(a_\partial q)$, где q — теплота, подведенная в цикле в 1 кг циркулирующего рабочего тела.

Степень термодинамического совершенства эжекторной холодильной машины представляет собой отношение тепловых коэффициентов действительного и теоретического циклов: $\eta = \zeta/\zeta_\partial = a/a_\partial$.

Для современных эжекторных холодильных машин, в зависимости от условий работы и конструкции $\eta \cong 0{,}14 \div 0{,}18$.

В тепловом расчете пароводяной машины определяют количество холодного пара, которое должно быть получено и отведено из испарителя для обеспечения заданной холодопроизводительности: $G_0 = Q_0/[0{,}95r_0 + c(t_0 — —t_{к.в})]$, где 0,95 — степень сухости холодного пара; $t_{к.в}$ — температура воды, компенсирующей испарившуюся воду.

Количество рабочего пара $G = a_\partial G_0$ находят по графику (см. рис. IV—5) в зависимости от заданных его параметров и отношения давлений $p_к/p_0$. Значение $p_к$ зависит от температуры и количества охлаждающей воды и конструкции конденсатора. При определении значений Δi и других параметров рабочего и холодного пара пользуются s—i-диаграммами для водяного пара в области высоких и низких температур.

Количество рабочей воды, циркулирующей в контуре испарителя, находят делением Q_0 на величину $c(t_{s1} — t_0)$.

Для определения конструктивных размеров главного эжектора (рис. IV—6) должны быть известны количества рабочего и холодного пара G и G_0, давление рабочего пара перед соплом p_1 и его удельный объем v_1.

Площадь поперечного сечения проточной части сопла (горло диаметром d_1) $f_1 = G/(b\sqrt{p_1/v_1})$. Значение b для насыщенного пара составляет 0,63, для перегретого —0,67. Для выходного сечения сопла (диаметром d_2) площадь $f_2 = Gv_2/w_2$.

Значение удельного объема рабочего пара в конце политропного расширения v_2 находят по s — i-диаграмме для водяного пара. При

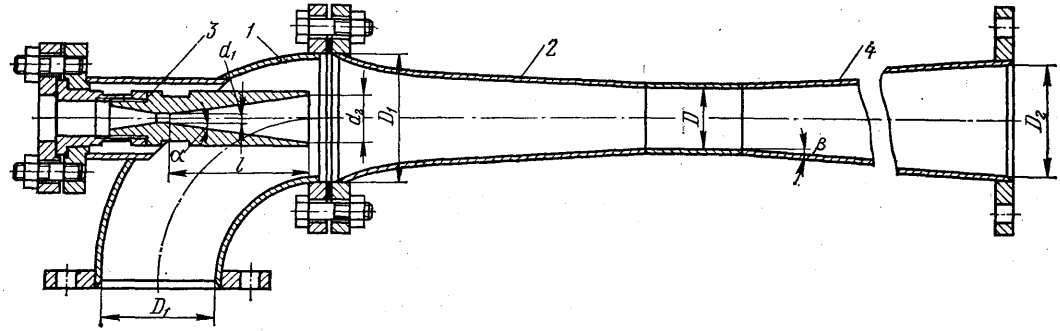


Рис IV—6. Главный эжектор:
1 — камера всасывания; *2* — камера смешения; *3* — сопло; *4* — диффузор.

этом давление в конце политропного расширения принимают равным давлению в испарителе p_0; при определении энтальпии исходят из величины потерь при истечении пара, характеризуемых коэффициентом $\varphi = 0{,}95 \div 0{,}98$. Скорость истечения $w_2 = 44{,}7\varphi\sqrt{i_1 - i_2}$.

Длина расширяющейся части сопла $l = (d_2 - d_1)/(2\mathrm{tg}\alpha/2)$. Угол α принимают в пределах от 6 до 20°.

Площадь наименьшего сечения проточной части эжектора (горло диаметром D) $F = (G + G_0)/(0{,}63\sqrt{p_к/v_к})$, где $p_к$ и $v_к$ — давление и удельный объем пара после сжатия в диффузоре (в практических расчетах их принимают равными параметрам пара в главном конденсаторе). Исходя из этой формулы, определяют диаметр горла D.

Диаметр входного сечения диффузора D_1 принимают равным диаметру всасывающего патрубка, диаметр выходного сечения D_2 определяют по количеству холодного и рабочего пара, исходя из скорости движения пара 70—90 м/с. Длину диффузора находят так же, как и длину расширяющейся части сопла, угол β принимают равным 6—8°.

При конструировании конденсаторов стремятся к максимальному уменьшению $\Delta t = t_к - t_{w2}$. В эжекторных машинах с поверхностными конденсаторами кратность охлаждения (количество охлаждающей воды, затраченной на конденсацию 1 кг пара) колеблется от 80 до 160 кг/кг. При этом достигается Δt от 5 до 8°С. В смешивающих конденсаторах при большем значении кратности охлаждения значение Δt можно уменьшить до 0,5—1°С, что является одним из их преимуществ.

Скорость воды в трубках поверхностных конденсаторов принимают равной 1,5—2,3 м/с. Коэффициент теплопередачи 2800 — 3500 Вт/(м² · К). Сопротивление в паровом пространстве составляет 100—200 Па, гидравлическое сопротивление трубной полости при двух—четырех ходах по воде 20—50 кПа.

Размеры и тепловые характеристики конденсатора, определяемые в результате теплового расчета, должны обеспечить остаточное давление в конденсаторе ниже предельного давления $p_{к(пр)}$, развиваемого главными эжекторами.

Конструктивные размеры элементов воздухоотсасывающего устройства, состоящего из вспомогательных эжекторов и конденсаторов первой и второй ступеней, определяют по количеству отсасываемой паровоздушной смеси. Для условий работы конденсаторов эжекторных холодильных машин можно принимать количество отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси $G_{см} = 2{,}5\ G_в$, где $G_в$ — количество воздуха, поступающее в машину, которое можно определить на основании следующих рекомендаций.

Количество воздуха, поступающее с рабочим паром, незначительно и обычно не учитывается. С рабочей водой воздух поступает только в открытых системах, например из открытых водоемов, или при рециркуляции в системах с форсуночными кондиционерами. С охлаждающей водой воздух может поступать в вакуумную полость машины только в конденсаторах смешивающего типа. Количество воздуха в воде при температуре 10—30°С принимают равным 20—25 г/м³, а приток воздуха через неплотности соединений $(1{,}5 \div 2)10^{-5}$ кг/с на 1 м периметра прокладочных уплотнений.

При определении производительности эжекторов учитывают также время для первоначальной эвакуации воздуха из аппаратов и трубопроводов машины. Для первоначального вакуумирования машины до остаточного давления 3300 Па за время 12—15 мин производительность по воздуху должна быть не менее $G_в = (1{,}2 \div 1{,}5)10^{-4}V$, где V — объем аппаратов и трубопроводов машины, подлежащий вакуумированию.

Расход рабочего пара на каждую ступень эжектора при равных отношениях давлений сжатия в ступенях и при оптимальном для воздухоотсасывающих эжекторов давлении рабочего пара 700 кПа составляет 10—12 кг на 1 кг отсасываемого воздуха.

Расчет конструктивных размеров вспомогательных воздушных эжекторов приведен в специальной литературе [1].

Характеристики

Эжекторные холодильные машины проектируют для работы в определенных интервалах температур (давлений) кипения и конденсации. Интервал давлений ограничивается допустимым отношением давлений в эжекторе. Машины рассчитывают на наиболее тяжелые температурные условия (степени повышений давления), которые могут быть в эксплуатации, так как отклонение от расчетных условий может вызвать неустойчивую работу эжекторов, сопровождающуюся уменьшением холодопроизводительности или прекращением генерации холода [7, 12].

Условия, гарантирующие нормальную работу машины без признаков неустойчивой работы эжекторов, обеспечиваются правильным выбором параметров рабочего пара, охлаждающей и рабочей воды, значений $a_д$, грамотным решением конструкции машины и проектной схемы установки, соблюдением тех-

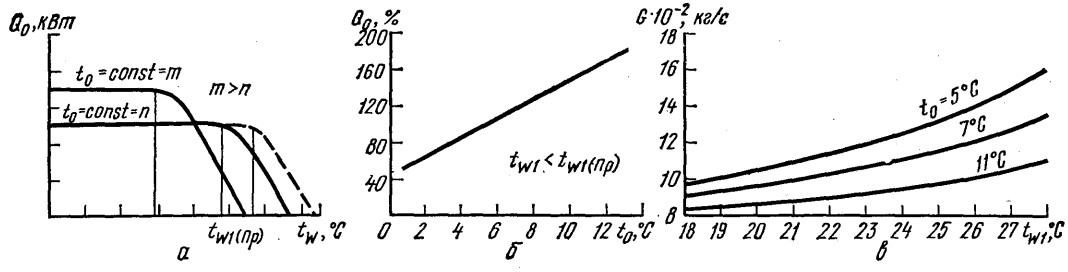


Рис. IV—7. Эксплуатационные характеристики пароводяных эжекторных холодильных машин: *а* — зависимость холодопроизводительности Q_0 от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{w1} при постоянной температуре кипения t_0; *б* — характер изменения холодопроизводительности Q_0 при изменении температуры кипения t_0; *в* — ориентировочный расход рабочего пара в главных эжекторах G (в кг/с на 100 кВт холодопроизводительности) в зависимости от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{w1} при давлении рабочего пара 800 кПа.

нологических требований к изготовлению элементов машины и качеством монтажа оборудования установки.

При соблюдении расчетных параметров по интервалу температур и строгом поддержании расчетного давления рабочего пара машины работают надежно и безотказно в течение длительного эксплуатационного периода.

Характеристика работы машины на переменных режимах (рис. IV—7), т. е. в условиях расчетных и отличающихся от них, определяется характеристикой главных эжекторов — аппаратов неизменных геометрических размеров и поэтому однорежимного действия (работают с максимальной эффективностью только при расчетном режиме).

Режим, при котором эжектор развивает максимальную производительность (при данных параметрах рабочего и холодного пара), т. е. достигается максимальное (предельное) значение $G_{0(пр)}$ и соответственно $Q_{0(пр)}$, называют предельным режимом. Этому режиму соответствует и свое максимальное (предельное) давление сжатия $p_{к(пр)}$, развиваемое эжектором при данных параметрах рабочего и холодного пара и значении $a_д$. В предельном режиме при давлении за эжектором $p_к \leqslant p_{к(пр)}$ количество отсасываемого эжектором холодного пара G_0 постоянно и равно $G_{0(пр)}$. При $p_к > p_{к(пр)}$ эжектор входит в допредельный режим и количество отсасываемого холодного пара G_0 резко снижается.

При повышении температуры охлаждающей воды t_{w1}, поступающей в конденсатор, давление в конденсаторе и соответственно давление за эжектором $p_к$ также повышаются. До тех пор, пока $t_{w1} < t_{w1(пр)}$, т. е. температуры, при которой достигается $p_{к(пр)}$ в конденсаторе (см. рис. IV—7, *а*), холодопроизводительность машины Q_0 остается постоянной. При $t_{w1} > t_{w1(пр)}$ холодопроизводительность Q_0 снижается и в предельном случае не только полностью прекращается генерация холода, но и происходит нагрев рабочей воды за счет поступающей в испаритель части рабочего пара из эжектора.

При понижении t_{w1} или увеличении количества охлаждающей воды холодопроизводительность не становится больше. Возрастание нагрузки на машину вызывает повышение температуры кипения (переход на верхнюю кривую см. рис. IV—7, *а*). Соответственно увеличиваются G_0, Q_0 и нагрузка на конденсатор, что в свою очередь вызывает повышение $p_к$. Так как количество рабочего пара с повышением t_0 остается неизменным, уменьшается $a_д$ и соответственно снижается давление $p_{к(пр)}$, развиваемое эжектором. Переход в допредельный режим наступает при более низком, чем $t_{w1(пр)}$, значении предельной температуры охлаждающей воды.

С возрастанием давления рабочего пара перед эжекторами увеличиваются его расход и соответственно значение $a_д$, что позволяет несколько повысить значение $p_{к(пр)}$ и обеспечить работу машины при предельной температуре охлаждающей воды, несколько более высокой, чем $t_{w1(пр)}$ (пунктирная линия на рис. IV—7, *а*). Однако при этом Q_0 практически не увеличивается.

С другой стороны, снижение давления рабочего пара перед эжекторами возможно и экономично, если соответствующее новому значению $a_д$ значение $t_{w1(пр)} > t_{w1}$ в данное время работы машины.

В пределах температур рабочей воды 0—15°С холодопроизводительность машины в зависимости от температуры кипения t_0 из-

меняется линейно (рис. IV—7, *б*). При крутой характеристике $Q_0 = f(t_0)$ холодопроизводительность установки в часы кратковременных пиковых нагрузок можно увеличить за счет относительно небольшого повышения t_0. Однако при повышении нагрузки одновременно уменьшается $a_д$, увеличиваются паровая нагрузка на конденсатор и соответственно $p_к$. В результате машина может войти в зону неустойчивой работы раньше, чем при расчетном номинальном значении t_0.

На рис. IV—7, *в* показана характеристика изменения расхода рабочего пара в зависимости от температуры охлаждающей воды и температуры кипения. Этим графиком можно пользоваться для ориентировочного определения расхода рабочего пара при энергетическом сопоставлении пароводяных эжекторных холодильных машин с холодильными машинами других типов.

Для эжекторных холодильных машин предпочтительно давление рабочего пара 700—1000 кПа, при котором получают удовлетворительные конструктивные размеры конденсаторов, главных эжекторов, трубопроводов и арматуры. Давление пара 700 и 1000 кПа является стандартным давлением отбора отечественных теплофикационных паровых турбин. При меньших давлениях расход пара резко возрастает, при бо́льших — незначительно уменьшается. Использование пара с давлением свыше 1000 кПа по условиям прочности связано с необходимостью перехода к более высокой категории условных давлений (от низкого к среднему) конструкции элементов машины, что удорожает машину. Применение пара с давлением ниже 700 кПа (в частности 120 и 200 кПа), в ряде случаев, несмотря на увеличение конструктивных размеров машины, может оказаться выгодным, так как позволяет использовать отборы пара теплофикационных турбин во всем диапазоне давлений. Это особенно важно для эжекторных машин, работающих в летнее время, когда их можно снабжать теплотой из отборов теплофикационных турбин, не загруженных по теплоте в этот период [10].

Расход охлаждающей воды в пароводяных эжекторных машинах в три-четыре раза больше, чем в компрессионных холодильных машинах. Это объясняется тем, что основное количество воды затрачивается на конденсацию рабочего пара.

В машинах со смешивающими конденсаторами расход охлаждающей воды 0,25—0,6 м³, с поверхностными конденсаторами — 0,35—0,85 м³ на 1 кВт холодопроизводительности. Кратность охлаждения конденсаторов следует по возможности увеличивать, чтобы снизить температуру конденсации и сократить расход рабочего пара. Кратность охлаждения назначают на основании экономических соображений в зависимости от источника водоснабжения, стоимости воды и пара.

Регулирование производительности и автоматизация управления

Возможны два способа регулирования холодопроизводительности: дросселированием холодного пара и изменением числа работающих эжекторов.

При данных размерах проточной части камеры смешения и диффузора главного эжектора, соответствующих расчетным значениям параметров холодного и рабочего пара, при неизменной температуре кипения t_0 количество отсасываемого из испарителя холодного пара, а, следовательно, холодопроизводительность машины можно изменить дросселированием холодного пара при помощи задвижки или заслонки между испарителем и камерой всасывания. Такой способ регулирования не экономичен, так как расход рабочего пара при этом не снижается. Уменьшение расхода рабочего пара при постоянном его давлении с сохранением значения $a_д$, требуемого для устойчивой работы эжектора, конструктивно очень сложно (необходимо изменять сечение проточной части сопел). Кроме того, дроссельные устройства в потоке холодного пара в связи с большим его удельным объемом получаются громоздкими.

Поэтому в пароводяных эжекторных холодильных машинах регулирование производительности осуществляется путем уменьшения числа работающих главных эжекторов и, следовательно, может быть только ступенчатым. Диапазон и число ступеней регулирования определяются количеством и производительностью главных эжекторов в машине. Эжекторы выключают, прекращая подачу рабочего пара. Этот способ регулирования идентичен последовательному выключению цилиндров, например отжимом всасывающих клапанов в холодильных поршневых компрессорах.

Схемы регулирования отличаются принципом и конструктивным выполнением затворов, препятствующих выравниванию давлений в испарителе и конденсаторе и между секциями испарителя. Практически возможны три схемы регулирования [11]:

с отделением испарителя от конденсатора запорной арматурой, установленной между испарителем и эжектором или между эжектором и конденсатором;

с несколькими главными конденсаторами, каждый из которых обслуживает эжектор

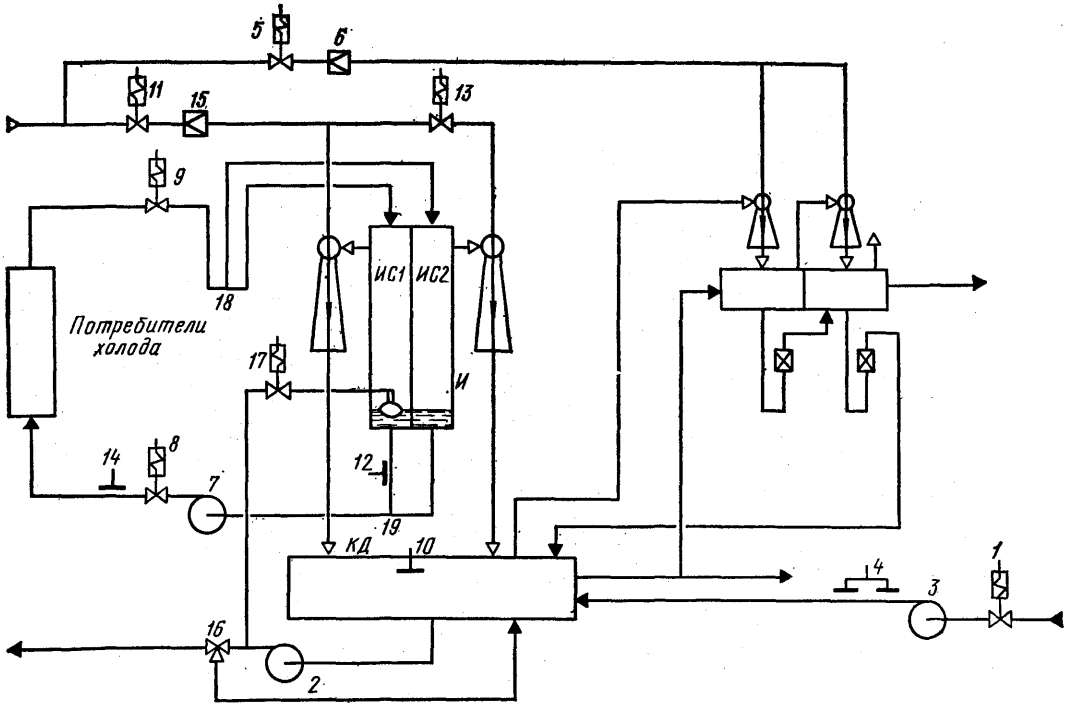


Рис. IV—8. Схема автоматического управления пароводяной эжекторной холодильной машиной.

или группу эжекторов, определяющих ступень регулирования;

с разделением испарителя на полости регулирования при помощи гидравлических затворов.

Наиболее простой, а также доступной для автоматизации является третья схема регулирования, представленная на рис. IV—8. Каждый главный эжектор или группа эжекторов имеют свою полость (секцию) испарителя (*ИС1*, *ИС2*), отделенную от остальных полостей герметичными перегородками и гидравлическими затворами на входе и выходе рабочей воды (*18* и *19*). Для уменьшения производительности машины закрывают вентиль *13*, чем прекращают доступ рабочего пара в отключаемый эжектор или группу эжекторов. При этом в отключенной секции испарителя устанавливается давление, равное давлению в главном конденсаторе, а гидравлические затворы под действием разности давлений в конденсаторе и испарителе препятствуют перетеканию рабочей воды через неработающую секцию испарителя и пара из главного конденсатора в работающие секции.

Высоту гидравлических затворов рассчитывают из условия максимальной разности давлений в конденсаторе и испарителе с учетом значения скоростного напора в трубопроводах рабочей воды. Если скоростной напор в подающих трубах очень велик и требуется гидравлический затвор большой высоты, в автоматизированных машинах вместо гидравлического затвора устанавливают автоматическую запорную арматуру на трубопроводах, подающих рабочую воду в секции испарителя.

Вспомогательные воздушные эжекторы продолжают работать, поддерживая вакуум в аппаратах при выключении всех главных эжекторов, что обеспечивает их последующее быстрое ручное или автоматическое включение при увеличении тепловой нагрузки.

В отечественных машинах регулирование холодопроизводительности осуществляется только по схеме с разделением испарителя на

секции. Количество секций обычно две или три, т. е. шаг регулирования 50 и 33%, а количество главных эжекторов в каждой регулируемой секции — от одного до шести.

Современные технические средства позволяют полностью автоматизировать процессы управления эжекторными холодильными машинами и контроля за их работой и обеспечить надежность длительной и непрерывной работы без постоянного местного обслуживания. Поскольку холодильные эжекторные машины применяют главным образом для сезонного кондиционирования воздуха и для охлаждения воды в непрерывных технологических процессах (число пусков и остановок в течение эксплуатационного периода ограниченное), часто бывает целесообразна частичная автоматизация (первоначальный пуск и остановку машины осуществляют вручную).

Система комплексной автоматизации эжекторной холодильной машины с поверхностными конденсаторами (рис. IV—8) включает:

1. Ступенчатое регулирование холодопроизводительности путем балансирования ее с тепловой нагрузкой и поддержание заданной температуры рабочей воды на выходе из испарителя. При снижении тепловой нагрузки датчики температуры *14* и *12* подают сигнал на закрытие электромагнитных вентилей соответственно *13* и *11*. Вначале прекращается поступление рабочего пара в группу главных эжекторов секции испарителя *ИС2*, затем в случае дальнейшего снижения нагрузки и секции *ИС1*.

2. Регулирование уровней воды в испарителе и главном конденсаторе, необходимое для постоянного сохранения требуемой для нормальной работы насосов *7* и *2* геометрической высоты на всасывании, а также для питания испарителя водой, компенсирующей испарившуюся часть рабочей воды. Это обеспечивается обычными поплавковыми регуляторами; в случае использования ограниченных по высоте помещений в конденсаторах применяют астатический регулятор непрямого действия с жесткой обратной связью *16* типа, применяемого для поддержания уровня в барабанах паровых котлов. Уровень в испарителе поддерживается посредством подпитки его конденсатом, а в главном конденсаторе — путем рециркуляции части конденсата, компенсирующей неравномерность паровой нагрузки на переменных режимах, а также возможную неравномерную производительность конденсатного насоса.

3. Поддержание заданного давления рабочего пара при помощи регулирующих клапанов, устанавливаемых перед главными и вспомогательными воздушными эжекторами *15* и *6*. Установка двух регулирующих клапанов облегчает автоматический ввод машины в действие и позволяет при кратковременном снятии тепловой нагрузки поддерживать машину в состоянии полной готовности к работе без предварительного вакуумирования. В качестве регулирующих клапанов могут быть использованы обычные пружинные или рычажные регуляторы. В ответственных случаях устанавливают регуляторы непрямого действия с жесткой обратной связью, обеспечивающие высокую точность и надежность.

4. Защиту при аварийных ситуациях:

от замерзания воды в испарителе путем прекращения подачи рабочего пара на все главные эжекторы воздействием датчика температуры *12* при снижении температуры рабочей воды ниже 1°С (отсутствие тепловой нагрузки) на электромагнитный вентиль *11*;

от чрезмерного повышения давления в главном конденсаторе в случае прекращения циркуляции охлаждающей воды воздействием перепадомера *4* на все элементы системы, обеспечивающие полный вывод машины из действия (клапаны *1*, *5*, *8*, *9*, *11*, *13* и *17*), и пусковые устройства насосов *3*, *7* и *2*;

при остаточном давлении в главном конденсаторе более $2{,}5 \times 10^4$ Па, свидетельствующем о разгерметизации машины или отсутствии циркуляции охлаждающей воды при неисправном перепадомере, воздействием датчика давления *10* на клапаны, прекращающие подачу рабочего пара на главные эжекторы.

5. Дистанционный ввод в действие и вывод из действия машины, осуществляемый с пульта управления. При вводе в действие подается одновременный сигнал на открытие клапанов *1*, *5*, *8*, *9*, *17* и пуск насосов *2*, *3*, *7*. Пуск насосов по программе осуществляется после появления сигналов открытого положения клапанов *1*, *8*, *9*, *17*. Открытие клапана *5* происходит по сигналу перепадомера *4* о наличии циркуляции охлаждающей воды. Пуск рабочего пара на главные эжекторы производится по сигналу датчиков температуры *12*, *14* по разрешению датчика давления *10* при достижении остаточного давления в аппаратах машины не более 4000 Па.

В настоящее время для систем управления эжекторными холодильными машинами наряду с релейно-контактными и бесконтактными применяют логические элементы [4]. В зависимости от конструкции сервомоторов исполнительных механизмов арматуры (электромагнитные, пневматические или гидравлические) используют различные системы передачи командных импульсов — непосредственно или через манипуляторы, открываю-

щие доступ силовой среды (вода, масло, воздух) к сервомоторам.

