



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика»

Практикум
к лабораторной работе
«Элементы теории и экспериментальное определение эксплуатационных характеристик бытовой и промышленной холодильных машин»

Авторы
Озерский А. И.,
Галка Г. А.

Ростов-на-Дону, 2018

Аннотация

Практикум предназначен для студентов очной, заочной форм обучения направления 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения.

Лабораторная работа предназначена для студентов 2,3 и 4-го курсов обучения для специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения»

Авторы

к.т.н., доцент «ТиПГ» Озерский А.И.,
ст. преподаватель кафедры «ТиПГ» Галка Г.А.



Оглавление

ТЕПЛОЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ. РАСЧЁТ И ПОДБОР КОМПРЕССОРА, КОНДЕНСАТОРА И ИСПАРИТЕЛЯ.	4
Общие сведения из теории холодильных машин	6
Принципы работы и расчёта малой промышленной ХМ (фреоновой).....	7
Принципы работы малой промышленной ХМ (фреоновой).....	7
Основные процессы преобразования энергии во фреоновой ХМ	9
Принципы работы и расчёта промышленной ХМ большой мощности (аммиачной).....	17
Основные процессы преобразования энергии в элементах и системах ХУ большой мощности	17
Элементарная теория расчёта основных эксплуатационных параметров ХМ большой мощности ...	28
Расчёт параметров компрессора.....	28
РАСЧЕТ И ПОДБОР ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ	33
Список литературы	43

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ. РАСЧЁТ И ПОДБОР КОМПРЕССОРА, КОНДЕНСАТОРА И ИСПАРИТЕЛЯ.

Холодильные установки – это комплекс машин и аппаратов, предназначенных для получения и поддержания в охлаждаемых объектах температур ниже, чем температура окружающей среды. Холодильная установка состоит из холодильной машины, системы отвода теплоты конденсации и системы отвода теплоты от потребителей холода.

В холодильных установках, применяемых в различных отраслях промышленности, наибольшее распространение получили парокompрессионные холодильные машины. Абсорбционные холодильные машины целесообразно применять в том случае, когда имеются вторичные энергоресурсы в виде дымовых газов, продуктов сгорания, продуктов технологического производства, отработанного пара низких параметров.

Исходными данными для теплового расчета ХМ являются:

- тепловая нагрузка (холодопроизводительность \dot{Q}_{II}) ХМ, т.е. нагрузка на компрессор, определённая при расчёте теплопотоков, с учетом потерь холода в системе охлаждения.

- температурный режим работы ХМ (температура $T_{\text{охл. ср}}$ охлаждаемой среды (тела), температура $T_{\text{нагр. ср}}$, нагреваемой среды (тела));

- вид хладагента.

Согласно заданию на курсовой проект, имеем.

Холодопроизводительность \dot{Q}_{II} , кВт ХМ
100 кВт

Температура охлаждаемой среды (в нашем проекте – рассола: раствора CaCl_2 в воде) $T_{\text{охл. ср}}$, К, ($^{\circ}\text{C}$).....268К (-5°C)

Температура нагреваемой среды (в нашем проекте – воды: системы оборотного водоснабжения) $T_{\text{нагр. ср}}$, К, ($^{\circ}\text{C}$).....293К ($+20^{\circ}\text{C}$)

Вид хладагента (в нашем проекте рабочее вещество – аммиак NH_3 , R717)

На начальном этапе рас-чёта в первом приближении

назначаем следующее.

Температура $t_{кД}$ рабочего тела в конденсаторе:

$$t_{кД} = t_{НАГР.СР} + (15...20^{\circ}C).$$

Температура $t_{И}$ рабочего тела в испарителе:

$$t_{И} = t_{ОХЛ.СР} - (15...20^{\circ}C).$$

Известно [1] что в настоящее время наиболее распространенным хладагентом для распределительных и производственных промышленных холодильных установок большой мощности является **аммиак**. Промышленное применение **фреонов** сдерживается многими причинами, среди которых основными можно считать высокую текучесть фреоновых хладагентов, с которой связаны проблемы обеспечения герметичности системы, высокая стоимость и экологическая безопасность. По мере развития техники можно ожидать более широкое применение промышленных холодильных машин, работающих на безопасных видах фреоновых хладонов.

Для обеспечения условий эффективного естественного теплообмена назначаем температуру **рабочего тела** ХМ:

Температура рабочего тела в испарителе $T_{И}$, К,
($^{\circ}C$).....

...(268К-
15К=253К).....253К (-
20 $^{\circ}C$)

Температура рабочего тела в конденсаторе $T_{кД}$, К,
($^{\circ}C$).....

...
(293К+15К=308К).....3
08К (+35 $^{\circ}C$)

В процессе расчета будем определять следующие эксплуатационные параметры ХМ.

1) удельный тепловой поток в испарителе; удельную массовую холодопроизводительность ХМ, а также её удельную объёмную холодопроизводительность ХМ;

2) объём, описываемый поршнем компрессора за 1 с (по этому объёму будем выбирать тип компрессора, принимать решение об установке одного или несколько компрессоров);

3) эффективную мощность на валу компрессора (величина этой мощности необходима для проверки пригодности

электродвигателя, поставляемого в комплекте с компрессором); другие эксплуатационные параметры компрессора;

4) тепловой поток в конденсаторе (для расчета и выбора типа конденсатора); другие эксплуатационные параметры конденсатора;

5) тепловой поток в испарителе (для расчета и выбора типа испарителя); другие эксплуатационные параметры испарителя.

Общие сведения из теории холодильных машин

В теории холодильных машин принято все удельные параметры обозначать малыми буквами, полные параметры – большими. Термодинамические параметры хладагента, а именно, энтропия s , Дж/кгК и энтальпия i , Дж/кг в приведенных здесь системах координат являются относительными или удельными величинами, т.е. отнесенными к 1 кг хладагента. Удельные параметры получаются, если полные параметры поделить на массу m , кг хладагента, циркулирующего по каналам гидросистемы ХМ. Например,

$$q = \frac{Q}{m} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}}$$

Здесь Q , Дж – полное количество тепла; q , Дж/кг – удельное количество тепла.

Легко видеть, что равенство не изменится, если вместо величин, расположенных в числителе и в знаменателе, написать их производные по времени (они изображаются точкой сверху буквы, изображающей соответствующий параметр).

Теперь, чтобы получить значения последних, например полное количество тепла Q , Дж, необходимо соответствующий удельный параметр, в данном случае – удельное количество тепла q , Дж/кг, умножить на массу m , кг ХА:

$$Q = q \cdot m$$

Соответственно, чтобы получить значение холодопроизводительности \dot{Q} , Вт ХМ, необходимо удельное количество тепла q , Дж/кг, умножить на массовый расход \dot{m} , кг/с хладагента:

$$\dot{Q} = q \cdot \dot{m}$$

Все исследуемые здесь процессы необходимо анализировать, используя закон сохранения и превращения энергии, представленный в виде:

$$Q = I_2 - I_1 + L_{ТЕХН}$$

Здесь Q , Дж – тепловая энергия, подведенная к холодильному агенту в данном процессе; I – его энтальпия, Дж; $L_{ТЕХН}$, Дж – располагаемая или техническая работа, т.е. работа, совершаемая рабочим телом ХМ против внешних сил, например, в компрессоре или в детандере. Для адиабатного процесса ($Q=0$) сжатия газа в компрессоре эта работа будет отрицательной:

$$L_{ТЕХН} = -(I_2 - I_1) \leq 0$$

Это объясняется тем, что в компрессоре работа совершается над газом.

Для адиабатного процесса ($