При частичной автоматизации машин без дистанционного ввода машины в действие, клапаны *1*, *8*, *9*, *17* заменяют ручными и исключают программирование пуска, что значительно упрощает всю систему автоматического управления.

Конструкции

Машины обычно выполняют в виде агрегатов, включающих теплообменные аппараты, эжекторы и внутримашинный трубопровод с запорной, регулирующей и защитной арматурой. Как правило, машины имеют несколько параллельно работающих главных эжекторов, что уменьшает габаритные размеры машины, а также позволяет осуществлять регулирование холодопроизводительности.

Схемы агрегатирования машин (см. рис. IV—9) применяют для широкого диапазона производительностей от 200 до 2000 кВт.

При горизонтальном расположении главных эжекторов перпендикулярно к основным аппаратам (рис. IV—9 *а*) из-за большой длины эжекторов машина занимает большую площадь и имеет два фронта обслуживания. Компактность машины повышается при горизонтальном расположении главных эжекторов параллельно основным аппаратам, однако при этом получается неудовлетворительное газораспределение, так как отсос пара из испарителя и ввод в главный конденсатор односторонние.

Значительно компактнее машины с вертикальным расположением главных эжекторов и горизонтальным расположением основных аппаратов (рис. IV—9 *б*). В этом случае лучше организованы как отсос холодного пара из испарителя (равномерно по длине аппарата и в обе стороны), так и ввод пара в конденсатор. В этой схеме фронт обслуживания единый при хорошем доступе ко всем элементам машин.

Еще более компактны малогабаритные машины, в которых вертикально расположенные главные эжекторы встроены в корпус испарителя и одновременно служат для него опорами (рис. IV—9, *в*). В этой схеме достигается хорошее газораспределение и уменьшаются гидравлические потери на пути холодного пара из испарителя в главный эжектор. В таких агрегатах все вспомогательное оборудование, трубопроводы, арматура и приборы монтируют на основных аппаратах с сохранением единого фронта обслуживания.

Компоновка агрегата со смешивающим конденсатором (рис. IV—9, *г*) характерна для машин небольшой производительности. Трехступенчатый испаритель находится под конденсатором. Отвод охлаждающей и рабочей воды — барометрический. Для машин большой производительности компоновка агрегата (рис. IV—9, *д*) обеспечивает хорошее равномерное газораспределение в основных аппаратах. Верхнее расположение испарителя при противотоке в главном конденсаторе сокращает габаритный размер машины по высоте.

Испарители пароводяных эжекторных холодильных машин не имеют промежуточной металлической теплопередающей поверхности, за исключением случаев непосредственного охлаждения в испарителях не воды, а других хладоносителей. В них предусматривают устройства для образования достаточной поверхности испарения циркулирующей рабочей воды и паровое пространство, обеспечивающее такую скорость холодного пара, при которой достигается минимальный унос капель воды.

Испарители выполняют горизонтальными, вертикальными, одноступенчатыми и многоступенчатыми. Последние применяют при охлаждении воды более чем на 8—10°С и с целью уменьшения расхода рабочего пара. Одноступенчатый горизонтальный испаритель (рис. IV—10) разделен герметичными перегородками и гидравлическими затворами в трубах на три автономные секции, работающие параллельно. Количеством работающих секций изменяют производительность машины. В двухступенчатом вертикальном испарителе (рис. IV—11) рабочая вода охлаждается вначале в верхней секции, затем в нижней. Гидравлический затвор препятствует выравниванию давлений в секциях.

В качестве устройств, обеспечивающих требуемую площадь поверхности испарения рабочей воды, применяют плоские, цилиндрические или сферические сетки, разделяющие поток воды на большое количество струй (дождевые сетки) и переливы, образующие тонкую пленку воды. При этом необходимая высота дождя (300—600 мм) зависит от конструкции испарителя, количества рабочей воды и степени ее распыления. Очень мелкое распыление воды форсунками не рекомендуется во избежание уноса капель воды холодным паром. Дождевое устройство (см. рис. IV—10) выполнено в виде цилиндрической трубы, в нижней части которой в шахматном порядке высверлены отверстия диаметром 5 мм, и в торце имеется перелив для поддержания над отверстиями постоянного уровня воды. Число отверстий обеспечивает слив расчетного количества рабочей воды под действием

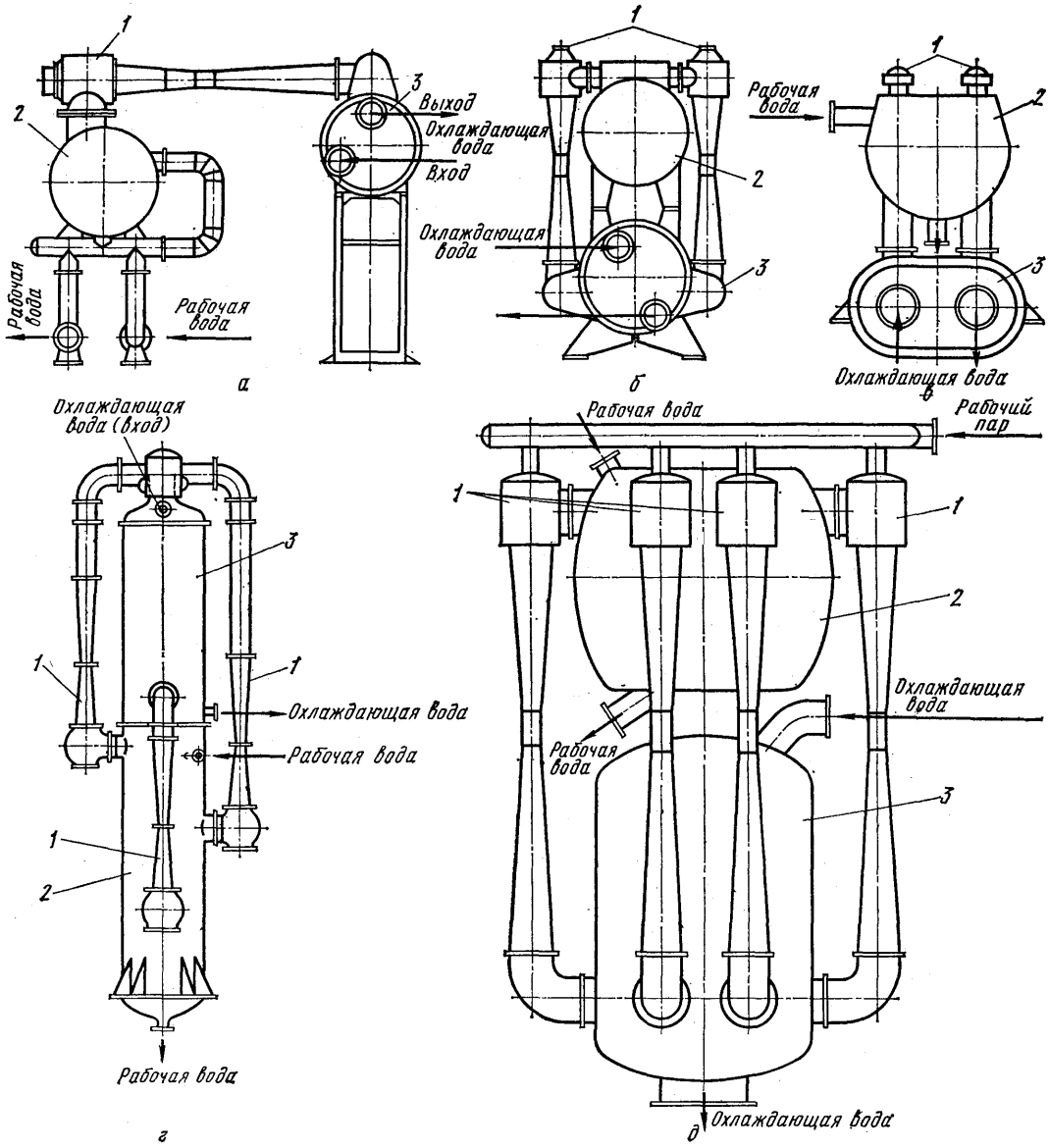


Рис. IV—9. Схемы агрегатирования пароводяных эжекторных холодильных машин:
1 — главный эжектор; *2* — испаритель; *3* — главный конденсатор.

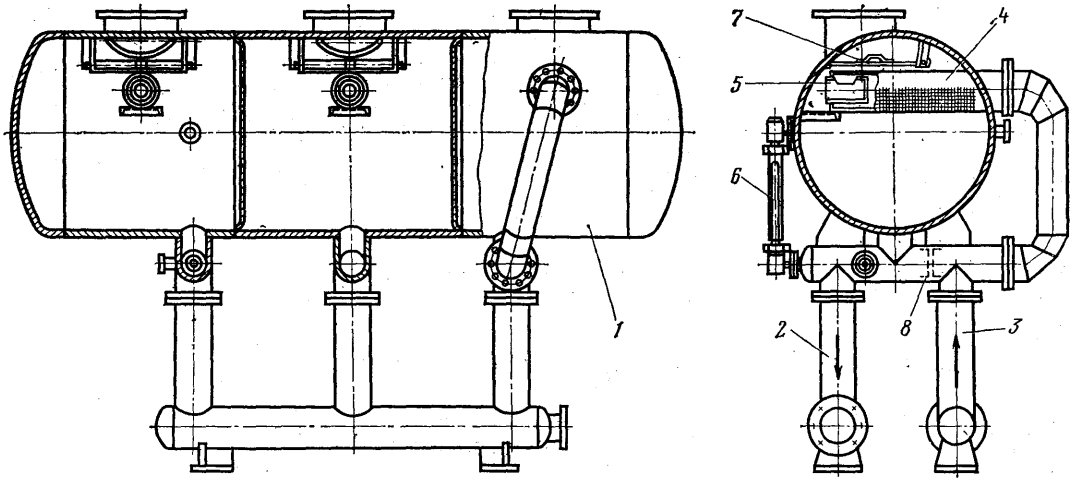


Рис. IV—10. Испаритель горизонтальный:

1 — корпус; *2, 3* — гидравлические затворы (стрелками показано направление движения рабочей воды); *4* — дождевое устройство; *5* — перелив; *6* — указатель уровня; *7* — влагоотбойник; *8* — перегородка.

свободного уровня. Излишнее количество воды сбрасывается через перелив.

Во избежание уноса капель воды в эжектор скорость пара в паровом пространстве испарителя ограничивают значением 8—17 м/с.

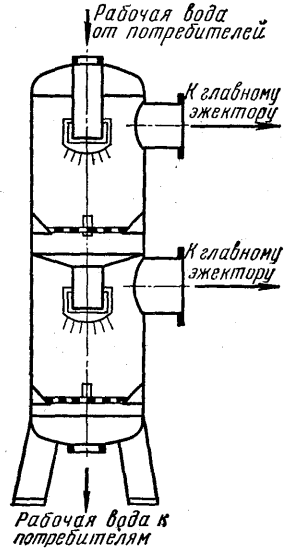


Рис. IV—11. Испаритель вертикальный двухступенчатый.

В некоторых конструкциях испарителей предусматривают сепараторы для уменьшения уноса воды.

При расчете диаметров всасывающих патрубков исходят из допускаемой скорости холодного пара 70—90 м/с. Гидравлические затворы рассчитывают на максимально возможную в эксплуатации разность давлений в конденсаторе и испарителе или между полостями ступенчатого испарителя.

Материал корпуса и внутренних устройств — Ст. 3, Сталь Х18Н9Т. В главных эжекторах сопла выполняют из латуни ЛС-59-1 или из нержавеющей стали. Диффузоры литые чугунные или сварные из нержавеющей стали с полировкой внутренней поверхности.

Конденсаторы по конструкции сходны с конденсаторами паровых турбин [1], но отличаются меньшими размерами и более низкими значениями остаточных давлений (4—8,5 кПа).

В поверхностных конденсаторах (рис. IV—12) пар, поступающий из главных эжекторов в продольный приемник, движется в направлении воздухоохладителя (трубного пучка, отгороженного от остального пространства конденсатора перегородками с вырезами). В этой части конденсатора воздухоотсасывающими устройствами поддерживается наиболее низкое давление. По пути к воздухоохладителю основная масса пара конденсируется. На поверхности трубного пучка воздухоохладителя охлаждается воздух и ча-

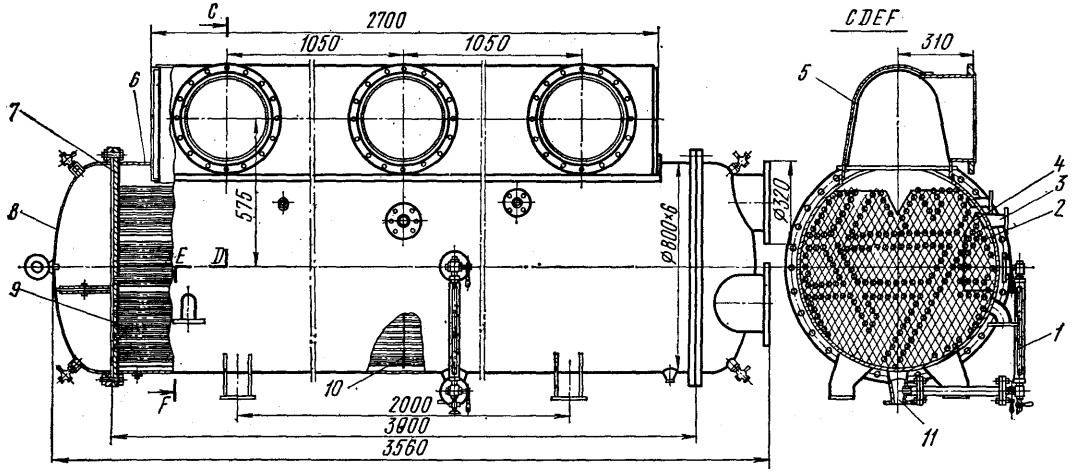


Рис. IV—12. Главный конденсатор поверхностный:

1 — указатель уровня; *2* — полость воздухоохладителя; *3* — патрубок для отсоса воздуха; *4* — диафрагма; *5* — пароприемник; *6* — корпус конденсатора; *7* — трубная доска; *8* — водяная камера; *9* — конденсаторные трубки; *10* — перегородка; *11* — патрубок для слива конденсата.

стично конденсируется оставшийся пар. Несконденсировавшийся пар отсасывается с воздухом.

Для уменьшения $\Delta t = t_к - t_{w2}$ конденсаторные трубки выполняют из материалов с небольшим термическим сопротивлением и устойчивых к коррозии, резко увеличивающей термическое сопротивление. Обычно применяют трубки диаметром 19 × 1 и 16 × 1 из латуни Л-68, для морской воды — из сплава МНжМц30—1—1. Корпус стальной, сварной. Стальные решетки приваривают к корпусу. При использовании морской воды решетки выполняют из цветных металлов (ЛС-59-1, ЛО-62-1) и устанавливают на паронитовых прокладках, предварительно промазанных мастикой из свинцовых белил и свинцового сурика. Укрепление и уплотнение конденсаторных трубок производят вальцовкой.

Для уменьшения термических напряжений и обеспечения достаточной жесткости в случае вибраций при большой длине конденсаторов трубки при установке изгибают и зажимают в промежуточных перегородках, имеющих смещенную ось разметки трубного пучка по отношению к трубной доске. Для уменьшения сопротивления потоку пара в конденсаторе и для улучшения условий конденсации трубный пучок часто имеет разреженную разбивку и проходы для пара.

Конструкция смешивающего конденсатора показана на рис. IV—13. Пар, поступающий через патрубки, расположенные в нижней части конденсатора, двигаясь вверх, в направлении отсоса воздуха, встречает водяную завесу, образуемую с помощью тарелок с отверстиями. Конденсация пара происходит на поверхности дождя. Охлаждающая вода вместе с конденсатом сливается через нижний патрубок. Диаметр корпуса конденсатора определяют, исходя из скорости пара 12—15 м/с. Высота конденсатора 2—3 м, количество тарелок 3—6 шт.

Рабочую воду и конденсат откачивают непосредственно из аппаратов центробежными насосами типа конденсатных, предназначенных для работы при минимальных кавитационных запасах. Кавитационный запас на входе в рабочее колесо этих насосов определяется геометрическим уровнем свободной поверхности воды в испарителе или конденсаторе относительно оси рабочего колеса насоса, за вычетом гидравлических потерь во всасывающем трубопроводе и скоростного напора. Для эжекторных холодильных машин насосы рабочей воды и конденсата, как правило, одноступенчатые в отличие от высоконапорных конденсатных насосов пароэнергетических установок.

Специальные насосы имеют кавитационный запас от 0,6 до 1,5 м, КПД таких насосов составляет 0,4—0,7. В них предусматривают отвод несконденсировавшихся газов и пара из всасывающей полости в испаритель или

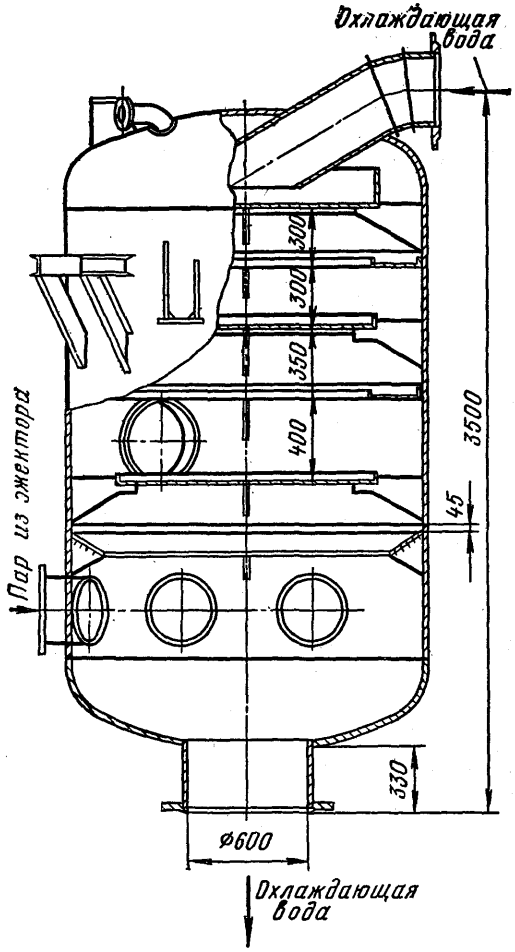


Рис. IV—13. Главный конденсатор смешивающий.

конденсатор и тщательное гидравлическое уплотнение сальников, препятствующее проникновению атмосферного воздуха.

При отсутствии специальных насосов машины располагают на отметке, обеспечивающей геометрический уровень, необходимый для общепромышленных насосов.

При барометрическом отводе рабочей воды и конденсата из аппаратов, для откачивания воды из сборников используют обычные центробежные насосы.

Характеристики пароводяных эжекторных холодильных машин, изготовляемых в СССР, приведены в табл. IV—1.

Условные обозначения

a — удельный расход рабочего пара, кг/кг;
B — атмосферное давление, Па;
b — коэффициент;
c — удельная теплоемкость, кДж/(кг × × град);
D, d — диаметр, м;
F, f — площадь, м²;
G — расход, кг/с;
H, h — высота, м;
Δh — гидравлическое сопротивление, Па,
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
k — показатель адиабаты;
p — давление, Па;
Q — холодопроизводительность, кВт;
q — удельная холодопроизводительность, удельное количество теплоты, кДж/кг;
r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг;
s — удельная энтропия, кДж/(кг · К);
T — абсолютная температура, K;
t — температура, °С;
V — объем, м³;
v — удельный объем, м³/кг;
w — скорость, м/с;
α, β — угол, град;
ζ — тепловой коэффициент;
η — степень термодинамического совершенства;
φ — коэффициент.

Индексы

0 — испарение (кипение);
1, 2, ..., 16 — номер точки согласно рис. IV—2, IV—3;
1, 2, 3, 4 — при коэффициенте φ порядковый номер;
′ — относящийся к камере смешения действительного эжектора;
в — воздух;
д — действительный;
к — конденсация;
(пр) — предельный;
см — паровоздушная смесь;
т — теоретический;
s1 — вход в испаритель рабочей воды;
w1 — вход в конденсатор охлаждающей воды;
w2 — выход из конденсатора охлаждающей воды.

Таблица IV—1

Характеристики пароводяных эжекторных холодильных машин (завод «Компрессор»)

Показатели	11Э	15Э	16Э	17Э	18Э
Холодопроизводительность, кВт					
номинальная	1160	1750	1400	700	350
рабочий диапазон	650—1450	1350—2250	1050—1800	500—900	300—500
Температура, °С					
рабочей воды у выхода из испарителя					
номинальная	13	10	9	9	7
рабочий диапазон	7—16	7—14	5—14	5—14	3—13
охлаждающей воды	⩽38	⩽28	⩽30	⩽30	⩽28
Давление рабочего пара, кПа	100	700	700	700	800
Расход, кг/с					
рабочего пара	2,3	2,75	2,1	1,05	0,7
охлаждающей воды	220	275	375	195	116
Масса, кг	5530	15800	15760	10000	4350
Габаритные размеры, мм					
длина	3500	6250	5100	3100	3650
высота	5850	4235	4650	4650	2100
ширина	2800	2440	2520	2520	1650

Примечание. Машина 11Э с конденсаторами смешивающего типа, остальные машины с конденсаторами поверхностного типа. Материалы, примененные в конструкциях машин 16Э, 17Э и 18Э, предусматривают использование морской охлаждающей воды.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агафонов В. А., Ефимов В. Г., Панков Е. В. Судовые конденсационные установки. — Л.: Судпромгиз, 1963. —485 с.

2. Бадылькес И. С., Данилов Р. Л. Системы охлаждения с применением пароструйных приборов в качестве бустер-компрессоров. —М.: Госторгиздат, 1961. —29 с.

3. Вейнберг Б. С. Расчет теоретического цикла пароэжекторной холодильной машины. — Холодильная техника, 1961, № 5, с. 47—53.

4. Гуревич А. М., Нейштадт И. С. Надежность логических систем управления. — М.: Энергия, 1970. —101 с.

5. Крайцер А. Л., Сильман М. А. Вакуум-испарительная установка для охлаждения заполнителей бетона. — Холодильная техника, 1973, № 2, с. 10—14.

6. Минкус Б. А. Комбинированные теплоиспользующие холодильные машины. Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. д-ра техн. наук. Технологический институт холодильной промышленности. Одесса, 1971. —40 с.

7. Сильман М. А. Устойчивость работы пароводяных эжекторных холодильных машин при повышенных тепловых нагрузках. — Холодильная техника, 1966, № 9, с. 14—17.

8. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. — М.: Энергия, 1968. —335 с.

9. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970. — 286 с.

10. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Энергетическое сопоставление электро- и теплоиспользующих холодильных установок. — Холодильная техника, 1972, № 5, с. 11—15.

11. Шумелишский М. Г. Регулирование производительности пароэжекторных холодильных машин. — Холодильная техника, 1958, № 2, с. 13—15.

12. Шумелишский М. Г. О причинах неустойчивой работы пароводяных эжекторных холодильных машин. — Холодильная техника, 1955, № 3, с. 22—28.

13. Шумелишский М. Г. Эжекторные холодильные машины. — М.: Госторгиздат, 1961. — 160 с.

14. Meissing T. Über den Energieverbrauch von Dampfstrahlkälteanlagen. Kältetechnik, 1954. № 2. с. 39—41.

15. Kunz Adolf. Kälte aus Abwärme. Funktionsweise und Einsatzmöglichkeiten von Dampfstrahl — Kühlanlagen. Chemisch — Anlagen, 1979, № 4, с. 93—96, 99.

ГЛАВА V

ВОЗДУШНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

ДЕТАНДЕРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Общие сведения

Воздушная детандерная холодильная машина обычно представляет собой комбинацию компрессора, расширительной машины, теплообменников, холодильной камеры и системы управления. В качестве компрессоров и расширительных машин можно применять осевые, центробежные, винтовые, поршневые и другие компрессорные и детандерные агрегаты. Для осуществления теплообменных процессов в цикле в зависимости от конкретного исполнения используют регенераторы или рекуперативные теплообменники различных типов.

Первые воздушные холодильные машины появились около ста лет назад. В этих машинах воздух сжимался в компрессоре, затем охлаждался водой в теплообменнике и расширялся в детандере, после чего либо направлялся к охлаждаемому объекту и выбрасывался в атмосферу, либо поступал после детандера в холодильную камеру, а затем в компрессор. Однако в то время воздушные холодильные машины не получили широкого распространения из-за низкой эффективности и были вытеснены парокомпрессионными. Только в настоящее время в связи с достижениями в области газотурбинной и особенно турбореактивной техники созданы воздушные турбохолодильные машины, близкие по экономичности к парокомпрессионным при низких температурах.

В Советском Союзе в 1961 г. В. С. Мартыновским, М. Г. Дубинским и др. был предложен новый термодинамический цикл воздушной детандерной турбохолодильной машины, запатентованный во многих странах. По этому циклу работает воздушная турбохолодильная машина ТХМ1-25 при температурах в холодильной камере от —80 до —120°С, выпускаемая серийно Казанским компрессорным заводом.

За рубежом воздушные турбохолодильные машины выпускаются в основном в США (фирма «Airco Cryogenics») для работы при температурах охлаждения от —120 до —140°С.

Основные преимущества воздушных турбохолодильных машин типа ТХМ — следующие: использование атмосферного воздуха вместо специальных холодильных агентов, высокая экономичность при температурах охлаждения ниже —80°С, быстрый выход на расчетный режим работы, отсутствие осушителей и фильтров для воздуха, малые габаритные размеры и масса, низкое давление воздуха в рабочем контуре машины, что обеспечивает взрывобезопасность, отсутствие охлаждающей воды, полностью автоматизированное управление машиной, возможность использования горячего воздуха ($t = +100 \div +120$°С).

Основные области применения воздушных турбохолодильных машин: климатические испытания двигателей, машин, приборов; низкотемпературное замораживание пищевых продуктов — рыбы, мяса, плодов, овощей, ягод, кулинарных изделий; обработка холодом изделий из резины перед снятием облоя в дробеметных установках; обработка холодом металлолома, изношенных автомобильных шин и отходов кабельного производства перед дроблением в процессах переработки; замораживание горных пород при проходке шахтных стволов; в медицинской практике (замораживание биотканей); для кондиционирования салонов самолета при стоянке в аэропорту; для кондиционирования горячих цехов, забоев шахт, специальных производственных зданий, машинных залов и т. д.

Основы теории и расчета

Циклы воздушных детандерных машин могут быть разомкнутыми и замкнутыми. При этом рабочее тело (воздух) во всех процессах, составляющих цикл, может находиться при давлении, равном атмосферному (выше атмосферного) либо в части процессов при давлении ниже атмосферного. В первом случае этот цикл называют циклом «с давлением», во втором — циклом «с разрежением», или вакуумным. Как правило, в холодильной камере создают давление, равное атмосферному.

Идеальный цикл воздушной холодильной машины в T — s-диаграмме и ее схема изображены на рис. V—1. Воздух сжимается от p_1 до p_2 в компрессоре (процесс *1—2*), нагреваясь при этом от T_1 до T_2, далее он охлаждается

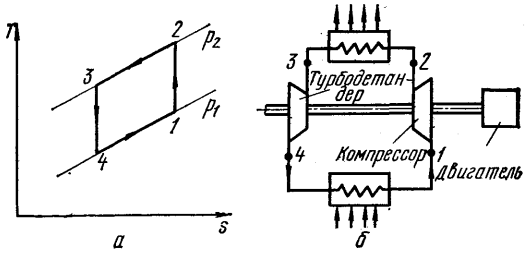


Рис. V—1. Воздушная холодильная машина с детандером:
а — идеальный цикл, *б* — схема машины.

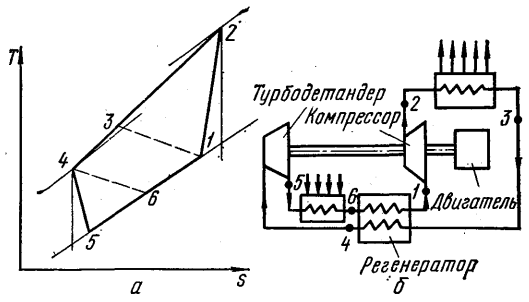


Рис. V—2. Воздушная холодильная машина замкнутого цикла с давлением:
а — действительный цикл в *T, s*-диаграмме; *б* — схема машины.

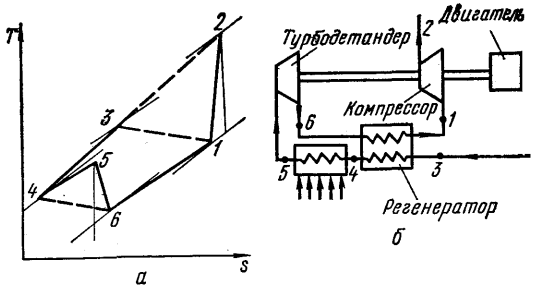


Рис. V—3. Воздушная холодильная машина открытого цикла с разрежением:
а — действительный цикл в *T, s*-диаграмме; *б* — схема машины.

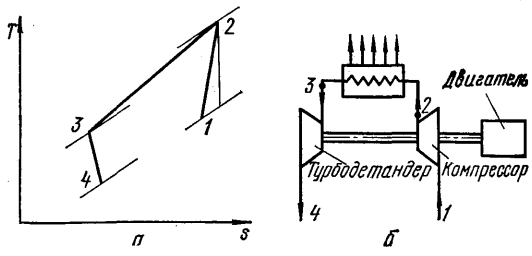


Рис. V—4. Воздушная холодильная машина открытого цикла с давлением:
а — действительный цикл в *T, s*-диаграмме; *б* — схема машины.

внешней средой при постоянном давлении p_2 до T_3, после чего расширяется в детандере (процесс *3—4*); замыкается цикл процессом *4—1* при постоянном давлении p_1. В этом процессе воздух нагревается от T_4 до T_1, охлаждая какой-либо объект.

Действительный замкнутый цикл с давлением и регенерацией и схема воздушной холодильной машины, работающей по этому циклу, представлены на рис. V—2. Воздух при любом начальном давлении, обычно близком к атмосферному, сжимается в компрессоре (процесс *1—2*), затем охлаждается водой или воздухом (процесс *2—3*) в теплообменнике, далее направляется в регенератор (процесс *3—4*), где охлаждается встречным потоком воздуха, после чего расширяется в турбодетандере (процесс *4—5*) и поступает в холодильную камеру, в которой нагревается (процесс *5—6*) и вновь поступает в регенератор (процесс *6—1*), а затем в компрессор, завершая цикл.

Действительный разомкнутый цикл с разрежением и регенерацией и схема соответствующей холодильной машины представлены на рис. V—3. Воздух из атмосферы поступает в регенератор, где охлаждается (процесс *3—4*) до необходимой потребителю температуры, затем направляется в холодильную камеру, где нагревается, охлаждая какой-либо продукт (процесс *4—5*), после чего расширяется в турбодетандере (процесс *5—6*), далее вновь поступает в регенератор (процесс *6—1*) при давлении ниже атмосферного и, наконец, сжимается в компрессоре (процесс *1—2*) и выходит в атмосферу при температуре более высокой, чем температура окружающей среды. Для выноса атмосферной влаги из холодильной машины регенератор выполняют из двух секций, которые периодически переключаются с помощью клапанных коробок. После того как в первой секции накопится влага после прохождения через нее влажного атмосферного воздуха, она переключается на холодный поток воздуха, поступающего из турбодетандеров и имеющего дефицит влаги. Воздух поглощает влагу и выходит в атмосферу.

Действительный разомкнутый цикл с давлением без регенерации и схема машины изображены на рис. V—4. Атмосферный воздух сжимается в компрессоре (процесс *1—2*), охлаждается водой или воздухом (процесс *2—3*) и расширяется в турбодетандере (процесс *3—4*), после чего поступает к потребителю при давлении, равном атмосферному или несколько выше него.

Термодинамический расчет воздушной турбохолодильной машины состоит в основном в отыскании оптимальной степени повышения давления в компрессоре в целях получения максимального холодильного коэффициента при заданных сопротивлении гидравлического тракта машины, КПД компрессора и турбодетандера, температуре на входе в компрессор и турбодетандер и величине недорекуперации.

Холодильный коэффициент холодильной машины с разрежением и регенерацией (см. рис. V—3) выражается формулой

$$\varepsilon = (l_т\eta_т - \Delta i)/[(l_к/\eta_к) - l_т\eta_т], \quad (V—1)$$

где $l_т$ и $l_к$ — удельная работа турбодетандера и компрессора при обратимых адиабатных процессах в них; Δi — разность удельных энтальпий потока воздуха высокого и низкого давления на теплом конце регенеративного теплообменника.

В рассматриваемом цикле $\Delta i = c_p(T_3 - T_1)$.

Выражение в числителе [см. формулу (V—1)] равно удельной холодопроизводительности, а в знаменателе — удельной работе цикла. Формулу (V—1) можно представить в виде

$$\varepsilon = \frac{T_5[1 - (1/\pi_т^{(\kappa-1)/\kappa})]\eta_т - \Delta T}{T_1[(\pi_т/\sigma)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1](1/\eta_к) - \\ - T_5[1 - (1/\pi_т^{(\kappa-1)/\kappa})]\eta_т},$$

где $\sigma = \pi_т/\pi_к$ — коэффициент восстановления давления, характеризующий гидравлические потери в тракте, $\Delta T = T_3 - T_1$ — величина недорекуперации в регенераторе.

Таким образом, холодильный коэффициент машины зависит от КПД компрессора, турбодетандера, регенератора и от сопротивления гидравлического тракта. В воздушных машинах для кондиционирования холодильный коэффициент существенно зависит еще и от отношения температуры окружающей среды к нижней температуре цикла, а также от гидравлического сопротивления потребителя холодного воздуха.

В регенеративном цикле теплообмен потоков воздуха высокого и низкого давления, в результате которого понижается температура перед турбодетандером, приводит к уменьшению отношения $l_т/l_к$ и вследствие этого к ослаблению влияния необратимости процессов сжатия и расширения на холодильный коэффициент воздушной холодильной машины. Однако регенеративный теплообмен сопровождается потерями давления потоков из-за трения и местных сопротивлений. В результате в общем случае убывает $l_т$ и возрастает $l_к$, что приводит к уменьшению холодильного коэффициента. Стремление получить малую величину недорекуперации может привести и к значительному росту размеров регенераторов, а также к увеличению гидравлического сопротивления воздушного тракта.

Таким образом, при расчете воздушной турбохолодильной машины необходимо выбирать оптимальное значение всех названных параметров с учетом холодильного коэффициента и габаритных размеров машины. В детандерных машинах большой холодопроизводительности (свыше 50 кВт) турбодетандер и компрессор имеют достаточно большие размеры, поэтому их КПД могут быть высокими. Так, адиабатный КПД турбодетандера по заторможенным параметрам достигает 0,9, а компрессора — 0,87. Величину недорекуперации в эффективном регенераторе можно принять равной 4—6°С. При достаточно совершенном воздушном тракте машины $\sigma = 0{,}85 \div 0{,}9$.

Для определения максимальных значений холодильного коэффициента пользуются графиком (рис. V—5), показывающим зависимость холодильного коэффициента ε от степени повышения давления в компрессоре $\pi_к$ воздушной детандерной машины, работающей по разомкнутому циклу с разрежением и регенерацией. Принятые значения КПД турбодетандера и компрессора охватывают реальный диапазон их значений. График показывает существенное влияние КПД турбодетандера и компрессора, а также гидравлических потерь на холодильный коэффициент. Из графика следует также, что с понижением КПД турбодетандера и компрессора и ухудшением гидравлического сопротивления максимальный холодильный коэффициент достигается при более высоких степенях повышения давления в компрессоре $\pi_к$.

Турбодетандер, компрессор и регенератор рассчитывают по общепринятым методикам [7, 8, 9].

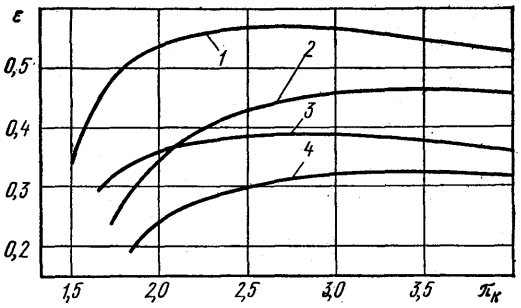


Рис. V—5. Зависимость холодильного коэффициента от степени повышения давления в компрессоре при недорекуперации Δ Т-4К:
1 — $\eta_т$=0,9, $\eta_к$=0,85, σ=0,85; *2* — $\eta_т$=0,9, $\eta_к$=0,85, σ=0,75; *3* — $\eta_т$=0,8, $\eta_к$=0,75, σ=0,85; *4* — $\eta_т$=0,8, $\eta_к$=0,75, σ=0,75.

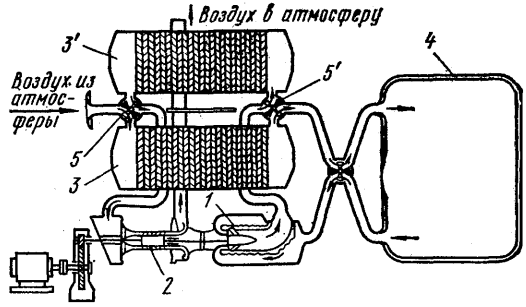


Рис. V—6. Воздушная турбохолодильная машина ТХМ1—25.

Конструкции

Воздушные турбохолодильные машины, разрабатываемые в Советском Союзе, разделены на три типа в зависимости от уровня температур в холодильной камере:

ТХМ1 $t_{х.к} = -80 \div -120°С$
ТХМ2 $t_{х.к} = -5 \div -20°С$
ТХМ3 $t_{х.к} = -140 \div -180°С$

Серийно выпускают воздушные турбохолодильные машины ТХМ1-25 холодопроизводительностью 30 кВт (~25 000 ккал/ч) и ТХМ2-50 холодопроизводительностью 60 кВт (~ 50 000 ккал/ч). В последней машине использованы турбодетандер и компрессор от машины ТХМ1-25.

Машина ТХМ1-25. Серийная турбохолодильная машина ТХМ1-25 (рис. V—6) работает по замкнутому циклу с разрежением (см. рис. V—3). Она состоит из осевого компрессора *2*, осевого турбодетандера *1*, двух регенеративных теплообменников *3* с механизмом попеременного их переключения (клапанные коробки *5*), а также двигателя *6*. Особенность схемы состоит в том, что рабочее тело из машины направляется в технологическое оборудование (например, в морозильную камеру) *4*, а затем возвращается в машину.

Техническая характеристика машины ТХМ1-25

Холодопроизводительность, кВт	30
Температура на входе в холодильную камеру, °С	—80
Мощность электродвигателя, кВт	80
Расход воздуха, кг/ч	3600
Подогрев воздуха в холодильной камере, °С	30
Время выхода на расчетную температуру	
без нагрузки, мин	15
с нагрузкой, ч	2—3
Габаритные размеры, мм	3930×2275×2280

Холодильная машина оборудована дистанционным автоматическим управлением, обеспечивающим пуск и останов машины и эксплуатацию ее в номинальном режиме. При выходе из строя элементов автоматического управления, а также при необходимости проведения специальных работ возможен переход на ручное управление.

Для предотвращения аварий машина оборудована системами защиты: от снижения давления масла в системе смазки; от повышения температуры масла; электродвигателя (по максимальному току и тепловой нагрузке); при отказе системы переключения регенераторов.

Основные узлы машины соединены воздуховодами, выполненными из листовой нержавеющей стали. Конструкция воздуховодов

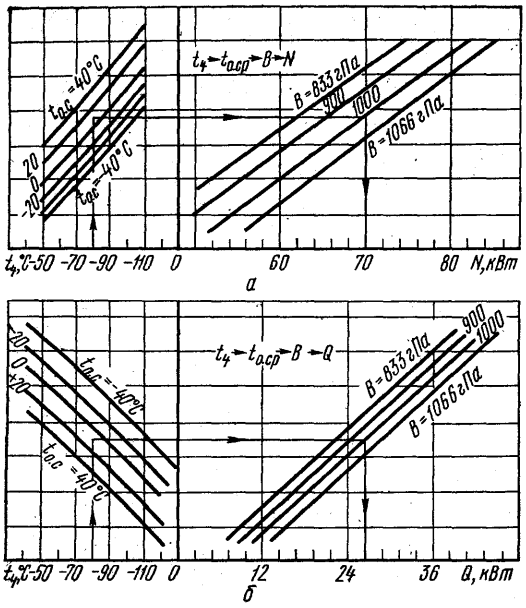


Рис. V—7. Номограмма для определения холодопроизводительности (*а*) и потребляемой мощности (*б*) машины ТХМ1—25:

а — при влажности 0—16 г/м³, *б* — при влажности 0—8 г/м³.

отвечает требованиям, предъявляемым к герметичности, и обеспечивает малое гидравлическое сопротивление.

Для определения рабочих характеристик машины ТХМ1-25 при различных условиях работы пользуются номограммой (рис. V—7).

Компрессор предназначен для создания перепада давления на турбодетандере. Давление на входе в первое колесо около 45 кПа, температура равна атмосферной. Сжатый в компрессоре до атмосферного давления воздух с температурой +110°С выбрасывается из машины. Степень повышения давления 2,5, адиабатный КПД 0,82. Компрессор осевого типа, семиступенчатый. Лопатки ротора выполнены из нержавеющей стали (имеют унифицированный профиль пера), лопатки спрямляющих аппаратов — из профилированной полосы (нержавеющая сталь), корпус — из алюминиевого литья, ротор — из стали. Опорами являются подшипники качения; частота вращения вала 353 $с^{-1}$.

Турбодетандер предназначен для расширения воздуха от давления, близкого к атмосферному, до 45 кПа, при этом температура воздуха в нем понижается на 35°С. Температура воздуха на входе в турбодетандер составляет —50°С, адиабатный КПД — 0,89 Ротор консольного типа, на опорах качения, изготовлен из нержавеющей стали, рабочие лопатки — из алюминиевого сплава. Сопловой аппарат выполнен из нержавеющей стали, причем лопатки его изготовлены из листового материала. Корпус из алюминиевого сплава, литой.

Мощность турбодетандера с помощью рессорного соединения передается компрессору, частота вращения его также 353 $с^{-1}$.

Турбодетандер и компрессор для уменьшения гидравлических потерь имеют тщательно спрофилированные патрубки для подвода и отвода воздуха.

Для привода машины и согласования частоты вращения турбокомпрессора и электродвигателя установлен мультипликатор, при этом 70% мощности подводится к компрессору через мультипликатор, а 30% — от турбодетандера. Корпус мультипликатора выполнен из алюминиевого сплава, шестерни косозубые, опорами служат подшипники качения. Передаточное отношение 7.

В *регенераторах* теплообмен происходит при последовательном противоточном течении воздуха. Регенератор представляет собой цилиндрическую емкость, наполненную дисками, скрученными из тонкой гофрированной ленты шириной 35 мм, диаметр диска, а следовательно, и регенератора 800 мм. Дисковая компоновка ленты позволяет получить развитую поверхность в единице объема и произвести эффективный теплообмен с КПД, равным 0,94—0,98. В каждом регенераторе содержится около 500 кг насадки в виде ряда дисков. На расчетном режиме работы регенератора распределение температур по длине насадки обычно линейное: от атмосферной температуры на теплых концах до —80°С на холодных. Гидравлическое сопротивление регенератора при прямом ходе воздуха (при атмосферном давлении) составляет около 250 мм вод. ст., при обратном — около 500 мм вод. ст. В регенераторах осушается атмосферный воздух.

Холодные и теплые концы регенераторов соединены клапанными коробками, которые переключают регенераторы. Коробка выполнена как крестообразный кран с разделительной заслонкой, при повороте которой на угол 90° меняется направление потока в регенераторах. Корпус коробки и заслонка изготовлены из алюминиевого сплава. Переключение производится автоматически с помощью гидравлической масляной системы. Третья клапанная коробка такой же конструкции установлена на линии перепуска воздуха.

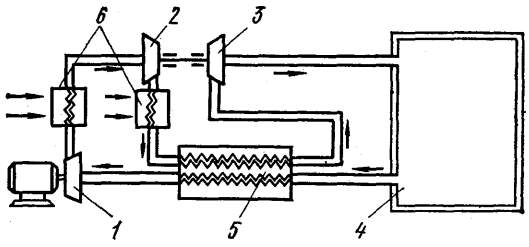


Рис. V—8. Турбохолодильная машина фирмы «Airco Cryogenics».

Воздушная турбохолодильная машина оснащена *морозильной камерой*. Проходя через камеру, воздух нагревается от —80 до —50°С. Морозильная камера связана с гидравлическим трактом машины, поэтому при ее конструировании должны быть обеспечены герметичность, хорошая теплоизоляция и минимальные гидравлические потери. На практике эти требования легко удовлетворяются. Кроме того, для компенсации гидравлического сопротивления регенератора на входе в машину устанавливают вентилятор, напор которого составляет 300—350 мм вод. ст.

Машина фирмы «Airco Cryogenics»

Воздушная турбохолодильная машина фирмы «Airco Cryogenics» (рис. V—8) работает по замкнутому циклу с давлением. Холодопроизводительность машины 435 кВт.

Машина (рис. V—8) состоит из турбодетандера, центробежного компрессора I ступени сжатия *1*, выполненного совместно с приводным электродвигателем; центробежного компрессора II ступени сжатия *2* на одном валу с турбодетандером; двух водяных воздухоохладителей *6*; противоточного теплообменника *5*.

В холодильной камере *4* продукты охлаждаются при атмосферном давлении до температуры —93°С (или до —140°С).

После камеры воздух проходит противоточный теплообменник, где нагревается до температуры окружающей среды и входит в первый компрессор, после которого с давлением 0,35 МПа поступает в водяной воздухоохладитель; далее процесс сжатия продолжается во втором компрессоре, приводом которого служит турбодетандер. После второй ступени сжатия воздух с давлением 0,63 МПа проходит второй водяной воздухоохладитель, далее охлаждается в регенеративном теплообменнике и поступает на вход в турбодетандер.

После турбодетандера охлажденный воздух при атмосферном давлении направляется в холодильную камеру. Машины могут быть выполнены в стационарном и передвижном вариантах с приводом от электродвигателей, паровых и газовых турбин и дизелей.

В качестве технологического оборудования часто используют спиральные и туннельные морозильные камеры. Недостатком машины является потребление значительного количества охлаждающей воды.

ВИХРЕВЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ

Общие сведения

К вихревым охладителям (вихревым трубам) энергия, необходимая для их работы, подводится с рабочим телом, имеющим обычно температуру окружающей среды. В качестве рабочих тел могут быть использованы воздух, природный глаз, гелий и др. Наиболее распространены вихревые трубы, работающие на воздухе.

Циклы вихревых труб являются, как правило, разрывными, т. е. процесс сжатия рабочего тела отделен от процесса температурного разделения, в результате которого образуется холодный поток, используемый для целей охлаждения. В данном разделе процесс сжатия рабочего тела не рассматривается.

Достоинствами вихревых труб являются простота изготовления и эксплуатации, компактность, высокая надежность работы, малая инерционность при выходе на рабочий режим. Основной недостаток — низкая энергетическая эффективность (степень термодинамического совершенства составляет лишь несколько процентов).

Вихревые трубы, используемые в холодильной технике, можно разделить по назначению на три группы:

1. Трубы, предназначенные для охлаждения части подаваемого потока воздуха до возможно более низкой температуры [адиабатные вихревые трубы с долей холодного потока $\mu = (G_x/G) = 0{,}2 \div 0{,}4$];

2. Трубы, используемые для получения минимальных температур внутри самой трубы, работающей, как правило, без отвода холодного потока (самовакуумирующиеся вихревые трубы, где $\mu = 0$);

3. Трубы, применяемые для получения максимальной холодопроизводительности, — неадиабатные (с интенсивным охлаждением горячего конца) вихревые трубы, где $\mu > 0{,}6$.

Вихревые трубы могут работать в сочетании с различными аппаратами (теплообменники, эжекторы и др.), образуя при этом вихревые холодильные агрегаты различных ти-

пов, главные из которых регенеративные, каскадные и ступенчатые (см. рис. V—15).

Вихревые трубы для целей охлаждения применяют в случаях, когда высокие эксплуатационные затраты, связанные с низкой энергетической эффективностью, не существенны по сравнению с преимуществами, которыми обладают эти устройства. Применение вихревых труб часто оказывается выгодным при однократной или эпизодической кратковременной потребности в холоде, при необходимости получения в транспортных условиях небольших количеств холода (холодопроизводительность до 100 Вт при длительном непрерывном режиме работы).

Вихревые трубы используют в установках для закалки деталей холодом на машиностроительных заводах (вместимость холодильной камеры от 0,02 до 1 м³), в транспортных холодильниках (вместимость от 5 до 50 дм³), в теплозащитных костюмах, в медицине для гипотермии, а также в ряде специальных случаев (табл. V—1).

Таблица V-I. *Области применения вихревых холодильных воздушных машин*

Область техники	Устройства, в которых используются вихревые трубы	Режимные параметры		
		давление сжатого воздуха, МПа	доля холодного потока	температура холодного потока, °С
Металлообработка	Камеры для закалки деталей холодом Охладители режущего инструмента	0,4—1,0	0,3—0,7	—80÷0
Металлургия Судостроение Горноспасательная техника	Воздухоохладители для теплоизолирующих костюмов Портативные переносные воздухоохладители	0,4—1,0	0,3—1,0	15
Водолазное дело	Регуляторы температуры воздуха, выдыхаемого водолазом	0,5—40	1	20
Испытательная техника	Термокамеры для испытания аппаратуры Аэродинамические трубы	0,3—1,0	0,3—1	—60÷+10
Транспорт	Охладители питьевой воды Портативные холодильники для напитков и продуктов Воздухоохладители для кабин тепловозов, автомобилей, самолетов	0,6—1,0	0,7—1	—15÷+15
Лазерная техника	Охладители кристалла	0,4—1,0	0	—130÷—40
Медицина	Локальные охладители тела человека при операциях	0,1—0,3	0,3—0,7	5

Расширяется использование вихревых труб, работающих на природном газе (осушители, разделители компонентов газа) и аммиаке (колонны синтеза).

Верхний предел холодопроизводительности применяемых в настоящее время вихревых труб не превышает нескольких десятков киловатт, количество охлаждаемого воздуха находится в пределах от 0,001 до 10 м³/с.

Другая, менее освоенная, область применения вихревых труб — охлаждение небольших тел, располагаемых непосредственно в осевой зоне вихря. В используемых для этой цели трубах (так называемые самовакуумирующиеся вихревые трубы со щелевым раскруточным диффузором на теплом конце) обычно $\mu = 0$. Температурный эффект охлаждения в таких трубах может втрое превышать температурный эффект идеального турбодетандера при тех же условиях на входе и выходе (см. табл. V—1 — охладители кристалла).

Число технических применений вихревых труб в последние годы нарастает. За рубежом наибольшее развитие вихревые трубы получили в США, Японии, Англии. По сообщениям ряда фирм, в настоящее время количество используемых вихревых труб достигает десятков тысяч.

Основы теории и расчета

Вихревые трубы

Процесс температурного разделения воздуха в вихревой трубе (рис. V—9) может быть упрощенно представлен в *s*, *T*-диаграмме;

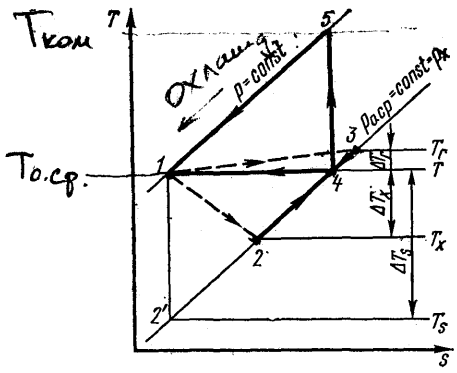


Рис. V—9. Процесс температурного разделения воздуха в вихревой трубе в T, s-диаграмме.

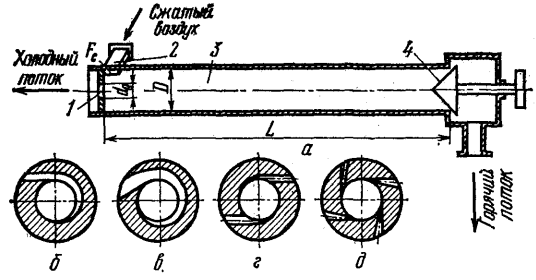


Рис. V—10. Адиабатная вихревая труба с цилиндрическим горячим концом:

а — продольный разрез: *1* — отверстие диафрагмы; *2* — сопловой ввод; *3* — горячий конец; *4* — дроссель; *б* — прямолинейный сопловой ввод; *в* — ввод с предварительной закруткой потока; *г* — двухсопловой ввод; *д* — многосопловой ввод.

1 — точка, характеризующая начальное состояние воздуха перед соплом при температуре $T = T_{\text{о.ср}}$ и давлении p;

2 и *3* — точки, характеризующие состояние холодного и горячего воздуха после процесса разделения в вихревой трубе;

4 — точка, характеризующая состояние воздуха, засасываемого в компрессор.

Цикл состоит из процессов *1—2* и *1—3*, совершающихся одновременно в вихревой трубе, изобарных процессов *2—4* и *3—4* и процесса сжатия *4—1* в изотермическом компрессоре. При адиабатном сжатии в компрессоре вместо процесса *4—1* следует рассматривать процессы *4—5* и *5—1*

Поток воздуха, поступающий тангенциально к внутренней поверхности трубы, совершает вращательное движение по отношению к оси трубы. Периферийная часть образовавшегося вихревого потока перемещается по горячему концу *3* (рис. V—10) к дросселю *4*, где часть потока выводится из трубы по кольцевой щели при температуре $T_г$. Остальная часть воздушного потока движется по центральной части трубы противотоком к периферийному потоку и выводится через отверстие *1* диафрагмы при температуре $T_х$. Энергообмен между центральной и периферийной частями вихревого потока характеризуется существенной необратимостью, поэтому процесс расширения холодного потока воздуха изображается не изоэнтропой (*1—2'*, см. рис. V—1), а необратимой политропой *1—2*).

Вихревые трубы, работающие при одинаковом отношении давлений $\pi = p/p_х$ ($p_х$ — давление торможения холодного потока, p — давление воздуха перед вихревой трубой), но при разных температурах T воздуха перед вихревой трубой, обычно сравнивают не по температурным эффектам охлаждения $\Delta T_х = T - T_х$ и нагрева $\Delta T_г = T_г - T$ (см. рис. V—9), а по относительным температурам холодного и горячего потоков $\Theta_х = T_х/T$ и $\Theta_г = T_г/T$ и температурной эффективности $\eta = \Delta T_х/\Delta T_s$, где ΔT_s — эффект охлаждения при изоэнтропном расширении.

Эффект охлаждения

$$\Delta T_s = T\left(1 - \pi^{(1-k)/k}\right).$$

Для воздуха ($k = 1{,}4$)

$$\Delta T_s = T\left(1 - \pi^{-0{,}286}\right).$$

Адиабатные вихревые трубы. Адиабатные вихревые трубы не имеют системы охлаждения горячего конца. Длина его L (рис. V—10) в зависимости от назначения, рабочего режима и требований к компактности в выполненных конструкциях составляет от 3—6 до 15—20 диаметров D вихревой трубы. В большинстве конструкций полость вихревой трубы имеет форму цилиндра длиной $L = 9D$ либо форму усеченного конуса с углом при вершине 3—3,5° [4].

Для получения наиболее низкой температуры холодного потока используют преимущественно цилиндрические вихревые трубы (см. рис. V—10), у которых относительная площадь сопла [4]

$$\overline{F_c} = 4F_c/(3{,}14D^2) = 0{,}07 \div 0{,}15,$$

где меньшие значения $\overline{F_c}$ соответствуют $\pi \approx 7$, а большие — $\pi \approx 2$.

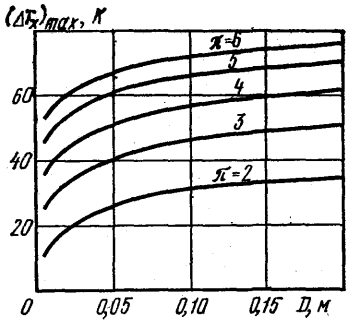


Рис. V—11. Зависимость маскимального температурного эффекта от отношения давлений и диаметра цилиндрической вихревой трубы (доля холодного потока $\mu = 0{,}30 \div 0{,}35$, температура сжатого воздуха $T \approx 293$ К, $L = 9D$, $F_c = 0{,}1$, $p_x = 0{,}1$ МПа).

При значениях π, меняющихся во времени, диаметр вихревых труб $D \approx 3{,}65\sqrt{F_c}$.

При известных массовом расходе воздуха G, давлении его перед адиабатной вихревой трубой p и $\pi > 2$ площадь сечения сопла (в мм^2) определяют из выражения [4]:

$$F_c = G\sqrt{T}/(0{,}00373p).$$

Сечение сопла имеет обычно форму прямоугольника со сторонами

$$h = \sqrt{F_c/2}$$

и

$$b = F_c/h.$$

У маломасштабных вихревых труб ($D \leqslant 4$ мм) сечение сопла выполняют квадратным и реже круглым.

Массовый расход воздуха G определяют по допускаемому подогреву Δt_x холодного потока воздуха в охлаждаемом объекте и тепловому потоку Q_x, который требуется отвести от объекта:

$$G = G_x/\mu = Q_x/(\mu \Delta t_x c_p).$$

Относительный диаметр отверстия диафрагмы при $0{,}2 < \mu < 0{,}8$ находят из следующей эмпирической зависимости [4]:

$$\bar{d}_д = d_д/D = 0{,}350 + 0{,}313\mu,$$

где $d_д$ — диаметр отверстия диафрагмы в адиабатной вихревой трубе, работающей с максимальным для заданного μ температурным эффектом ΔT_x.

У адиабатных вихревых труб с $D \geqslant 33$ мм и полированными рабочими поверхностями максимальная температурная эффективность $\eta \geqslant 0{,}47$ при $2 \leqslant \pi \leqslant 6$ и работе на осушенном и очищенном от масла воздухе. На рис. V—11 показана экспериментально полученная зависимость величины $(\Delta T_x)_{max}$ от отношения давлений и диаметра цилиндрических вихревых труб при $\mu = 0{,}30 \div 0{,}35$ и $T = 293$ К. При изменении начальной температуры сжатого воздуха температурный эффект изменяется пропорционально величине T.

С уменьшением диаметра труб эффективность вихревой трубы снижается. Особенно заметно снижение ее при $D < 33$ мм; для определения максимальной температурной эффективности в этой области предложена эмпирическая зависимость [4], учитывающая масштабный фактор:

$$\eta = \eta_{33} - 0{,}005\,(33 - D),$$

где D — диаметр вихревой трубы, мм; η_{33} — температурная эффективность вихревой трубы при $D = 33$ мм.

В случае, когда $\mu = 0{,}30 \div 0{,}35$, значение η_{33} составляет 0,47 при $\pi = 2$ и 0,50 при $\pi = 6$. Максимальный температурный эффект охлаждения в цилиндрической адиабатной трубе получен при $\mu = 0{,}30 \div 0{,}35$, а максимальная удельная холодопроизводительность $q_x = \mu c_p \Delta T_x$ достигается при $\mu \approx 0{,}55$.

Можно получить максимальную холодопроизводительность и при бо́льших значениях μ (около 0,65). Для этого используют трубы с коническим горячим концом (см. рис. V—18). Однако при $\mu < 0{,}5$ температурный эффект конической вихревой трубы на 5—10% ниже, чем цилиндрической.

Неадиабатные вихревые трубы. Для неадиабатных вихревых труб рекомендуемая величина относительной площади сопла $F_c = 0{,}07 \div 0{,}1$ при любых значениях π (бо́льшие значения F_c соответствуют вихревым трубам с $D \leqslant 5$ мм). Относительный диаметр диафрагмы $d_д = 0{,}6 \div 0{,}65$.

В неадиабатных трубах высокая температура периферийных слоев вихря позволяет отбирать от них теплоту в окружающую среду. Этому способствуют также высокая турбулентность и значительная скорость периферийных слоев, обеспечивающие большие значения коэффициента теплоотдачи к стенке горячего конца.

Охлаждение горячего потока осуществляют следующими способами: через стенку горячего конца циркулирующей жидкостью (рис. V—12,*а*); непосредственно жидкостным вихрем, контактирующим с периферией вихревого воздушного потока в полости горячего конца (рис. V—12,*б*); змеевиком, размещенным в периферийных слоях вихревого потока

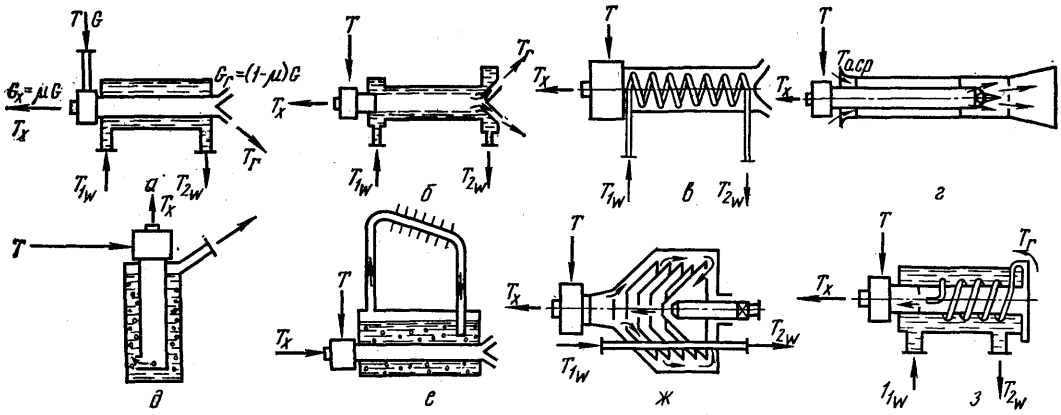


Рис. V—12. Способы охлаждения горячего потока в неадиабатных вихревых трубах:

а — жидкостью, прокачиваемой через рубашку; *б* — жидкостью, подаваемой в полость горячего конца и контактирующей с периферией вихря; *в* — змеевиком в полости горячего конца; *г* — воздухом, эжектируемым горячим потоком; *д* — при барботаже горячего потока через испаряющуюся жидкость, *е* — охлаждение в испарительно-конденсаторном контуре; *з* — жидкостное **охлаждение с возвратом** потока в осевую зону вихря; *ж* — охлаждение на внутреннем ореорёнии горячего конца.

(рис. V—12 *в*); воздухом атмосферы, эжектируемым вдоль горячего конца горячим потоком (рис. V—12 *г*); испаряющейся жидкостью (водой) при барботаже сквозь нее горячего потока при $\mu = 0{,}95 \div 0{,}99$ (рис. V—12 *д*); кипящей жидкостью в испарительно-конденсаторном контуре (рис. V—12 *е*); жидкостью, омывающей не только горячий конец, но и дополнительный теплообменник (рис V—12 *з*); при отводе горячего потока с периферии вихря по щелевым каналам теплообменника и возврате потока в осевую зону (рис. V—12 *ж*).

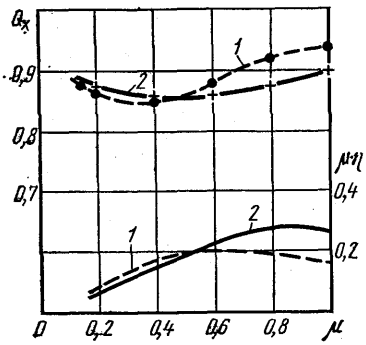


Рис. V—13. Зависимость относительной температуры холодного потока и адиабатного КПД от доли холодного потока в «рекордных» неадиабатных вихревых трубах, работающих на осушенном и очищенном воздухе при $\pi = 5$, $T = 293$ К:

1 — по данным А. П. Меркулова при $F_c = 0{,}1$, $D = 33$ мм; *2* — по данным А. М. Мартынова при $F_c = 0{,}74$, $D = 28$ мм.

Наряду с перечисленными используют и другие способы интенсификации энергообмена в вихре и охлаждения его периферии. Так, между горячим концом и дросселем устанавливают орган, разобщающий их с частотой 20—100 Гц, что приводит к колебаниям давления в полости вихревой трубы, перераспределению температур на стенке трубчатого горячего конца и к увеличению теплосъема в охлаждающую жидкость при $\mu \leqslant 0{,}95$ [1]. Иногда организуют выпуск горячего потока путем отсоса пограничного слоя с периферии вихря, что увеличивает холодопроизводительность вихревых труб с $D \leqslant 5$ мм [2].

При интенсивном охлаждении горячего конца можно увеличить долю холодного потока μ до 1 при одновременном возрастании удельной холодопроизводительности.

Величина адиабатного КПД $\eta_a = \mu\eta$ (рис. V—13), достигнутая в «рекордных» вихревых трубах при работе на очищенном и осушенном воздухе, лишь в 1,5 раза уступает адиабатному КПД микротурбодетандеров.

Холодопроизводительность можно увеличить также путем внутреннего оребрения горячего конца вихревой трубы при $\pi \leqslant 3$. Этот конструктивный прием позволяет удвоить достижимую холодопроизводительность [3].

Однако в реальных условиях эксплуатации действует обычно совокупность факторов,

снижающих холодопроизводительность: относительно высокая шероховатость рабочих поверхностей вихревой трубы, изготовленной промышленным способом; наличие капель масла (до $0{,}3 \cdot 10^{-3}$ кг/кг) и паров воды в сжатом воздухе, подаваемом к вихревой трубе из пневмосистемы; невозможность обеспечить такую же интенсивность охлаждения горячего конца, как в рекордных трубах, по конструктивным и экономическим соображениям. Особенно сказывается на холодопроизводительности маломасштабных труб (получивших наибольшее распространение) накапливание масла в полости трубчатого горячего конца при $\mu = 0{,}7 \div 1$, которое изменяет геометрию полости и снижает температурный эффект в 1,5—2 раза (рис. V—14). Поэтому для вихревых труб, питаемых неочищенным воздухом, предпочтительны конструкции, не чувствительные к присутствию масла и способные сбрасывать его в атмосферу, например при $\mu = 0{,}99$ (см. рис. V—20).

Характеристики неадиабатных труб в реальных условиях эксплуатации приведены в табл. V—2.

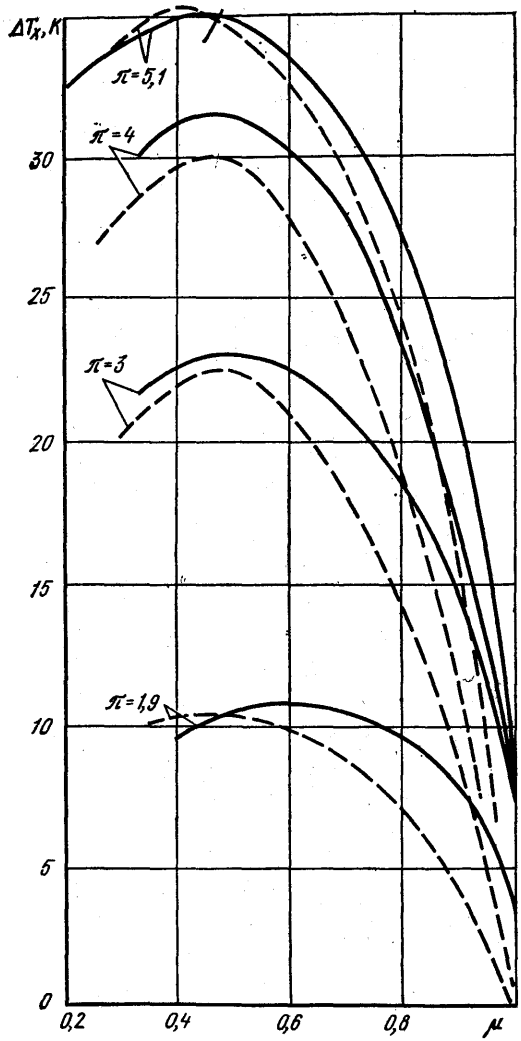


Рис. V—14. Зависимость эффекта охлаждения ΔT_x от относительного расхода холодного потока μ и отношения давлений в маломасштабной вихревой трубе ($D = 5$ мм, $L = 30D$, $T = 293$ К, см. рис. V—19), работающей на неочищенном и неосушенном сжатом воздухе без охлаждения горячего конца (пунктир) и с водяным охлаждением при массовом расходе воды, равном расходу воздуха (сплошные линии).

Таблица V-2. *Характеристики неадиабатных вихревых труб в реальных условиях эксплуатации в режиме максимальной эксергетической холодопроизводительности*

Отношение давлений π	Характеристики	Вихревая труба (см. рис. V—16, V—19) $L = 30D$, $\mu = 0{,}7$	Вихревая труба (см. рис. V—20) $L = 11D$, $\mu = 0{,}99 \div 1$
5,1	θ_x	0,8920	0,9110
	Δe_x	1,67	1,72
3,0	θ_x	0,9299	0,9268
	Δe_x	0,81	1,23
1,9	θ_x	0,9620	0,9440
	Δe_x	0,29	0,79

Примечание. $D = 5$ мм, $\overline{F}_c = 0{,}10$, $p_x = 0{,}1$ МПа, $T = T_{1w} = 293$ К, $\varphi = 100\%$.

Вихревые холодильные агрегаты

Регенеративные агрегаты. В схему регенеративного агрегата включен регенеративный теплообменник, в котором поступающий в вихревую трубу сжатый воздух охлаждается за счет холода потока воздуха, выходящего из холодильной камеры. Для регенерации теплоты используют рекуперативные теплообменники (см. рис. V—15, *а*) либо регенераторы (см. рис. V—15, *б*); последние позволяют при заданных габаритах достигнуть большей полноты регенерации теплоты. Реге-

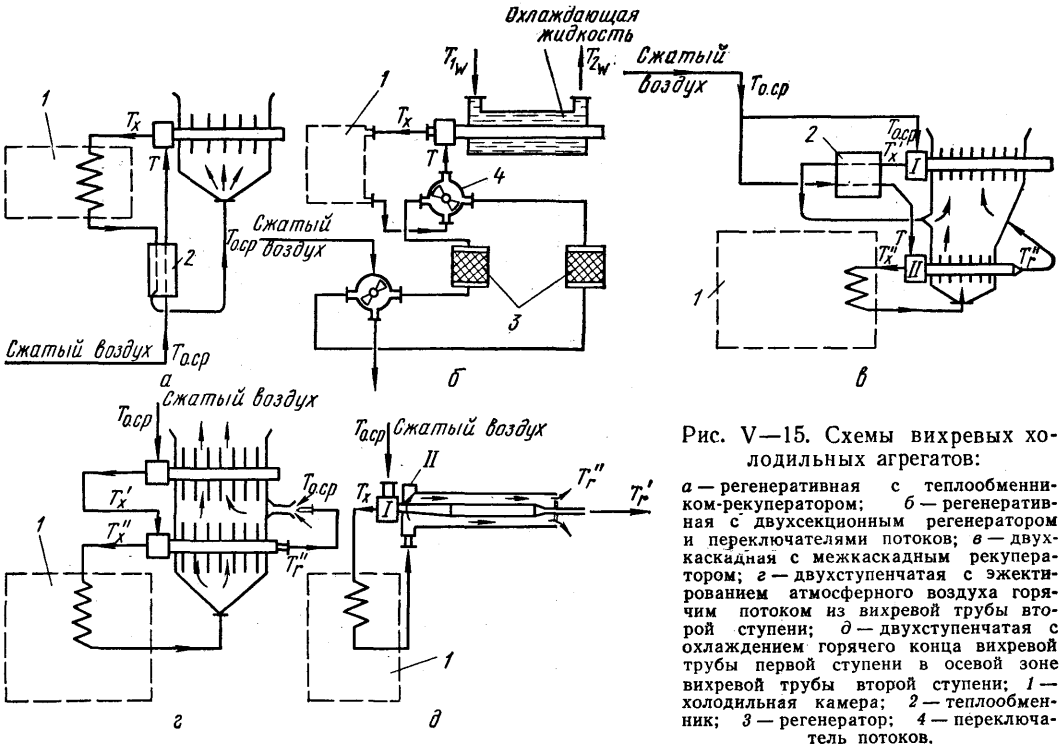
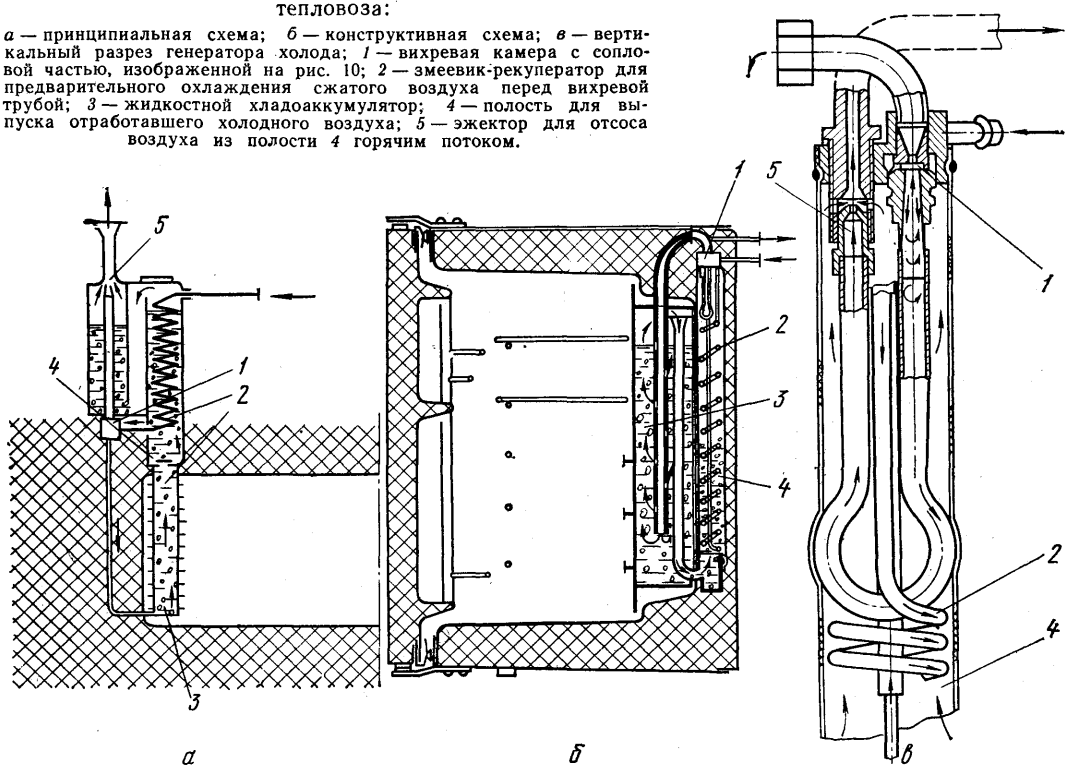


Рис. V—15. Схемы вихревых холодильных агрегатов:

а — регенеративная с теплообменником-рекуператором; *б* — регенеративная с двухсекционным регенератором и переключателями потоков; *в* — двухкаскадная с межкаскадным рекуператором; *г* — двухступенчатая с эжектированием атмосферного воздуха горячим потоком из вихревой трубы второй ступени; *д* — двухступенчатая с охлаждением горячего конца вихревой трубы первой ступени в осевой зоне вихревой трубы второй ступени; *1* — холодильная камера; *2* — теплообменник; *3* — регенератор; *4* — переключатель потоков.

Рис. V—16. Вихревой холодильник ТВХ—14 для кабины тепловоза:

а — принципиальная схема; *б* — конструктивная схема; *в* — вертикальный разрез генератора холода; *1* — вихревая камера с сопловой частью, изображенной на рис. 10; *2* — змеевик-рекуператор для предварительного охлаждения сжатого воздуха перед вихревой трубой; *3* — жидкостной хладоаккумулятор; *4* — полость для выпуска отработавшего холодного воздуха; *5* — эжектор для отсоса воздуха из полости *4* горячим потоком.



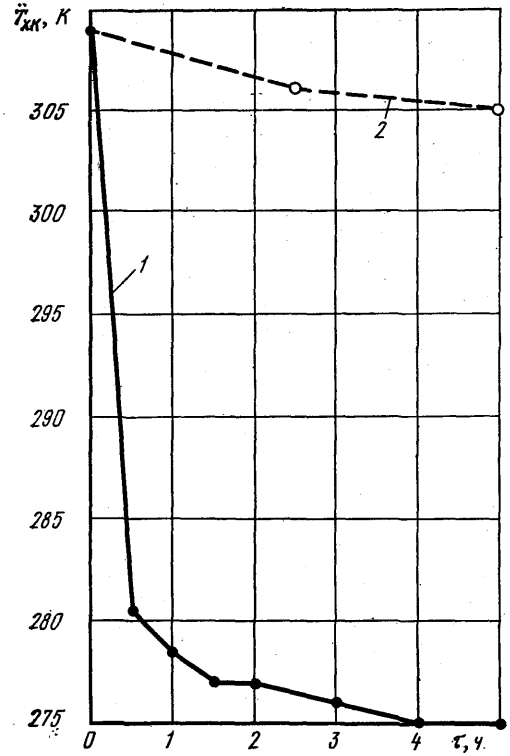


Рис. V—17. Ход температуры во времени в холодильнике ТВХ—14 (при продолжительности включения в эксплуатационных условиях ПВ = 70%):

1 — температура в геометрическом центре холодильной камеры; *2* — температура в кабине тепловоза.

нативную схему используют, как правило, при $\pi < 8$. Относительную температуру холодного потока на выходе из адиабатной вихревой трубы в регенеративной установке вычисляют по уравнению

$$(\Theta_x)_{рег}=[\mu^{-1}-1+(\Delta t_{х.к}+\Delta t_т)/T]/[(\mu\Theta_x)^{-1}-1],$$

где $\Delta t_т$ — разность температур на теплом конце теплообменника; $\Delta t_{х.к}$ — подогрев холодного потока в холодильной камере.

По регенеративной схеме работает агрегат (рис. V—16), используемый в составе холодильника ТВХ-14. Через 1 ч после включения холодильник работает в режиме, близком к установившемуся (рис. V—17).

Каскадные агрегаты. В каскадных агрегатах несколько вихревых труб включены параллельно по потоку сжатого воздуха через межкаскадные теплообменники. При умеренных располагаемых значениях π ($\pi \leqslant 3$) в каскадном агрегате (рис. V—15, *в*) можно получить более низкую температуру холодного потока, чем в регенеративной. В *n*-каскадном агрегате, работающем при $\mu_i = \text{idem}$, $\pi_i = \text{idem}$, $\Theta_{x_i} = \text{idem}$, предельное значение относительной температуры холодного потока составит $(\Theta_x)_{каск} \leqslant \Theta^n_{xi}$.

Ступенчатые агрегаты. В ступенчатом агрегате несколько вихревых труб соединяют между собой последовательно по охлаждаемому потоку (рис. V—15, *г*, *д*). При наличии *m* ступеней оптимальная разбивка располагаемого отношения давлений π по ступеням выражается зависимостью $\pi_1 = \pi_2 = \cdots = \pi_m = \sqrt[m]{\pi}$.

Наиболее перспективно ступенчатое соединение неадиабатных вихревых труб, работающих при $\mu = 1$ и охлаждаемых обратным потоком воздуха (см. рис. V—22), однако применяют и ступенчатые установки, содержащие адиабатную вихревую трубу, соединенную с неадиабатной трубой (см. рис. V—21). В последнем случае располагаемое отношение давлений разбивают по ступеням, исходя из требований к компактности и экономичности установки.

Конструкции, узлы и детали

Вихревые трубы. Типичная конструкция адиабатной трубы показана на рис. V—18. Эта труба имеет конический горячий конец, а также устройство для отсоса пограничного слоя у диафрагмы, благодаря которому при $\mu < 0{,}5$ температурный эффект увеличивается примерно на 5%.

Конструкция неадиабатной вихревой трубы с водяным охлаждением горячего конца приведена на рис. V—19.

Неадиабатная вихревая труба с оребренным горячим концом показана на рис. V—20. Эта конструкция не чувствительна к присутствию масла и рекомендуется для устройств, питаемых неочищенным воздухом.

Вихревые холодильные агрегаты. Вихревой холодильный агрегат, работающий по регенеративной схеме (см. рис. V—16), используется в составе холодильника ТВХ-14.

Двухступенчатый вихревой холодильный агрегат показан на рис. V—21, трехступенчатый — на рис. V—22.

Основные элементы вихревых труб. Сопловой ввод простейших серийных вихревых труб, работающих на неочищенном и неосушенном сжатом воздухе при $\mu \geqslant 0{,}6$, выполняют с чистотой рабочих поверхностей не ниже

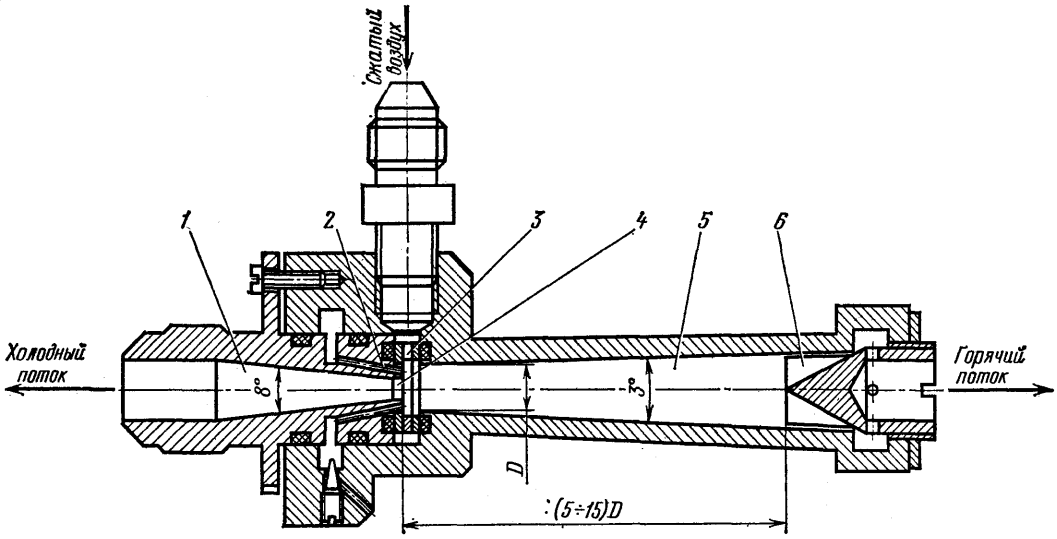


Рис. V—18. Адиабатная вихревая труба с коническим горячим концом:

1 — диффузор холодного потока; *2* — отверстия отсоса пограничного слоя диафрагмы; *3* — сопловой ввод в виде плоской шайбы с прорезью; *4* — отверстие «диафрагмы»; *5* — горячий конец; *6* — дроссель с лопастями для спрямления горячего потока.

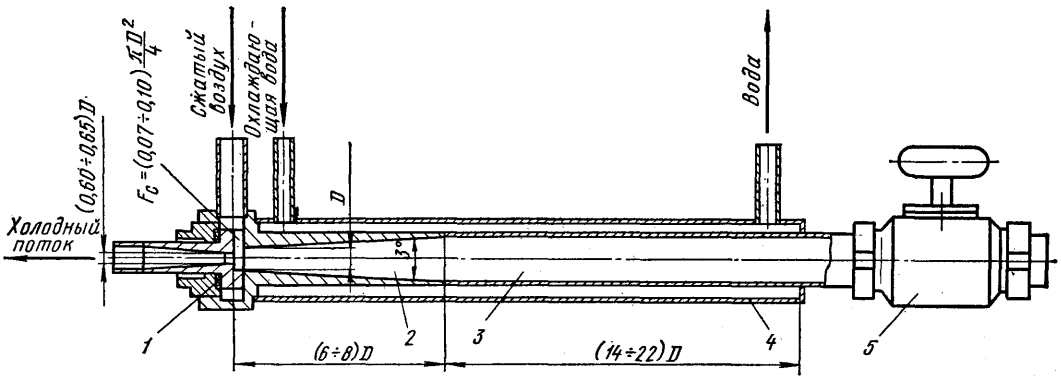


Рис. V—19. Миниатюрная неадиабатная вихревая труба (D = 5 мм):

1 — узел, выполняющий функции соплового ввода, диафрагмы и диффузора холодного потока; *2* — конический начальный участок горячего конца; *3* — цилиндрическое продолжение горячего конца; *4* — охлаждающая рубашка; *5* — дроссель.

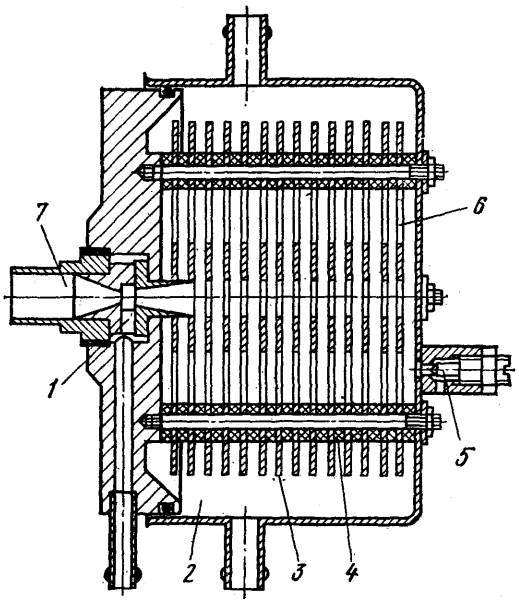


Рис. V—20. Вихревая труба с оребренным горячим концом в виде пакета из теплопроводных пластин и кольцевых прокладок:

1 — сопло; *2* — рубашка; *3* — алюминиевая пластина-ребро; *4* — прокладка; *5* — дроссель для сброса масла; *6* — перфорация в пластинах, соединяющая межреберные камеры; *7* — выпуск холодного потока.

R_a 1,0. В рекордных лабораторных установках, эксплуатируемых при $\mu < 0{,}6$, чистота рабочих поверхностей более высокая — до R_a 0,4. В вихревых трубах с $D < 10$ мм применяют односопловые вводы (см. рис. V—10, *в*), а в трубах бóльших диаметров — и многосопловые (см. рис. V—10, *д*). Плавный спиральный переход от сопла к стенке вихревой камеры и предварительная закрутка потока перед вводом в камеру (см. рис. V—10, *в*) улучшают эффективность вихревой трубы при любых значениях μ. Сопловой ввод изготовляют из нержавеющей стали, латуни, пластмасс путем фрезерования, литья либо методами порошковой металлургии. Для работы на неочищенном воздухе предпочтительны титановые и стальные сопла, менее подверженные эрозионному износу.

Благоприятная особенность неадиабатных вихревых труб состоит в том, что с уменьшением D энергетическая эффективность их снижается незначительно. Это позволяет в некоторых устройствах взамен одной большой вихревой трубы использовать несколько малых при соответствующем выигрыше в компактности, массе, ремонтопригодности. При этом сопло, диафрагму и диффузор холодного потока в маломасштабной вихревой трубе обычно объединяют в одной детали (рис. V—23) с целью упрощения изготовления и сборки.

Горячий конец в коротких ($L \leqslant 9D$) вихревых трубах снабжают крестовиной или щелевым диффузором для спрямления горячего потока и восстановления его давления. В адиабатных вихревых трубах для изготовления горячего конца используют различные материалы, в том числе и неметаллические.

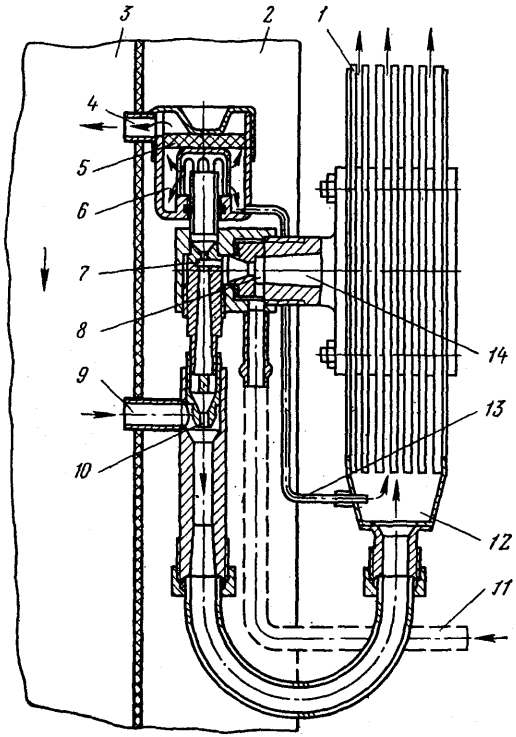


Рис. V—21. Двухступенчатая вихревая холодильная установка:

1 — оребрение неадиабатной вихревой трубы первой ступени: *2* — термоизоляционный простенок (условно не заштрихован); *3* — холодильная камера; *4* — впуск холодного воздуха; *5* — фильтр; *6* — полость каплеотделителя; *7, 8* — вихревые камеры второй и первой ступеней; *9* — отсос воздуха; *10* — эжектор; *11* — подвод сжатого воздуха; *12* — рубашка; *13* — слив жидкости из каплеотделителя; *14* — неоребренный участок горячего конца неадиабатной вихревой трубы.

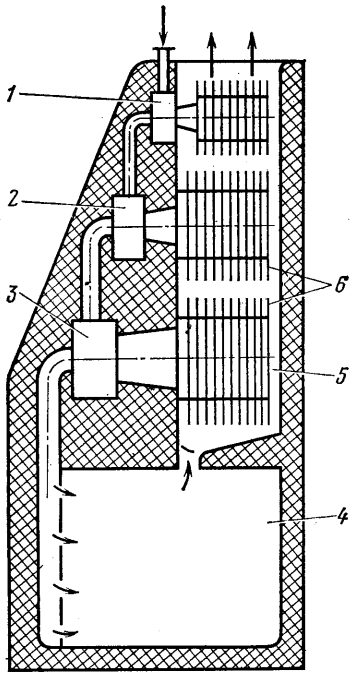


Рис. V—22. Трехступенчатая вихревая холодильная установка:

1, 2, 3 — вихревые трубы первой, второй и третьей ступеней; *4* — холодильная камера; *5* — канал обратного потока; *6* — оребрение вихревых труб.

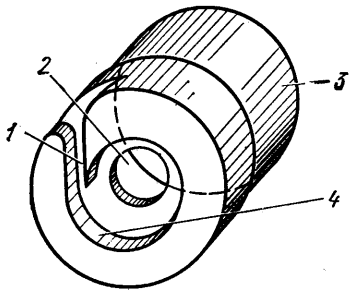


Рис. V—23. Конструкция сопловой части для вихревых труб $D < 10$ мм:

1 — прямоугольный ввод; *2* — отверстие диафрагмы; *3* — диффузор холодного потока; *4* — поверхность вихревой камеры в сопловом сечении, очерченная по спирали.

Для трубчатого горячего конца неадиабатной вихревой трубы применяют преимущественно тонкостенные медные трубки. При выполнении внутреннего оребрения межреберные зазоры не должны превышать 0,5—2 мм

Диафрагму (в случаях, описанных выше) снабжают каналами для отсоса пограничного слоя. Экспериментально установлено, что отклонение отверстия диафрагмы от соосного с вихревой камерой положения до 0,1 D почти не ухудшает температурного эффекта.

Канал для выпуска холодного потока из отверстия диафрагмы в охлаждаемый объект делают минимальной длины для уменьшения сопротивления и потерь холодопроизводительности В вихревых трубах, эксплуатируемых при $\mu > 0{,}5$, иногда устанавливают на выпуске конический или щелевой диффузор, что позволяет [4] увеличить температурный эффект охлаждения на несколько градусов. Для изготовления выпускного канала применяют неметаллические материалы с малой теплопроводностью либо предусматривают конструктивные меры (см. рис. V—18), уменьшающие теплоприток от горячего конца к холодному потоку по тепловым мостам. При непрерывной работе на неосушенном воздухе возможно обледенение диафрагмы и накапливание инея в выпускном канале. Для устранения этого явления, ухудшающего эффективность работы вихревой трубы, применяют покрытия (например в виде фторопластовой пленки), препятствующие обледенению стенок.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

B — барометрическое давление, ГПа;
b — линейный размер, м;
c — удельная теплоемкость, кДж/(кг· К);
D, d — диаметр, м;
e — эксергия, кДж/кг;
$\overline{d}$ — относительный диаметр;
f — площадь, м^2, мм^2;
$\overline{F}$, $\overline{f}$ — относительная площадь;
G — массовый расход, кг/с;
h — линейный размер, м;
Δi — разность удельных энтальпий, кДж/кг;
k — показатель адиабаты;
l — удельная работа, кДж/кг; L— линейный размер, м;
m — число ступеней;
N — мощность, кВт;
n — число каскадов;
p — давление, Па;
Q — холодопроизводительность, тепловой поток, кВт;
q — удельная холодопроизводительность, кДж/кг;
$\overline{q}$ — относительная массовая скорость;
s — удельная энтропия, кДж/(кг · К);
T — абсолютная температура, K;
t — температура, °С;

$\Delta T, \Delta t$ — разность температур, °С, К;
ε — холодильный коэффициент;
η — КПД, температурная эффективность;
Θ — относительная температура;
λ — приведенная адиабатная скорость;
μ — доля холодного потока воздуха, кг/кг;
π — отношение давления, степень повышения давлений;
$\bar{\rho}$ — относительная плотность;
σ — коэффициент восстановления давления;
τ — время, ч
φ — коэффициент скорости.

Индексы

* — при скорости воздуха, равной скорости звука;
1,2,3,... — номера точек в соответствии с рис. I—1—I—4;
1,2,...,m — номера ступеней;
1w, 2w — охлаждающая среда на входе и выходе;
33 — при диаметре, равном 33 мм;
а — адиабатный;
г — горячий;
д — диафрагма;
к — компрессор;
каск — каскадный;
о. ср — окружающая среда;
с — сопло;
т — турбодетандер;
х — холодный;
х. к — холодильная камера;
i — номер каскада в каскадной установке;
p — при постоянном давлении;
s — при изоэнтропическом расширении;
′, ″ — индексы различных потоков.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Азаров А. И. Охлаждаемая вихревая труба с нестационарным горячим потоком. — В кн: Холодильная техника и технология. Киев. — Техника, 1973, № 17, 70 с.

2. Азаров А. И Характеристики вихревой трубы с рециркулирующим горячим потоком. — В кн: Холодильная техника и технология. Киев, — Техника, 1974, № 18, с. 48—52.

3. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. — М.: Энергия, 1973. — 294 с.

4. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. — М.: Машиностроение, 1969. — 182 с.

5. Дубинский М. Г., Левшук А. Т. Воздушные турбохолодильные машины, — Труды Института двигателей АН СССР, 1962, вып. VI, 7 с.

6. Дубинский М. Г. Воздушные и газовые турбохолодильные машины. — М.: Знание, 1968, 62 с.

7. Мартыновский В. С. Анализ действительных термодинамических циклов. — М.: Энергия 1972.—215 с.

8. Мартыновский В. С., Алексеев В. П. Вихревой эффект охлаждения и его применение. — Холодильная техника, 1953, № 3, с. 63—66.

9. Мартыновский В. С., Дубинский М. Г. Воздушные турбохолодильные машины с дополнительным охлаждением в регенераторе. — Холодильная техника, 1964, № 6, с. 16—18.

10. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. — М.: Энергия, 1970, 158 с.

11. Холодильные машины/ под ред. Н. Н. Кошкина. — М.: Пищевая промышленность, 1973. — 511 с.

12. Жирицкий Г. С. Авиационные газовые турбины. — М.: Оборонгиз, 1950. — 511 с.

13. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины / под ред. Б. С. Стечкина. — М.: Оборонгиз, 1956. — 548 с.

14. Герш С. Я. Глубокое охлаждение, ч. II. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1960—496 с.

ГЛАВА VI
АВТОМАТИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Автоматизация холодильных машин позволяет обеспечить:

повышение производительности труда обслуживающего персонала в результате освобождения его от необходимости непрерывного наблюдения за работой машин;

повышение точности поддержания заданного параметра технологического процесса, например температуры в аппаратах химического производства или в холодильных камерах, что способствует сохранению качества и сокращению потерь при хранении пищевых продуктов и т. д.;

предупреждение аварийных режимов, благодаря применению приборов атоматической защиты;

увеличение сроков службы холодильного оборудования в результате автоматического поддержания оптимального режима его эксплуатации;

непрерывный контроль параметров работы машин и аппаратов с помощью самопищущих приборов;

снижение эксплуатационных расходов в результате сокращения количества обслуживающего персонала при переходе на периодическое обслуживание, а также в результате уменьшения непроизводительных расходов на электроэнергию и воду.

Для осуществления полной автоматизации холодильных агрегатов, машин и установок необходимо выполнение следующих требований: технологический процесс получения холода должен соответствовать оптимальному режиму работы холодильного оборудования и регулирующих органов (приборов и механизмов); технологическая схема должна исключать возможность аварийных режимов (например, влажный ход, гидравлический удар и т. д.).

Одна из основных задач автоматизации холодильных машин и агрегатов — поддержание заданных выходных параметров (например, температуры охлаждаемой среды при переменной нагрузке). Это достигается регулированием холодопроизводительности холодильных машин и агрегатов.

Регулирование холодопроизводительности холодильной машины связано с необходимостью регулирования режима работы основных аппаратов (конденсатора и испарителя).

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ

Основными элементами системы автоматизации холодильной машины являются системы управления, сигнализации, защиты.

В холодильной технике широкое распространение получили системы автоматизации, специально разработанные для каждого вида холодильного оборудования.

В отечественной практике для удешевления производства и обеспечения взаимозаменяемости щитов управления применяют унифицированные системы автоматизации. Аппаратуру унифицированных систем автоматизации размещают в щитах, которые выполняют в виде блоков управления, сигнализации, силового и т. д. [4, 5].

Выбор системы автоматизации определяется степенью участия обслуживающего персонала в процессе эксплуатации холодильного оборудования.

В зависимости от степени участия обслуживающего персонала в процессе эксплуатации оборудования различают унифицированные системы:

I степени автоматизации — постоянное обслуживание; непрерывный контроль основных параметров, регулирование холодопроизводительности вручную непосредственно на месте размещения оборудования при наличии систем сигнализации и защиты;

II степени автоматизации — периодическое обслуживание: контроль основных параметров, автоматическое регулирование холодопроизводительности, дистанционное или автоматическое управление при наличии систем сигнализации и защиты;

III степени автоматизации — автоматическое управление (включение, выключение, защита, регулирование холодопроизводительности) с профилактическим обслуживанием, т. е. периодический осмотр установок согласно расписанию регламентных работ.

Рекомендации по применению унифицированных систем автоматизации [7] в зави-

Таблица VI-I. *Рекомендации по применению унифицированных систем автоматизации*

Обслуживание	Степень автоматизации	Холодильные машины и агрегаты							
		с поршневыми компрессорами				с винтовыми компрессорами	с центробежными компрессорами	двухступенчатые, каскадные	абсорбционные
		герметичными	бессальниковыми	сальниковыми	оппозитными				
Постоянное	I	—	—	—	(*)	—	(*)	(*)	(*)
Периодическое	II	—	(*)	(*)	(*)	*	*	*	*
Профилактическое	III	*	*	*	—	(*)	—	(*)	—

Условные обозначения: * — основной вариант, (*) — допустимый вариант.

Примечание. Постоянное присутствие обслуживающего персонала допускается в исключительных случаях: на установках, не обеспеченных надежной защитой, либо на установках с непрерывным изменением режима работы (испытательные стенды и т. д.).

симости от типа холодильных машин и агрегатов представлены в табл. VI—1.

В системах II и III степени автоматизации предусматривают аппаратуру (переключатели) для осуществления следующих режимов *управления*:

опробование — ручное включение и отключение машины при деблокировке (отключении) ряда защитных устройств, кроме тех, которые являются обязательными по условиям соблюдения правил безопасности;

полуавтоматическое управление — включение и отключение машины осуществляется обслуживающим персоналом с местного щита или с центрального диспетчерского пункта;

автоматическое управление — включение и отключение машины осуществляется схемой автоматизации по программе, заданной приборами, обеспечивающими соблюдение технологического режима.

В отдельных случаях применяют схемы автоматизации с комбинацией автоматического управления с управлением с центрального диспетчерского пункта.

Сигнализацию подразделяют на оперативную и аварийную. К оперативной сигнализации относится сигнализация состояния (положения) агрегатов и механизмов (например, «Отключено», «Пуск», «Включено», «Закрыто», «Открыто») к аварийной — сигнализация причины аварийного отключения, например, — повышение (понижение) давления холодильного агента, понижение перепада давлений в системе смазки компрессора и т. д. К аварийной сигнализации относится также сигнализация нарушения нормального режима работы, например повышение температуры подшипников, снижение или повышение температуры масла сверх допустимого и т. д. Обычно аварийная световая сигнализация дублируется звуковым сигналом. Приборы сигнализации (табло, лампы и т. д.) размещают обычно на местных щитах и частично дублируют на центральном диспетчерском пункте.

Автоматическая *защита* от нарушения заданного режима работы является основным условием надежной и безопасной работы холодильной машины. Защита должна предупреждать обслуживающий персонал об отклонении контролируемых параметров или автоматически отключать холодильную машину при недопустимом отклонении контролируемых параметров с целью предотвращения аварии, т. е. при повреждении отдельных узлов, аппаратов и машины в целом, а также для обеспечения безопасности работы обслуживающего персонала.

В зависимости от технических требований, особенностей холодильного оборудования, требований безопасности, экономической целесообразности и уровня автоматизации схемы защиты могут быть различными, как по количеству контролируемых параметров, так и по типу приборов, осуществляющих защиту. Минимальный объем защиты машин и агрегатов всех категорий холодильного оборудования определяется требованиями безопасности.

Рекомендуемые в зависимости от типа оборудования виды защиты приведены в табл. VI—2.

Таблица VI-2. *Рекомендации по применению вида защиты*

Защита	Холодильные машины и агрегаты							Примечание
	с компрессорами						абсорбционные	
	поршневыми				винтовыми	центробежными		
	герметичными	бессальниковыми	сальниковыми	оппозитными				
От повышения температуры обмоток электродвигателя	*	*	—	—	—	—	—	
От повышения давления нагнетания	—	*	*	*	*	*	—	
От понижения давления всасывания	—	(*)	*	*	*	*	—	
От повышения температуры нагнетания	—	—	*	*	*	—	—	
От понижения давления масла	—	*	*	*	*	*	—	
От повышения температуры масла	—	—	—	*	*	—	—	
От понижения уровня в маслобаке	—	—	—	—	*	*	—	Для аммиачных и пропановых машин
От понижения давления воздуха под кожухом электродвигателя	—	—	—	*	—	*	—	Для двигателя с наддувом
От повышения уровня в промежуточном сосуде	—	—	—	*	—	—	—	
От осевого сдвига	—	—	—	—	—	*	—	
От понижения давления масла в системе редуктора	—	—	—	—	—	*	—	Для аммиачных и пропановых машин
От понижения температуры масла	—	—	—	—	—	(*)	—	На сигнал
От повышения температуры подшипников	—	—	—	—	—	(*)	—	На сигнал либо на отключение машины
От изменения давления в абсорбере	—	—	—	—	—	—	*	
От падения давления после насосов	—	—	—	—	—	—	*	
От кристаллизации раствора	—	—	—	—	—	—	*	
От понижения температуры воды в испарителе	—	*	*	—	—	*	—	При охлаждении воды в испарителе
От повышения уровня в испарителе или отделителе жидкости	—	—	*	*	*	*	—	Только на аммиачных машинах

Условные обозначения: * — основной вариант, (*) — допустимый вариант.

На двухступенчатых и каскадных компрессионных машинах и агрегатах предусматривают схему защиты для каждой ступени (каскада) в зависимости от типа применяемых машин и агрегатов. На холодильных машинах с центробежными компрессорами во избежание ложных отключений допускается введение выдержки времени в схему защиты.

На абсорбционных холодильных машинах в дополнение к видам защиты, указанным в

табл. VI—2, предусматривают защиту от обрыва фаз встроенных электродвигателей насосов и от понижения давления после насосов.

На холодильных машинах крупной производительности с центробежными и винтовыми компрессорами применяют защиту электродвигателей от перегрузки посредством воздействия реле контроля мощности на регуляторы производительности компрессора (поворот лопаток входного направляющего аппарата, перемещение золотника, изменяющего полость сжатия). Такой вид защиты используют, как правило, при пуске отепленной установки с постепенным выходом на режим.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Регулирование холодопроизводительности может осуществляться внешними способами и непосредственным воздействием на компрессор и предусмотренные в нем механизмы регулирования [3].

Виды регулирования холодопроизводительности приведены в табл. VI—3.

Таблица VI—3. *Рекомендации по применению видов регулирования*

Вид регулирования	Холодильные машины и агрегаты						
	с компрессорами						
	поршневыми						
	герметичными	бессальниковыми	сальниковыми	оппозитными	винтовыми	центробежными	абсорбционные
Перепуск пара из линии нагнетания в линию всасывания, дросселированием	—	—	—	*	—	(*)	—
Дросселирование на всасывании	—	(*)	(*)	(*)	—	(*)	—
Изменение частоты вращения компрессора							
ступенчатое	—	(*)	(*)	—	—	—	—
плавное	—	—	(*)	—	—	(*)	—
Перепуск пара из полости нагнетания цилиндра в полость всасывания	—	(*)	—	—	—	—	—
Отжим пластин всасывающих клапанов	—	*	*	—	—	—	—
Перемещение золотника, изменяющего объем полости сжатия	—	—	—	—	*	—	—
Поворот лопаток входного направляющего аппарата или диффузора	—	—	—	—	—	*	—
Изменение расхода греющей среды генератора	—	—	—	—	—	—	*
Пуск — остановка	*	*	(*)	—	(*)	—	—

Условные обозначения: * — основной вариант, (*) — допустимый вариант.

Регулирование холодопроизводительности перепуском пара из линии нагнетания в линию всасывания (байпасирование) практически можно использовать на всех компрессионных холодильных машинах. Однако этот способ энергетически невыгоден из-за необратимых потерь вследствие перепуска сжатого пара и повышения температуры газа на всасывании, а также из-за общего перегрева компрессора. Регулирование осуществляется посредством установки управляемой арматуры между линиями нагнетания и всасывания, которая открывается (и закрывается) по сигналу от датчика температуры или давления. В некоторых случаях для охлаждения пара на всасывании применяют впрыск жидкости. Используют также байпасирование с помощью устройств, перепускающих пар из отдельных полостей компрессора. При этом на линии нагнетания устанавливают обратный клапан.

Такую систему называют изолированным (автономным) байпасом. Компрессоры с встроенными байпасами используют только в режимах с низким отношением давлений (например, в установках кондиционирования воздуха).

Дросселирование пара на всасывании заключается в том, что компрессор искусственно с помощью автоматического регулятора давления «после себя» переводится на работу с более низким давлением всасывания, в результате чего холодопроизводительность его уменьшается. Система имеет ограниченное применение, так как при дросселировании увеличиваются отношение давлений нагнетания и всасывания, общая температурная напряженность компрессора и, соответственно, удельный расход энергии. Эту систему можно использовать при необходимости регулирования холодопроизводительности на компрессорах, не оборудованных специальным устройством.

Регулирование холодопроизводительности осуществляют также изменением частоты вращения ротора приводного электродвигателя компрессора путем переключения числа пар полюсов. С этой целью применяют специальные многоскоростные электродвигатели. Метод имеет ограниченное применение из-за повышенных потерь в многоскоростных электродвигателях.

Перспективным является регулирование производительности компрессора путем плавного изменения частоты вращения ротора приводного электродвигателя посредством изменения частоты питающего напряжения. Однако производство таких систем регулирования связано с применением электронной полупроводниковой аппаратуры и дросселей, что приводит к увеличению габаритных размеров и повышению стоимости.

Регулирование холодопроизводительности посредством отжима всасывающих клапанов можно осуществить с помощью механических толкателей с гидравлическим (масляным) или пневматическим (давлением паров холодильного агента) приводом, а также с помощью электромагнитного привода [1, 2, 8]. За рубежом для отжима клапанов применяют, как правило, механические толкатели.

В двухступенчатых и каскадных машинах и агрегатах способ регулирования холодопроизводительности выбирают в зависимости от типа компрессоров, применяемых в каждой ступени (каскаде). В абсорбционных холодильных машинах и агрегатах холодопроизводительность регулируется путем изменения количества греющего теплоносителя (воды, пара).

В отечественном холодильном машиностроении для поршневых компрессоров применяют разработанную ВНИИхолодмашем и освоенную производством систему электронного регулирования производительности компрессоров. В основу этой системы положен принцип воздействия на клапан электромагнитного поля. Конструкция может быть выполнена с внутренней или внешней катушкой.

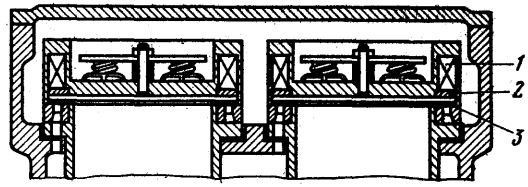


Рис. VI—1. Электромагнитный клапан с внутренней катушкой:

1 — катушка электромагнита; *2* — диамагнитная проставка; *3* — пластина кольцевого клапана.

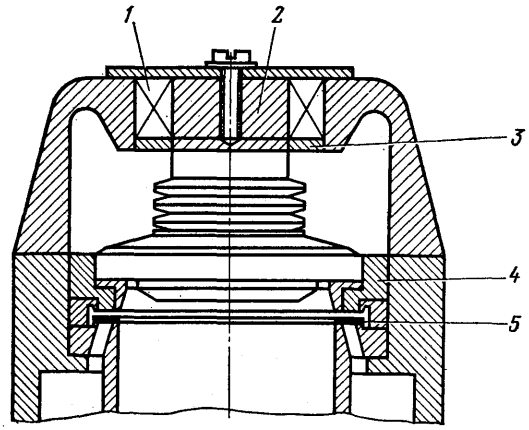


Рис. VI—2. Электромагнитный клапан с внешней катушкой:

1 — катушка электромагнита; *2* — постоянный магнит; *3* — диамагнитная проставка катушки; *4* — диамагнитная проставка клапана; *5* — пластина кольцевого клапана.

Электромагнитный клапан со встроенной в клапан внутренней катушкой показан на рис. VI—1. При подаче тока в катушку магнитное поле, образующееся вокруг нее, благодаря наличию диамагнитной проставки замыкается через пластину всасывающего клапана и удерживает ее в верхнем отжатом положении. При этом полость цилиндра соединяется с полостью всасывания, обеспечивая

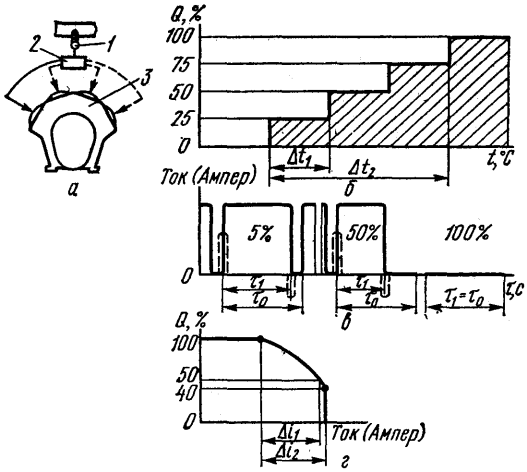


Рис VI—3. Системы автоматического управления клапанами:

а — схема: *1* — датчик, контролирующий изменение параметра; *2* — электронный блок регулирования; *3* — электромагнитные клапаны: *а* — ступенчатое (шаговое) регулирование; *б* — импульсное регулирование (постоянной полярности — сплошная линия; переменной полярности — пунктир); *в* — регулирование отсечкой на части хода поршня.

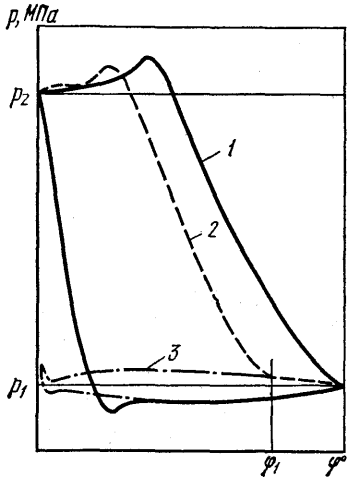


Рис. VI—4. Индикаторная диаграмма:

1 — при 100% производительности; *2* — при частичной разгрузке; *3* — холостого хода.

перепуск газа при нагнетании из цилиндра обратно в полость всасывания и осуществляя тем самым разгрузку компрессора. Эту конструкцию широко применяют на фреоновых компрессорах средней производительности, предназначенных, в основном, для установок кондиционирования воздуха.

Электромагнитный клапан с внешней катушкой показан на рис. VI—2. В этой оригинальной конструкции катушка электромагнита размещена с внешней стороны крышки компрессора и не подвергается действию холодильного агента. Магнитное поле в этом случае подводится к пластине клапана через крышку цилиндра компрессора (внешний магнитопровод) и детали самого клапана (центральный магнитопровод). Введение в конструкцию двух диамагнитных проставок обеспечивает нужное направление силовых линий магнитного поля. Оптимальная эффективность электромагнитного поля (тяговое усилие клапана) достигается при правильном выборе сопротивления магнитопровода и амперитков катушки.

Электромагнитные клапаны обеспечивают надежную и экономичную работу на компрессорах при частоте вращения ротора электродвигателя от 15 до 60 $с^{-1}$. Электромагнитное управление клапанами позволяет, в зависимости от требований технологического процесса (точность регулирования, инерционность, скорость изменения нагрузки и т. д.), применять наиболее эффективные системы автоматического регулирования: ступенчатое (шаговое); плавное импульсное постоянной полярности; плавное импульсное переменной полярности; плавное с отсечкой клапана на части хода сжатия; комбинированное.

В системах со значительной тепловой инерцией и там, где не требуется точное поддержание заданного параметра (давления, температуры), целесообразно применять ступенчатое (шаговое) регулирование производительности путем поочередного включения и отключения цилиндров (рис. VI—3). Отключение цилиндров производится путем подачи тока в катушку электромагнита, в результате чего пластина клапана удерживается в верхнем положении, соединяя полость цилиндра с полостью всасывания, а цилиндр разгружается (рис. VI—4) и переводится в режим холостого хода, описываемый индикаторной диаграммой 3.

В системах с малой тепловой инерцией и с быстро изменяющейся нагрузкой для обеспечения точного поддержания заданного параметра рекомендуется использовать системы плавного регулирования производительности. Плавное импульсное регулирование постоянной полярности осуществляется подачей тока

одного направления одновременно во все катушки электромагнитов компрессора (см. рис. VI—3). При этом все цилиндры разгружаются и переводятся в режим холостого хода (см. рис. VI—3). Плавное регулирование в этом случае достигается путем изменения отношения времени подачи импульса тока τ_1 к общему времени цикла τ_2. Таким образом, средняя нагрузка компрессора в течение цикла $\alpha = (\tau_0 - \tau_1)/\tau_1$, где τ_1 — время холостого хода; $(\tau_0 - \tau_1)$ — время работы.

Плавное регулирование можно осуществить также путем отсечки (закрытия клапана) на части хода сжатия. При этом изменение производительности описывается индикаторной диаграммой *2* (см. рис. VI—4) и зависит от угла отсечки. Меняя этот угол, можно плавно изменять производительность компрессора. Наиболее простой способ изменения угла отсечки — автоматическое изменение силы тока, протекающего через катушки клапанов, в зависимости от изменения заданного параметра. Чем меньше сила тока, а следовательно, и тяговое усилие электромагнита, тем раньше произойдет отсечка, тем выше будет производительность компрессора и наоборот. Однако такой способ позволяет осуществить регулирование производительности в ограниченном диапазоне (от 100 до 40% номинальной). Хорошие результаты получены при использовании комбинированной системы, сочетающей шаговое и импульсное регулирование, т. е. производительность компрессора грубо определяется количеством цилиндров, включенных по шаговой системе, а доводка производительности (точно по заданной) осуществляется импульсной системой, воздействующей на 1—2 цилиндра.

Преимуществом смешанной системы являются значительно меньшие колебания электрической мощности, чем в случае применения только импульсной, где электрическая мощность компрессора в процессе регулирования изменяется от полной мощности до мощности холостого хода, сохраняя среднее значение за время цикла. В системе с отсечкой клапана, так же как в описанной выше смешанной системе, нагрузка и потребляемая мощность изменяются плавно.

Система автоматического регулирования поршневых компрессоров методом электромагнитного отжима пластин всасывающих клапанов имеет много преимуществ: простота конструкции, позволяющая максимально унифицировать компрессоры как с регулированием производительности, так и без нее; малая стоимость; малая инерционность, позволяющая регулировать производительность практически с любой скоростью; высокая точность поддержания заданного параметра (температуры, давления).

На холодильных машинах и установках устанавливают, как правило, ряд компрессоров, в связи с чем решают задачу автоматического регулирования производительности установки в целом. Для решения этой задачи обычно предусматривают установку группы нерегулируемых компрессоров в сочетании с группой регулируемых. Для согласования работы всех машин устанавливают электронный блок автоматического согласования (БАС), который осуществляет ступенчатое (шаговое) изменение производительности путем включения и отключения нерегулируемых компрессоров и производит доводку производительности установки до необходимой путем регулирования производительности на компрессорах, оборудованных системой регулирования.

АВТОМАТИЗАЦИЯ АППАРАТОВ

Для обеспечения надежной и экономичной работы холодильных машин необходима автоматизация основных аппаратов — конденсаторов, испарителей и т. д. Необходимость в регулировании работы конденсатора определяется, с одной стороны, экономией расхода воды и электроэнергии, а с другой — необходимостью поддержания нижнего предела давления для обеспечения работы терморегулирующих вентилей.

Регулирование режима работы конденсатора с водяным охлаждением осуществляют следующими способами: отключением подачи воды в конденсатор (например, посредством соленоидного вентиля для машин, регулируемых способом включения — отключения); изменением подачи количества воды в зависимости от изменения давления конденсации (посредством водорегулирующего вентиля).

Регулирование режима работы конденсатора воздушного охлаждения осуществляется изменением подачи воздуха (изменением частоты вращения вентилятора, его остановкой, изменением положения жалюзи на линии подачи воздуха и т. д.).

Испаритель — выходной аппарат холодильной установки. Для того, чтобы обеспечить поддержание температуры охлаждаемой среды и необходимую холодопроизводительность установки, испарители снабжают регулирующими приборами. Одна из основных функций этих приборов — подача жидкости в соответствии с тепловой нагрузкой на испаритель, т. е. исключение возможности влажного хода (поступления жидкости) на всасывание компрессора.

Регулирование питания испарителя жид-

ким холодильным агентом осуществляется с помощью следующих устройств.

капиллярных трубок или калиброванных отверстий при дозированной заправке — для малых фреоновых испарителей;

терморегулирующих вентилей — для испарителей с внутритрубным кипением, а также с межтрубным кипением, допускающих повышенный перегрев;

регуляторов уровня на стороне низкого давления — для аммиачных и пропановых испарителей;

регуляторов уровня на стороне высокого давления — в машинах с дозированной заправкой;

соленоидного вентиля на линии подачи холодильного агента, который включается или выключается в зависимости от перегрева (в кожухотрубных фреоновых испарителях).

СХЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ

Ниже приведены примеры выполнения принципиальных схем для некоторых основных видов холодильного оборудования [6]. Обозначения в схемах приняты по ГОСТ 3925—59. Унифицированные системы автоматизации холодильных машин и агрегатов приведены в каталогах холодильного оборудования, либо в технических условиях на поставку.

Водоохлаждающая машина с поршневым компрессором. Пример принципиальной схемы автоматизации водоохлаждающей машины с сальниковым поршневым компрессором приведен на рис. VI—5. Компрессор оборудован системой автоматического регулирования производительности посредством электромагнитного отжима всасывающих клапанов.

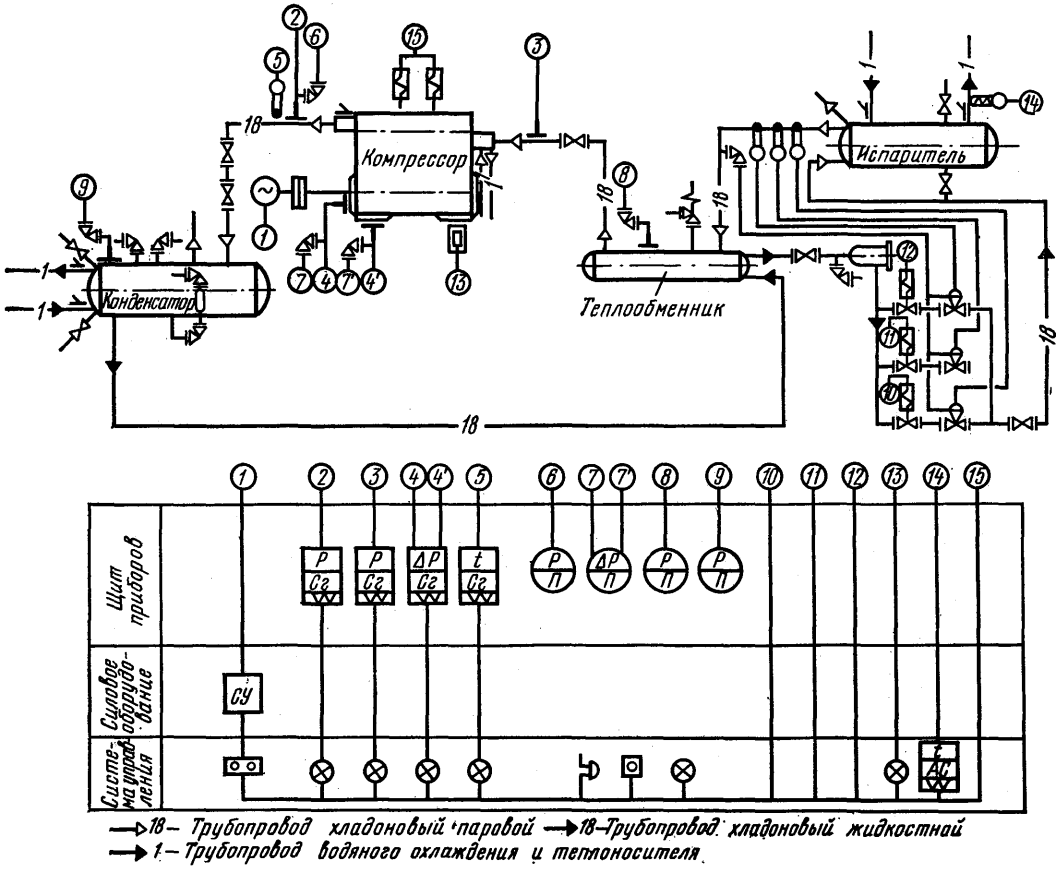


Рис. VI—5. Схема автоматизации водоохлаждающей поршневой холодильной машины.

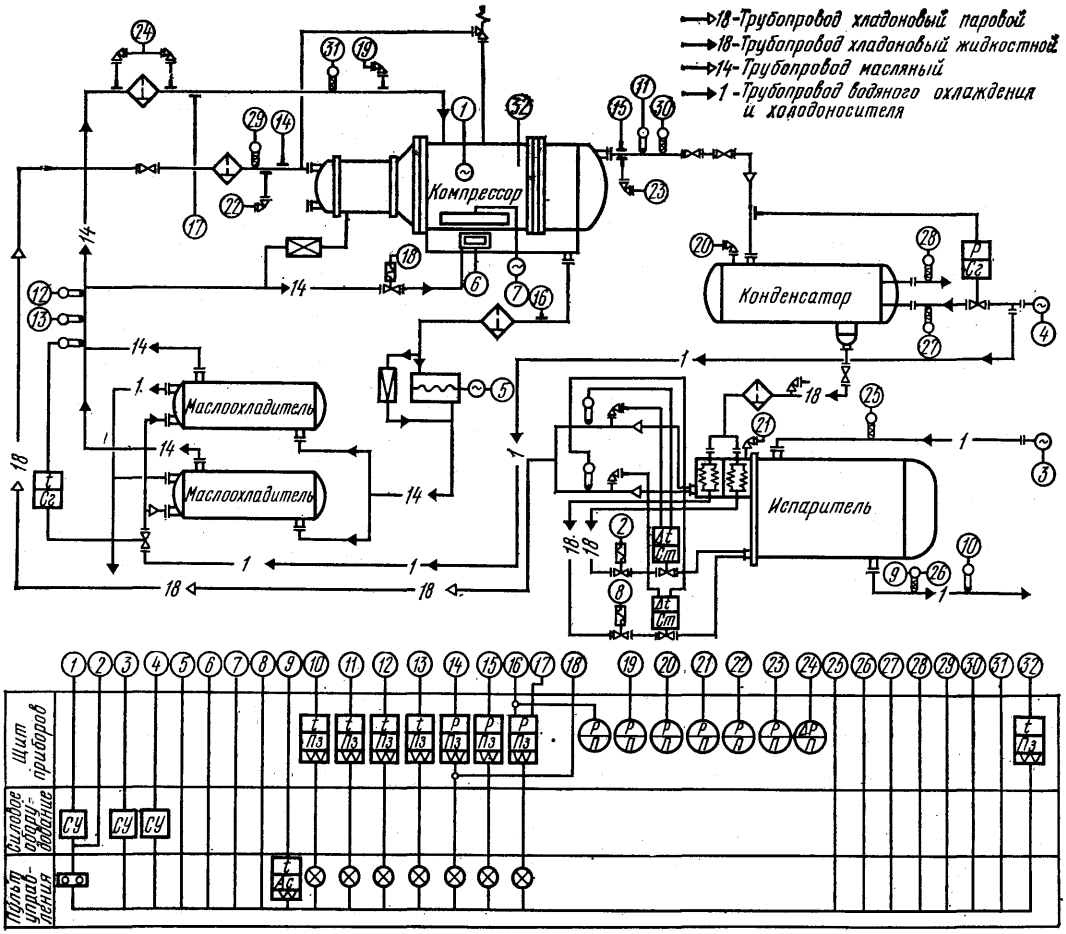


Рис. VI—6. Схема автоматизации винтовой холодильной машины.

Схемой предусмотрены следующие виды защиты: от повышения давления нагнетания, от понижения давления всасывания, от понижения перепада давления масла, от повышения температуры нагнетания.

Приборы защиты устанавливают на машине (на щите приборов). Здесь же устанавливают манометры для контроля давления всасывания (испарения), нагнетания, конденсации и перепада давления масла.

На машине размещают также пульт управления (например, А—80). Схема пульта предусматривает три режима управления:

автоматическое управление — включение и выключение по сигналу от регулятора температуры; защита, блокировки и изменение производительности компрессора автоматические;

полуавтоматическое управление (в отличие от автоматического) — включение — выключение и изменение производительности вручную;

ручное управление (опробование) — (в отличие от полуавтоматического) часть устройств для защиты, кроме реле давления нагнетания, отключены.

Схемой предусмотрена расшифровывающая сигнализация причины аварийного отключения компрессора (при срабатывании защиты).

Производительность компрессора изменяется в зависимости от температуры хладо-

носителя посредством электромагнитного отжима всасывающих клапанов (отключения части цилиндров путем перепуска холодильного агента из цилиндра в полость всасывания). Управление электромагнитными клапанами осуществляется с блока регулирования, который устанавливают отдельно. Регулирование производительности осуществляется либо ступенчато (100, 75, 50, 25%) путем отключения цилиндров с шагом 25% (глубина изменения производительности от 100 до 25%), либо плавно — описанными выше способами.

Силовую аппаратуру устанавливают в станции управления. Комплектно с машиной поставляют пульт сигнализации, на котором предусмотрены сигналы «Включено» и «Неисправно». Сигнал «Неисправно» на пульте управления сопровождается звуковой сигнализацией.

Холодильная машина может также поставляться без устройств для регулирования производительности. В этом случае электромагнитные клапаны заменяют обычными.

Машина с винтовым компрессором. Пример принципиальной схемы автоматизации холодильной машины с винтовым компрессором производительностью 290 кВт (250 тыс. ккал/ч) показан на рис. VI—6.

Схемой предусмотрены автоматическая защита, расшифровывающая аварийная сигнализация, сигнализация состояния компрессора, насосов, регулирующего устройства, автоматическое регулирование производительности, контроль давления и температуры в линиях и аппаратах.

Предусмотрены следующие виды защиты: от повышения давления нагнетания; от понижения давления всасывания; от понижения перепада давления масла; от повышения температуры нагнетания; от повышения температуры масла, от повышения температуры обмоток встроенного электродвигателя; от замерзания воды в испарителе. При срабатывании одной из этих защит останавливается компрессор и загорается сигнал, указывающий причину аварийной остановки.

Предусмотрена блокировка включения компрессора по нижнему пределу температуры масла. Регулирование производительности осуществляется путем изменения количества сжимаемого газа в результате перемещения золотника в зависимости от температуры хладоносителя на выходе из испарителя. Регулирование плавное (от 100% до 10% производительности). Первоначальный пуск компрессора — разгруженный, предусмотрена коррекция производительности по мощности электродвигателя.

Для контроля давления на манометровом щите установлены манометры. Контроль температуры осуществляется термометрами сопротивления и логометром, установленным на пульте управления машиной.

Управление предусматривает работу в трех режимах:

автоматическом — автоматический программный пуск, автоматический выход на режим (корректировка производительности по мощности электродвигателя), автоматическое поддержание температуры хладоносителя в заданных пределах — регулирование производительности, автоматическая защита и блокировка, аварийное отключение машины;

полуавтоматическом (в отличие от автоматического) — программный пуск и регулирование производительности осуществляются вручную;

ручном (опробование), при котором часть защитных устройств, кроме устройств для защиты от повышения давления нагнетания и от понижения уровня в маслобаке, отключены.

Вся аппаратура (силовая, управления, контроля и регулирования производительности) поставляется в комплекте с машиной и устанавливается в щите и на пульте управления и регулирования. Агрегат комплектуется силовым блоком, блоком регулирования и пультом управления, устанавливаемыми непосредственно на агрегате.

Машина с центробежным компрессором. Пример принципиальной схемы автоматизации одноступенчатой фреоновой центробежной машины представлен на рис. VI—7.

Парообразный фреон засасывается из испарителя центробежным компрессором, сжимается до давления конденсации и поступает в конденсатор, где конденсируется в результате подогрева воды, циркулирующей по трубкам аппарата.

Жидкий фреон сливается в поплавковую камеру, где дросселируется поплавковым регулирующим вентилем до давления кипения. Парожидкостная смесь после дросселирования поступает в испаритель, и жидкий фреон кипит за счет теплоты, отбираемой от воды, циркулирующей по трубкам испарителя.

Для разгрузки машины при пуске применяют байпасирование путем перепуска фреона между линией нагнетания и всасывания (между конденсатором и испарителем).

От помпажа машину защищают два реле давления на нагнетании и всасывании.

Схема предусматривает следующие виды защиты: от понижения давления всасывания (в испарителе); от повышения давления нагнетания (в конденсаторе); от понижения температуры в испарителе; от нарушения режима смазки в системе смазки турбины; от осевого сдвига; от перегрузки электродвигателя.

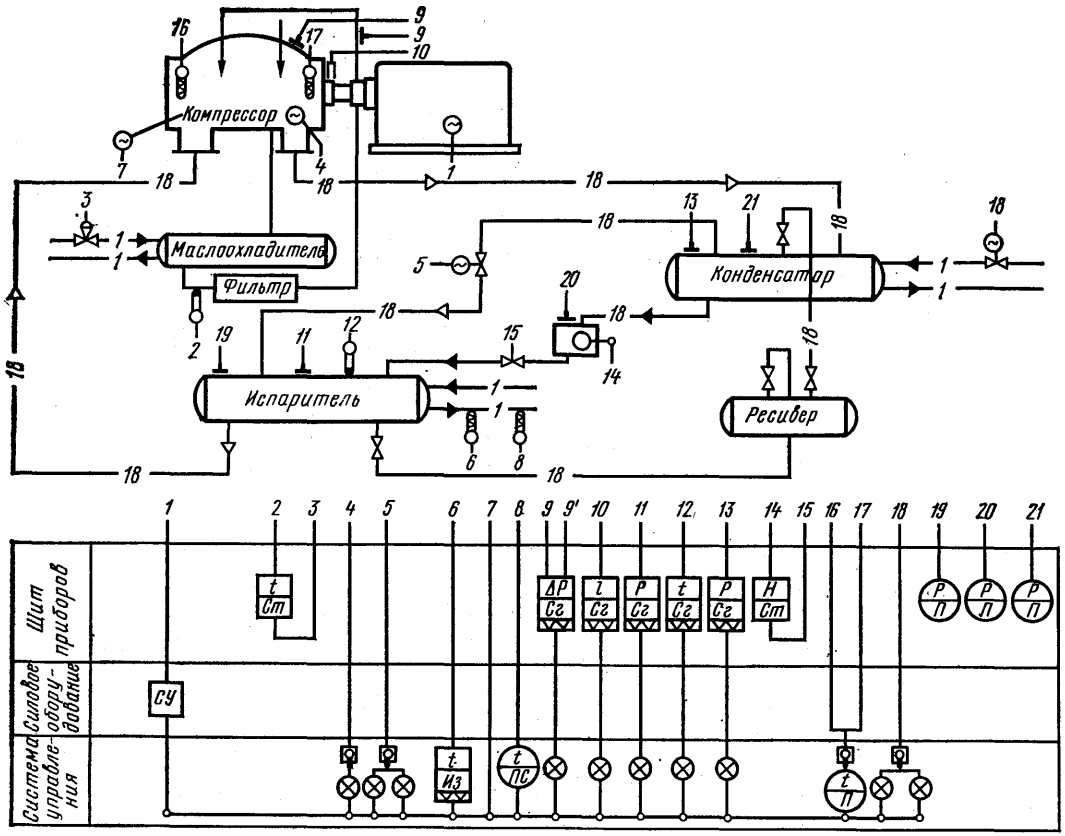


Рис. VI—7. Схема автоматизации одноступенчатой фреоновой центробежной холодильной машины

Регулирование производительности машины при изменении тепловой нагрузки осуществляется автоматически с помощью входного направляющего аппарата. Регулирование ведется по температуре воды, выходящей из испарителя. Описанная система позволяет изменять производительность машины от 100 до 50%. Регулирование применяется также для защиты электродвигателя от перегрузки путем воздействия реле мощности на регулирующее устройство при пуске отепленной установки либо при резком увеличении нагрузки в процессе работы.

Смазка машины осуществляется от герметичной масляной системы, встроенной в корпус компрессора и находящейся под давлением всасывания фреона. Масляный насос включается перед пуском машины. В случае падения давления масла в системе ниже допустимого отключается центробежный компрессор. При работе машины температура масла поддерживается автоматически регулятором температуры (прямого действия), который подает воду на маслоохладитель в случае повышения температуры выше допустимой.

Предусмотрен контроль следующих параметров: давления в испарителе; давления в конденсаторе; давления в дросселирующем устройстве; температуры подшипников.

Система предусматривает автоматическое и ручное регулирование холодопроизводительности, местный и дистанционный контроль основных технологических параметров, местное и дистанционное управление, автоматическую защиту с расшифровывающей сигнализацией причины аварийного отключения.

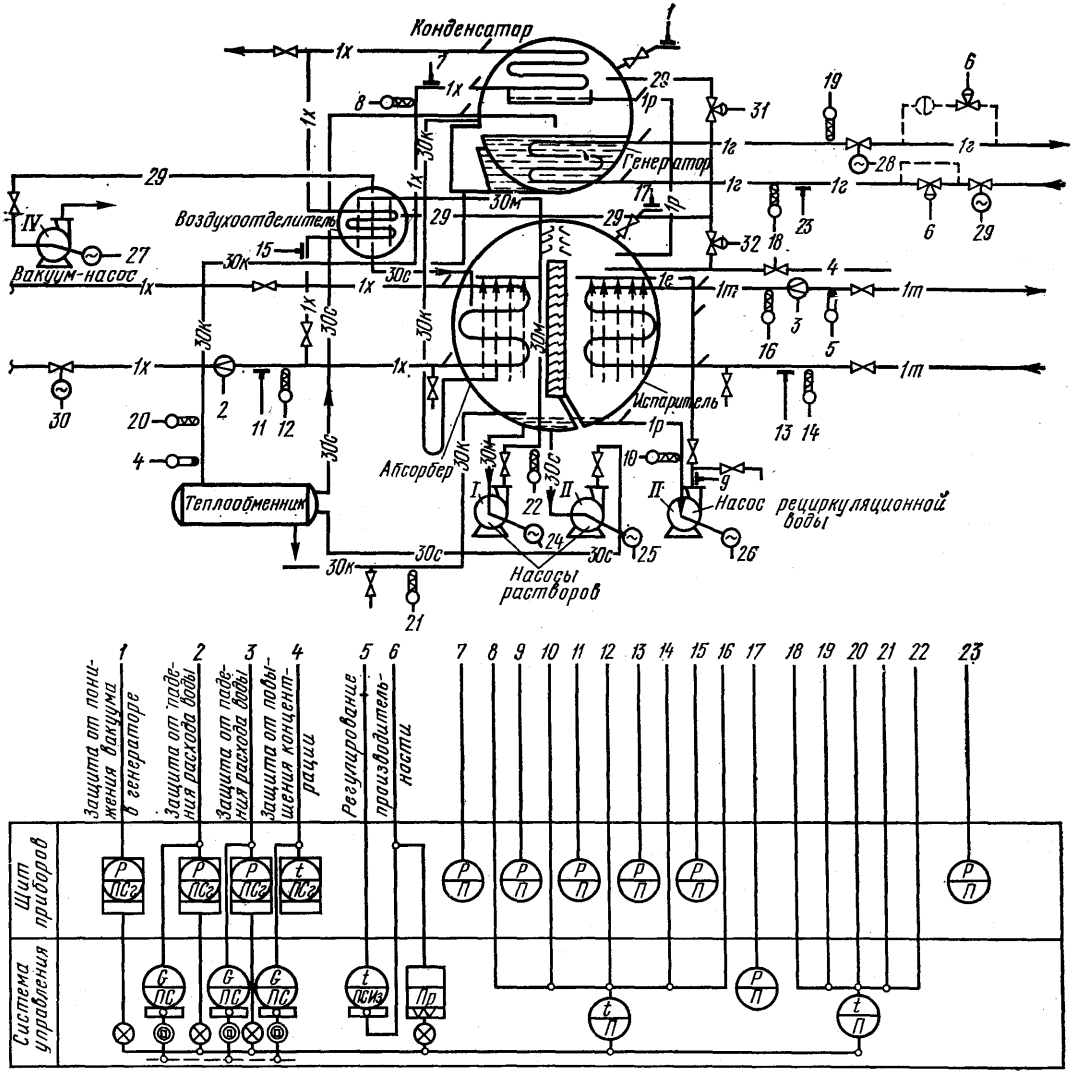


Рис. VI—8. Схема автоматизации абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины.

Запись основных параметров осуществляется самопишущими приборами.

Абсорбционная бромистолитиевая машина. Пример принципиальной схемы автоматизации абсорбционной бромистолитиевой машины представлен на рис. VI—8.

Принципы автоматизации бромистолитиевых машин всего ряда аналогичны и базируются на основных решениях, описываемых ниже.

Системой автоматизации предусмотрены следующие виды защиты: от кристаллизации раствора в теплообменнике в зависимости от температуры крепкого раствора на выходе из генератора путем изменения подачи греющей среды; от кристаллизации путем подачи горячего крепкого раствора из генератора в абсорбер в период начала кристаллизации; от падения остаточного давления в абсорбере;

от уменьшения расхода воды в системе охлажденной и охлаждающей воды; от понижения давления на нагнетании растворных насосов и насоса холодильного агента.

Предусмотрены автоматическое регулирование холодопроизводительности машины (по температуре охлаждаемой воды путем изменения подачи греющей среды или количества отводимого конденсата при использовании греющего пара).

Предусмотрены контроль давления и температуры охлаждающей воды конденсатора и абсорбера, рециркуляционной воды, охлаждаемой технологической воды, греющей воды или пара.

Манометры устанавливают на манометровом щите, приборы контроля температуры, управления, сигнализации — на щите управления.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматическое регулирование производительности холодильных машин. [А. В. Быков., В. С. Щербаков, И. А. Грузинцев, Ю. Б. Грабовский и др.] — Холодильная техника, 1970, № 10, с. 10—21.

2. Быков А. В., Щербаков В. С. Применение холодильных поршневых компрессоров с регулированием производительности в установках кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1976, № 8, с. 5—9.

3. Грузинцев И. А. Регулирование производительности поршневых холодильных машин. — Холодильное машиностроение — ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976, № 1, 31 с.

4. Грузинцев И. А. Системы регулирования производительности поршневых холодильных машин. — Холодильное машиностроение. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1979, 32 с.

5. Унифицированные системы автоматики холодильных машин./[И. А. Грузинцев, В. С. Хорьков, А. И. Губенко и др. — Холодильная техника, 1979, № 9, с. 18—24.

6. Ужанский В. С., Каплан Л. Г., Вольская Л. С. Холодильная автоматика. — М.: Пищевая промышленность. 1971. — 463 с.

7. Щербаков В. С., Андрианова А. А. Вопросы унификации систем автоматизации холодильных машин и установок — ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974, —27 с.

8. Электронные системы регулирования производительности поршневых компрессоров/[А. В. Быков, В. С. Щербаков, И. А. Грузинцев, Л. А. Сударкин — Химическое и нефтяное машиностроение, 1975, № 9, с. 38—40.

ГЛАВА VII

ХЛАДОНОСИТЕЛИ

Хладоносители — это вещества, предназначенные для транспортирования холода от источника его получения до потребителя. Охлаждение хладоносителя в большинстве случаев осуществляется за счет кипения холодильных агентов в аппаратах холодильных машин.

Системы охлаждения с помощью хладоносителей желательно применять в следующих случаях: при наличии большого количества потребителей холода, удаленных друг от друга с разными тепловыми нагрузками; при резких колебаниях тепловых нагрузок потребителя холода (в этом случае используются емкости с хладоносителем); при необходимости упрощения поддержания температуры в каждом объекте; для снижения потерь холодильного агента.

Такие системы охлаждения имеют следующие недостатки: более низкая температура кипения холодильного агента и, следовательно, более высокие энергетические затраты на привод компрессора; необходимость установки дополнительного оборудования — насосов, емкостей, арматуры и системы автоматики; дополнительные затраты электроэнергии на привод насосов для перекачки хладоносителей; более значительная коррозия оборудования вследствие химических и электролитических воздействий; возможность замерзания хладоносителя, если он не обладает соответствующими свойствами.

К хладоносителям относятся воздух и ряд жидких веществ (часто называемых рассолами). Жидкие хладоносители могут быть объединены в следующие основные группы:

1. Вода и водные растворы солей различных концентраций (рассолы) — хлористый кальций $CaCl_2$, хлористый натрий NaCl.

2. Водные растворы гликолей различных концентраций — этиленгликоль $C_2H_4(OH)_2$, пропиленгликоль $C_3H_6(OH)_2$.

3. Хладоносители, применяемые при низких температурах, — метиленхлорид (дихлорметан, R30) CH_2Cl_2, трихлорэтилен C_2HCl_3, монофтортрихлорметан (R 11) $CFCl_3$, ацетон, этиловый спирт C_2H_5OH, метиловый спирт CH_3OH, водные растворы спиртов.

4. Специальные хладоносители ограниченного применения; к ним могут быть отнесены различные фракции перегонки нефти, синтетические масла, силиконовые жидкости, сахаристые растворы и другие вещества.

Наиболее распространены такие хладоносители, как вода и водные растворы хлористого кальция.

Водные растворы этиленгликоля применяют в химической промышленности, в установках кондиционирования воздуха, для искусственных ледяных катков и в низкотемпературных установках, водные растворы пропиленгликоля — в пищевой промышленности, молочной, пивоваренной и при производстве мороженого, растворы метилового спирта — в установках химической промышленности и для ледяных катков, растворы этилового спирта — в химической промышленности, пищевой и молочной, хлористые и фтористые углеводороды — в химической промышленности и в специальных низкотемпературных установках ограниченного применения[1].

Основные свойства наиболее распространенных хладоносителей приведены в таблице VII—1.

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

Температура замерзания определяет предельную температуру применения хладоносителей. Вблизи температуры замерзания вязкость растворов резко возрастает, поэтому для большинства хладоносителей рабочая температура должна быть не менее чем на 5—10°С выше температуры замерзания. Концентрацию растворов выбирают таким образом, чтобы температура их замерзания была на 8°С ниже рабочей температуры кипения холодильного агента.

Летучесть влияет на работу систем охлаждения, особенно открытых. В этом случае следует учитывать стоимость испарившейся жидкости, ее токсичность, воспламеняемость и т. д. Обычно чем ниже нормальная температура кипения веществ, тем вещество более летучее. Поэтому при использовании летучих веществ применяют полностью герметизированные системы охлаждения с использованием специальной арматуры и специальных циркуляционных насосов. Наиболее летучие вещества: R30, R11, ацетон, трихлорэтилен, спирты.

Таблица VII—1. *Основные свойства хладоносителей*

Свойства	Вода	Хлористый натрий NaCl (23,1 %-ный раствор)	Хлористый кальций $CaCl_2$ (29,9%-ный раствор)	Пропиленгликоль $C_3H_6(OH)_2$ (60%-ный раствор)	Этиленгликоль $C_2H_4(OH)_2$ (67%-ный раствор)	Трихлорэтилен C_2HCl	R30, метиленхлорид CH_2Cl_2	Метиловый спирт CH_3OH	Этиловый спирт C_2H_5OH
Температура замерзания $t_з°$,С	0	—21,2	—55	—52*	—73	—86,3	—96,7	—97,8	—117,3
Нормальная температура кипения (летучесть) t_s,°С	100	106	110	197,5*	189*	88	40,1	—	78,5*
Вязкость (динамическая), $\mu \cdot 10^4$, Па·с									
при температуре 5°С	15,48	26	51,45	—	63,75*	—	5,39	—	—
при температуре —40°С	—	77,5**	353	—	284,5	10,59	8,59	—	—
Объемная теплоемкость $c_p\rho$, кДж/(м³·град)									
при температуре 5°С	4200	3900	3524	—	—	—	1526	—	—
при температуре —40°С	—	3923**	3469	2573	3223	1350	1525	—	—
Коррозионная способность	Нет	Сильная	Средняя	Слабая	Слабая	Нет	Нет	Слабая	Слабая
Токсичность	Нет	Нет	Средняя	Нет	Слабая	Средняя	Средняя	Яд	Средняя
Пожаро-и взрывоопасность	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Средняя	Средняя	Да	Да
Стоимость, руб./т	0,04	4,50	101	700	540	360	340	110,70	470

* Для чистого вещества.
** При температуре замерзания.

Примечание. В таблице указаны предельные (по температуре замерзания) концентрации.

Таблица VII—2. *Теплофизические свойства воды на линии насыщения*

t, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	ρ, кг/м³	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$a\cdot10^{8}$, м²/с	$\mu\cdot10^{6}$, Па·с	$\nu\cdot10^{6}$, м²/с	$\beta\cdot10^{4}$, 1/К	$\sigma\cdot10^{4}$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	—0,63	756,4	13,5
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	+0,70	741,6	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597	14,3	1004	1,006	1,87	726,9	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	3,21	712,2	5,45
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	3,87	696,5	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	4,49	676,9	3,59
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	5,11	662,2	3,03
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	5,70	643,5	2,58
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	6,32	625,9	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	6,95	607,2	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75

Таблица VII—3. *Теплофизические свойства раствора хлористого натрия*

ξ, %	$t_з$, °C	ρ_{15}, кг/м³	t, °C	c, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\mu\cdot10^{3}$, Па·с	$\nu\cdot10^{6}$, м²/с	$a\cdot10^{7}$, м²/с	Pr
7	—4,4	1050	20	3,843	0,593	1,08	1,03	1,48	6,9
			10	3,835	0,576	1,41	1,34	1,43	9,4
			0	3,827	0,559	1,87	1,78	1,39	12,7
			—4	3,818	0,556	2,16	2,06	1,39	14,8
11	—7,5	1080	20	3,697	0,593	1,15	1,06	1,48	7,2
			10	3,684	0,570	1,52	1,41	1,43	9,9
			0	3,676	0,556	2,02	1,87	1,40	13,4
			—5	3,672	0,549	2,44	2,26	1,38	16,4
			—7,5	3,672	0,545	2,65	2,45	1,38	17,8
13,6	—9,8	1100	20	3,609	0,593	1,23	1,12	1,50	7,4
			10	3,601	0,568	1,62	1,47	1,43	10,3
			0	3,588	0,554	2,15	1,95	1,41	13,9
			—5	3,584	0,547	2,61	2,37	1,39	17,1
			—9,8	3,580	0,540	3,43	3,13	1,37	22,9
16,2	—12,2	1120	20	3,534	0,573	1,31	1,20	1,45	8,3
			10	3,525	0,569	1,73	1,57	1,44	10,9
			—5	3,508	0,544	2,83	2,58	1,39	18,6
			—10	3,504	0,535	3,49	3,18	1,37	23,2
			—12,2	3,500	0,533	4,22	3,84	1,36	28,3
18,8	—15,1	1140	20	3,462	0,582	1,43	1,26	1,48	8,5
			10	3,454	0,566	1,85	1,63	1,44	11,4
			0	3,442	0,550	2,56	2,25	1,40	16,1
			—5	3,433	0,542	3,12	2,74	1,39	19,8
			—10	3,429	0,533	3,87	3,40	1,37	24,8
			—15	3,425	0,524	4,78	4,19	1,35	31,0
21,2	—18,2	1160	20	3,395	0,579	1,55	1,33	1,46	9,1
			10	3,383	0,563	2,01	1,73	1,44	12,1
			0	3,374	0,547	2,82	2,44	1,40	17,5

ξ, %	$t_з$, °C	ρ_{15}, кг/м³	t, °C	c, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^3$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^7$, м²/с	Pr
			—5	3,366	0,538	3,44	2,96	1,38	21,5
			—10	3,362	0,530	4,30	3,70	1,36	27,1
			—15	3,358	0,522	5,28	4,55	1,35	33,9
			—18	3,358	0,518	6,08	5,24	1,33	39,4
23,1	—21,2	1175	20	3,345	0,565	1,67	1,42	1,47	9,6
			10	3,333	0,549	2,16	1,84	1,40	13,1
			0	3,324	0,544	3,04	2,59	1,39	18,6
			—5	3,320	0,536	3,75	3,20	1,38	23,3
			—10	3,312	0,528	4,71	4,02	1,36	29,5
			—15	3,308	0,520	5,75	4,90	1,34	36,5
			—21	3,303	0,514	7,75	6,60	1,32	50,0

Таблица VII—4. *Теплофизические свойства раствора хлористого кальция*

ξ, %	$t_з$, °C	ρ_{15}, кг/м³	t, °C	c, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^3$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^7$, м²/с	Pr
9,4	—5,2	1080	20	3,642	0,584	1,24	1,15	1,49	7,8
			10	3,634	0,570	1,55	1,44	1,45	9,9
			0	3,626	0,556	2,16	2,00	1,42	14,1
			—5	3,601	0,549	2,55	2,36	1,41	16,7
14,7	—10,2	1130	20	3,362	0,576	1,49	1,32	1,52	8,7
			10	3,349	0,563	1,86	1,64	1,49	11,0
			0	3,328	0,549	2,56	2,27	1,46	15,6
			—5	3,316	0,542	3,04	2,70	1,44	18,7
			—10	3,308	0,534	4,06	3,60	1,43	25,3
18,9	—15,7	1170	20	3,148	0,572	1,80	1,54	1,56	9,9
			10	3,140	0,558	2,24	1,91	1,52	12,6
			0	3,128	0,544	2,99	2,56	1,49	17,2
			—5	3,098	0,537	3,43	2,94	1,48	19,3
			—10	3,086	0,529	4,67	4,00	1,47	27,3
			—15	3,065	0,523	6,15	5,27	1,47	35,9
20,9	—19,2	1190	20	3,077	0,569	2,00	1,68	1,55	10,9
			10	3,056	0,555	2,45	2,06	1,53	13,4
			0	3,044	0,542	3,28	2,76	1,49	18,5
			—5	3,014	0,535	3,82	3,22	1,49	21,5
			—10	3,014	0,527	5,07	4,25	1,47	28,9
			—15	3,014	0,521	6,59	5,53	1,45	38,2
23,8	—25,7	1220	20	2,973	0,565	2,35	1,94	1,56	12,5
			10	2,952	0,551	2,87	2,35	1,53	15,4
			0	2,931	0,538	3,81	3,13	1,51	20,8
			—5	2,910	0,530	4,41	3,63	1,49	24,4
			—10	2,910	0,523	5,92	4,87	1,48	33,0
			—15	2,910	0,518	7,55	6,20	1,46	42,5
			—20	2,889	0,510	9,47	7,77	1,44	53,8
			—25	2,889	0,504	11,57	9,48	1,43	66,5
25,7	—31,2	1240	20	2,889	0,562	2,63	2,12	1,57	13,5
			10	2,889	0,548	3,22	2,51	1,53	16,5
			0	2,868	0,535	4,26	3,43	1,51	22,7
			—10	2,847	0,521	6,68	5,40	1,48	36,6
			—15	2,847	0,514	8,36	6,75	1,46	46,3
			—20	2,805	0,508	10,56	8,52	1,46	58,5

ξ, %	t_3 °C	ρ_{15}, кг/м³	t°, C	c, кДж/(кг К)	λ, Вт/(м·К)	μ·10⁶, Па·с	ν·10⁶, м²/с	a·10⁷, м²/с	Pr
			—25	2,805	0,501	12,90	10,40	1,44	72,0
			—30	2,763	0,494	14,81	12,00	1,44	83,0
27,5	—38,6	1260	20	2,847	0,558	2,93	2,33	1,56	14,9
			10	2,826	0,545	3,61	2,87	1,53	18,8
			0	2,809	0,531	4,80	3,81	1,50	25,3
			—10	2,784	0,519	7,52	5,97	1,48	40,3
			—20	2,763	0,506	11,87	9,45	1,46	65,0
			—25	2,742	0,499	14,71	11,70	1,44	80,7
			—30	2,742	0,492	17,16	13,60	1,42	95,5
			—35	2,721	0,486	21,57	17,10	1,42	120,0
28,5	—43,5	1270	20	2,805	0,557	3,14	2,47	1,56	15,8
			0	2,780	0,529	5,12	4,02	1,50	26,7
			—10	2,763	0,518	8,02	6,32	1,48	42,7
			—20	2,721	0,505	12,65	10,0	1,46	68,8
			—25	2,721	0,500	15,98	12,6	1,44	87,5
			—30	2,700	0,491	18,83	14,9	1,43	103,5
			—35	2,700	0,484	24,52	19,3	1,42	136,5
			—40	2,680	0,478	30,40	24,0	1,41	171,0
29,4	—50,1	1280	20	2,805	0,555	3,33	2,65	1,55	17,2
			0	2,755	0,528	5,49	4,30	1,5	28,7
			—10	2,721	0,576	8,63	6,75	1,49	45,4
			—20	2,680	0,504	13,83	10,8	1,47	73,4
			—30	2,659	0,490	21,28	16,6	1,44	115,0
			—35	2,638	0,483	25,50	19,9	1,43	139,0
			—40	2,638	0,477	32,36	25,3	1,42	179,0
			—45	2,617	0,470	40,21	31,4	1,40	223,0
			—50	2,617	0,464	49,03	38,3	1,3	295,0
29,9	—55	1286	20	2,784	0,554	3,51	2,75	1,55	17,8
			0	2,738	0,528	5,69	4,43	1,50	29,5
			—10	2,700	0,515	9,04	7,04	1,48	47,5
			—20	2,680	0,502	14,42	11,23	1,46	77,0
			—30	2,659	0,488	22,56	17,6	1,43	123,0
			—35	2,638	0,483	28,44	22,1	1,42	156,5
			—40	2,638	0,576	35,30	27,5	1,40	196,0
			—45	2,617	0,470	43,15	33,5	1,39	240,0
			—50	2,617	0,463	50,99	39,7	1,38	290,0
			—55	2,596	0,456	64,72	50,2	1,36	368,0

Таблица VI—5. *Плотность растворов хлористого натрия и хлористого кальция (в кг/м³)*

ξ, %	t, °C						ξ, %	t, °C					
	+15	0	—5	—10	—15	—20		+15	0	—10	—20	—30	—40
	NaCl							$CaCl_2$					
10	1075	1078	1079	—	—	—	15	1132	1137	1140	—	—	—
11	1082	1086	1087	—	—	—	16	1142	1147	1150	—	—	—
12	1089	1093	1095	—	—	—	17	1151	1157	1160	—	—	—
13	1098	1101	1102	—	—	—	18	1161	1167	1170	—	—	—
14	1103	1108	1110	—	—	—	19	1171	1177	1180	—	—	—
15	1111	1116	1117	1119	—	—	20	1181	1187	1190	—	—	—
16	1119	1124	1125	1125	—	—	21	1191	1197	1201	1205	—	—
17	1127	1133	1134	1135	—	—	22	1201	1207	1211	1215	—	—

ξ, %	t, °C						ξ, %	t, °C					
	+15	0	—5	—10	—15	—20		+15	0	—10	—20	—30	—40
18	1134	1141	1142	1144	—	—	23	1211	1218	1222	1226	—	—
19	1141	1147	1148	1149	1151	—	24	1222	1228	1238	1237	—	—
20	1151	1158	1160	1162	1163	—	25	1232	1239	1244	1248	—	—
21	1160	1165	1168	1169	1171	—	26	1243	1250	1254	1259	1263	—
22	1168	1174	1176	1178	1180	—	27	1252	1261	1266	1270	1275	—
23	1174	1181	1183	1185	1187	1188	28	1264	1272	1277	1282	1287	—
24	1184	1191	1194	1196	1198	—	29	1275	1283	1288	1293	1298	1303
25	1193	1199	1202	1204	—	—	30	1286	1294	1298	1304	1310	1315

Таблица VII—6. *Теплофизические свойства водных растворов этиленгликоля*

ξ, %	ρ, кг/м³	$t_з$, °C	c при t°C, кДж/(кг·К)					μ·10³ при t°C, Па·с						λ при t°C, Вт/(м·К)				
			50	20	0	—10	—20	50	20	10	0	—10	—20	50	20	0	—10	—20
4,6	1005	—2	4,14	4,14	4,10	—	—	0,59	1,08	1,37	1,96	—	—	0,62	0,58	0,56	—	—
8,4	1010	—4	4,10	4,06	4,06	—	—	0,69	1,18	1,57	2,26	—	—	0,59	0,57	0,55	—	—
12,2	1015	—5	4,06	4,02	3,98	—	—	0,69	1,37	1,86	2,55	—	—	0,58	0,55	0,53	—	—
16,0	1020	—7	4,02	3,94	3,89	—	—	0,78	1,47	2,06	2,84	—	—	0,56	0,53	0,51	—	—
19,8	1025	—10	3,98	3,89	3,85	—	—	0,78	1,67	2,26	3,14	—	—	0,55	0,52	0,50	—	—
23,6	1030	—13	3,94	3,85	3,77	3,77	—	0,88	1,76	2,55	3,53	5,10	—	0,52	0,50	0,49	0,49	—
27,4	1035	—15	3,85	3,77	3,73	3,68	—	0,88	1,96	2,75	3,92	5,67	—	0,51	0,49	0,48	0,48	—
31,2	1040	—17	3,81	3,73	3,64	3,64	—	0,98	2,16	3,04	4,41	6,67	—	0,50	0,48	0,46	0,46	—
35,0	1045	—21	3,73	3,64	3,56	3,56	—	1,08	2,45	3,43	4,90	7,65	—	0,48	0,46	0,46	0,45	—
38,5	1050	—26	3,68	3,56	3,52	3,48	3,43	1,18	2,75	3,73	5,59	8,63	14,22	0,46	0,45	0,45	0,45	0,45
42,6	1055	—29	3,60	3,48	3,43	3,39	3,35	1,37	2,94	4,02	6,18	9,61	16,08	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
46,4	1060	—33	3,52	3,39	3,35	3,31	3,26	1,57	3,43	4,61	6,86	10,79	18,14	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43

Вязкость большинства хладоносителей резко возрастает с понижением температуры, в результате чего снижается коэффициент теплопередачи (т. е. увеличивается теплопередающая поверхность испарителя), а также увеличивается мощность, затрачиваемая на прокачивание хладоносителя. Особенно резко на изменение вязкости влияет температура водных растворов солей и гликолей.

Объемная теплоемкость влияет на количество хладоносителя, циркулирующего через охлаждающую систему. У различных хладоносителей объемная теплоемкость может отличаться в 3—4 раза. Количество циркулирующего хладоносителя, например R30 или трихлорэтилена, должно быть в 3 раза больше, чем количество воды, при равной степени их охлаждения. При использовании водных растворов гликолей вместо воды также следует увеличить количество циркулирующего хладоносителя в 1,5 раза. Повышение расхода хладоносителя связано с необходимостью соответствующего увеличения диаметров магистральных трубопроводов, а также пропорционального увеличения мощности, затрачиваемой на перекачивание хладоносителя. В связи с этим при малой объемной теплоемкости желательно охлаждать хладоносители в испарителях на большее количество градусов, чем при более высокой теплоемкости.

В табл. VII—2—VII—8 приведены теплофизические свойства хладоносителей, наиболее часто применяемых на практике [2].

Таблица VII—7. *Теплофизические свойства этиленгликоля*

t,°C	ρ′, кг/м³	Ср, кДж/(кг·К)	ν·10⁶, м²/с	λ, Вт/(м·К)	a·10⁷, м²/с	Pr
0	1130,1	2,294	67,62	0,242	0,933	615,0
20	1116,1	2,382	19,17	0,249	0,938	204,0
40	1100,8	2,474	8,69	0,256	0,938	93,0
60	1087,1	2,562	4,75	0,200	0,931	51,0
80	1077,0	2,650	2,98	0,262	0,922	32,4
100	1057,9	2,742	2,03	0,263	0,908	22,4

Таблица VII—8. *Теплофизические свойства жидкого R 30 на линии насыщения*

t,°C	$p\cdot10^{-5}$,Па	ρ', кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$a\cdot10^7$,м²/с	$\mu\cdot10^4$,Па·с	$\nu\cdot10^6$,м²/с	$\beta\cdot10^4$,1/К	Pr
30	0,694	1281	1,193	0,1541	1,008	3,964	0,3094	12,09	3,06
25	0,570	1289	1,185	0,1549	1,014	4,163	0,3230	12,02	3,17
20	0,455	1297	1,176	0,1558	1,019	4,376	0,3375	11,95	3,31
15	0,376	1394	1,168	0,1566	1,025	4,604	0,3530	11,87	3,44
10	0,301	1312	1,164	0,1576	1,030	4,847	0,3694	11,81	3,58
5	0,243	1320	1,156	0,1584	1,036	5,109	0,3871	11,74	3,74
0	0,181	1328	1,156	0,1593	1,042	5,390	0,4065	11,67	3,90
— 5	0,150	1335	1,143	0,1601	1,047	5,704	0,4272	11,60	4,07
—10	0,114	1343	1,135	0,1611	1,053	6,016	0,4480	11,53	4,25
—15	0,0852	1351	1,130	0,1620	1,061	6,316	0,4713	11,47	4,44
—20	0,0636	1359	1,122	0,1628	1,067	6,745	0,4965	11,40	4,55
—25	0,0504	1366	1,118	0,1638	1,072	7,154	0,5235	11,33	4,78
—30	0,0312	1374	1,110	0,1646	1,078	7,597	0,5528	11,27	5,13
—35	0,0240	1382	1,105	0,1655	1,083	8,077	0,5845	11,21	5,40
—40	0,0172	1390	1,097	0,1663	1,089	8,596	0,6188	11,15	5,68
—45	0,0116	1397	1,093	0,1672	1,094	9,165	0,6559	11,09	6,00
—50	0,00778	1405	1,084	0,1680	1,099	9,785	0,6964	11,02	6,33
—55	0,00508	1413	1,080	0,1690	1,106	10,464	0,7405	10,96	6,72
—60	0,00249	1421	1,076	0,1700	1,111	11,199	0,7885	10,91	7,08
—65	0,00188	1428	1,068	0,1707	1,183	12,013	0,8411	10,84	7,12
—70	0,00111	1436	1,063	0,1715	1,236	12,906	0,8995	10,79	7,28
—75	0,000625	1444	1,055	0,1725	1,297	13,994	0,9845	10,73	7,60
—80	0,000299	1452	1,051	0,1733	1,35	14,984	1,0320	10,67	7,65

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА

Коррозия обычно возникает в случае применения рассолов (NaCl, $CaCl_2$). Особенно высока коррозионная активность раствора NaCl. Однако из-за низкой стоимости их широко применяют. Для значительного снижения корродирующего действия рассола на металлы рассолы необходимо поддерживать в нейтральном состоянии (pH7); в аппаратах следует применять протекторы, а в системах — ингибиторы. Рассольные системы закрытого типа могут работать при таких условиях десятки лет.

Растворы гликолей и спиртов обладают менее значительным корродирующим действием, чем рассолы, однако и в этом случае для снижения коррозии необходимо применять ингибиторы. Хладоносители R30, R11 и трихлорэтилен не обладают коррозионной активностью, если в них отсутствуют примеси воды. Хладоносители R30 и трихлорэтилен отрицательно действуют на алюминий и цинк, резины и некоторые сорта пластмасс, растворы спиртов — на алюминий. Некоторые хладоносители при повышенных температурах разлагаются. Так, R30, нагретый до 60°С, и трихлорэтилен, нагретый до 120°С, разлагаются на вещества, включающие активно действующие кислоты. В связи с изложенным эти хладоносители не рекомендуется применять в тепловых насосах.

Токсичность Для контактного охлаждения продуктов можно использовать ограниченное количество веществ, таких как вода, водные растворы поваренной соли и пропиленгликоля, обладающих малой токсичностью. В большинстве хладоносителей (растворы спиртов, трихлорэтилен, R30, R11) в виде примесей находятся ядовитые летучие вещества, отрицательно действующие на человека и продукты, поэтому перечисленные вещества запрещается применять в открытых системах; в этом случае системы охлаждения выполняют герметичными, а помещения, где используют эти хладоносители, интенсивно вентилируют.

Пожаро- и взрывоопасность. Особо пожаро- и взрывоопасными являются концентрированные растворы спиртов. Хладоносители R30, R11 и трихлорэтилен незначительно горючи и при удалении источников воспламенения гаснут в собственных продуктах сгорания. Лишь при высоких температурах могут возникать слабые горючие смеси.

Стоимость хладоносителей колеблется в больших пределах (от малой стоимости воды и рассолов до сравнительно большой стоимо-

Таблица VII—9. *Основные свойства эвтектических растворов*

Наименование соли или гликоля эвтектического раствора	Химическая формула вещества	Содержание твердого вещества в растворе, %	Температура плавления эвтектика, °С	Теплота плавления, кДж/кг
Аммоний хлористый (нашатырь)	NH_4Cl	18,7	—15,8	309
Аммоний азотнокислый (аммиачная селитра)	NH_3NO_3	41,2	—17,4	286,4
Натрий хлористый	NaCl	23,1	—21,2	236,1
Магний хлористый	$MgCl_2$	20,6	—33,6	—
Пропиленгликоль	$C_3H_6(OH)_2$	60,0	—52,0	—
Кальций хлористый	$CaCl_2$	29,9	—55,0	212,7
Кали едкое	KOH	31,5	—65,0	—
Этиленгликоль	$C_2H_4(OH)_2$	67,0	—73,0	—

сти гликолей). С учетом стоимости, рекомендуют следующие основные хладоносители и диапазоны температур, в которых их можно применять: вода (положительные температуры); водный раствор хлористого кальция (температуры от 0 до —40°С); R30 (температуры от —40 до —90°С). В малых и экспериментальных установках можно использовать раствор этиленгликоля вместо водного раствора хлористого кальция.

Кроме жидких хладоносителей применяют также эвтектические растворы хладоносителей, представляющие собой замерзшую однородную смесь льда и твердого вещества, обладающую низкой и постоянной температурой плавления при большой теплоте плавления.

В табл. VII—9 приведены основные свойства эвтектических растворов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. С. Н. Богданов, О. П. Иванов, А. В. Куприянова. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Л.: Машиностроение, 1976. — 168 с.

2. ASHRAE Hand book and product directory. Systems. 1973. 540 p.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абсорбер машины холодильной абсорбционной водоаммиачной 152
— — — — — нагрузка тепловая 141
— — — — бромистолитиевой 161
— — — — — нагрузка тепловая 158
Агрегаты холодильные аппаратные 32, 35
— — вихревые каскадные 195
— — — регенеративные 193
— — — ступенчатые 195
— — компрессорные 32, 35
— — — аммиачные 40, 41
— — — низкотемпературные 36
— — — фреоновые (R12) 47
— — — — (R22) 53
— — компрессорно-испарительные 32
— — — фреоновые (R12) 46
— — — — (R22) 50
— — компрессорно-конденсаторные 31, 34
— — — аммиачные 38, 39
— — — фреоновые (R12) 44
— — — — (R22) 50, 51
— — — — двухступенчатые 54, 55

Вихревые охладители. См. Охладители вихревые
Воздушные холодильные машины. См. Машины холодильные воздушные
Генератор машины холодильной абсорбционной водоаммиачной 150
— — — — — нагрузка тепловая 141
— — — — бромистолитиевой 163
— — — — — нагрузка тепловая 158

Генерация ступенчатая 159

Документы нормативные 13
Диапазоны температурные, обозначение 16
Дефлегматоры 152
Дефлегмация пара 141

Защита 202
— машин холодильных эжекторных 176

Испаритель машины холодильной абсорбционной водоаммиачной 154
— — — — — тепловая нагрузка 141
— — — — бромистолитиевой, тепловая нагрузка 158
— — — эжекторной 179

Компрессорно-конденсаторный агрегат. См. Агрегат компрессорно-конденсаторный
Компрессорный агрегат. См. Агрегат компрессорный
Кондиционеры шахтные 117
Коррозия 219
Конденсатор машины холодильной абсорбционной водоаммиачной, тепловая нагрузка 141
— — — — бромистолитиевой, тепловая нагрузка 152
— — — эжекторной 179
Коэффициент преобразования теплового насоса 20, 21, 24
— тепловой эжекторной холодильной машины 171
Кратность циркуляции раствора 141

Машины холодильные агрегатированные комплексные 35
— — — — аммиачные 39
— — — — фреоновые (R12) 42, 43
— — — — — (R22) 48, 49
— — — — — — — двухступенчатые 53
— — — — каскадные (R13 и R22) 55
— — асборбционные 138
— — — защита 202
— — — область применения оптимальная 5
— — — регулирование 203
— — — системы автоматизации 201
— — — условные обозначения 16
— — — бромистолитиевые
— — — водоаммиачные двухступенчатые 145
— — — — абсорбционно-резорционные 146
— — — — комбинированные 148
— — — — со ступенчатым абсорбером 146
— — — — со ступенчатыми кипятильником и абсорбером
— — воздушные детандерные
— — — — область применения оптимальная 5
— — — — режимы расчетные 18
— — — — циклы 183
— — для авторефрижераторов 15, 123
— — для камер замораживания мяса 133
— — — созревания сыра 15, 129
— — для охлаждения воздуха в шахтах 15, 116, 117
— — — — смазочно-эмульсионных жидкостей 15, 124
— — для фруктохранилищ 15, 128
— — эжекторные
— — — регулирование 174
— — — система автоматизации 176
— — — характеристики 173

Модель математическая холодильной машины 11
Насосы тепловые 18

Обозначения условные холодильных машин 14

Превышение температур 144
Подача раствора обратная 144
Рассолы, основные свойства 215, 216, 217
Режимы управления 201, 202

Системы автоматизации унифицированные 200
Сигнализация 200

Танк — охладитель молока 131
Трубы вихревые адиабатные 190, 195
— — неадиабатные 190, 195
— — области применения 189
— — — способы охлаждения горячего потока

Установка холодильно-нагревательная 119

Холодильные машины. См. машины холодильные
Эжекторы 171
Эффективность действительного цикла холодильной машины 5
— — — теплового насоса 20
— применения бромистолитиевых холодильных машин 163

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I. **Холодильные машины и тепловые насосы. Основные принципы** (д-р техн. наук А. В. Быков; канд. техн. наук И. М. Калнинь; канд. техн. наук А. С. Крузе; д-р техн. наук, проф. В. С. Мартыновский; д-р техн. наук, проф. Л. З. Мельцер) 3
Холодильные машины 3
Классификация 3
Преимущества и недостатки. Области применения 4
Основы теории и расчета 5
Характеристики 9
Рабочие вещества 13
Действующие нормативы 13
Расчетные режимы 17
Рабочие схемы, конструкции 18
Тепловые насосы 18
Классификация. Области применения 18
Основы теории и расчета 20
Рабочие вещества 22
Источники теплоты низкого потенциала 23
Рабочие схемы. Конструкции 23
Условные обозначения 27
Список использованной литературы 28

Глава II. **Агрегатированное холодильное оборудование** (инж. Л. Л. Генин, инж. Ю. А. Шапошников) 30
Общие сведения 30
Классификация, назначение и конструктивные особенности машин и агрегатов 31
Компрессорные агрегаты 32
Компрессорно-конденсаторные агрегаты 33
Аппаратные агрегаты 34
Комплексные холодильные машины для охлаждения жидких хладоносителей 34
Низкотемпературные холодильные машины и агрегаты 36
Технические характеристики холодильных машин и агрегатов 37
Целевое холодильное оборудование 112
Малые холодильные машины 135
Список использованной литературы 137

Глава III. **Абсорбционные холодильные машины** (д-р техн. наук, проф. Б. А. Минкус; д-р техн. наук, проф. Л. М. Розенфельд; канд. техн. наук Н. Г. Шмуйлов; канд. техн. наук Р. Л. Данилов) 138
Общие сведения 138
Абсорбционные водоаммиачные холодильные машины 139
Рабочие процессы в ξ, i-диаграмме 139
Тепловой расчет процессов 140
Ректификация и дефлегмация паров 141
Теплообмен в обратном совмещенном цикле 143
Регенерация теплоты в цикле 144
Сложные схемы 145
Расчетные режимы и параметрический ряд 149
Конструкции аппаратов 150
Компоновка оборудования 155
Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины 155
Рабочие процессы в ξ, i-диаграмме 156
Тепловой расчет процессов 157
Схемы 158
Расчетные режимы и параметрический ряд 161
Конструкции аппаратов 161
Эффективность применения абсорбционных бромистолитиевых машин 163
Условные обозначения 165
Список использованной литературы 165

Глава IV. **Эжекторные холодильные машины** (канд. техн. наук М. Г. Шумелишский) 167
Общие сведения 167
Схемы 168
Основы теории и расчета 169
Характеристики 172
Регулирование производительности и автоматизация управления 174
Конструкции 177
Условные обозначения 181
Список использованной литературы 182

Глава V. **Воздушные холодильные машины** (канд. техн. наук А. И. Азаров; д-р техн. наук, проф. В. П. Алексеев, канд. техн. наук Е. С. Гуревич; д-р техн. наук, проф. М. Г. Дубинский; канд. техн. наук А. Т. Левшук; канд. техн. наук К. К. Соколов)
Детандерные холодильные машины 183
Общие сведения 183
Основы теории и расчета 183
Конструкции 186
Вихревые охладители 188
Общие сведения 188
Основы теории и расчета 189
Вихревые трубы 189
Вихревые холодильные агрегаты 193
Конструкции, узлы и детали 195
Условные обозначения 198
Список использованной литературы 199

Глава VI. **Автоматизация холодильных машин** (инж. В. С. Щербаков) 200
Общие сведения 200
Системы автоматизации 200
Регулирование холодопроизводительности 203
Автоматизация аппаратов 206
Схемы автоматизации 207
Список использованной литературы 212

Глава VII. **Хладоносители** (канд. техн. наук К. Д. Кан) 213
Теплофизические свойства 213
Эксплуатационные свойства 219
Список использованной литературы 220
Предметный указатель 221

Анатолий Иванович Азаров
Валентин Петрович Алексеев
Александр Васильевич Быков
Леонид Львович Генин
Евгений Семенович Гуревич
Рафаил Леонидович Данилов
Моисей Григорьевич Дубинский
Игорь Мартынович Калнинь
Карл Давыдович Кан
Александр Сергеевич Крузе
Александр Тимофеевич Левшук
Валентин Сергеевич Мартыновский
Леонид Зиновьевич Мельцер
Борис Адольфович Минкус
Лев Маркович Розенфельд
Константин Константинович Соколов
Юрий Алексеевич Шапошников
Николай Георгиевич Шмуйлов
Марк Григорьевич Шумелишский
Всеволод Сергеевич Щербаков

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Редактор Г. А. Гусева
Художник Н. Т. Катеруша
Художественный редактор Е. К. Селикова
Технический редактор Т. С. Пронченкова
Корректор В. Б. Грачева,
М. И. Батищева

ИБ № 877

Сдано в набор 18.05.81. Подписано в печать 21.12.81. Т-30129. Формат $70\times90^1/_{16}$. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 14 п. л. Усл. п. л. 16,38. Усл. л. кр.-отт. 16,38. Уч.-изд. л. 21,41. Тираж 46 000 экз. Заказ 349. Цена 1 р. 60 к.

Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., д. 12.

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.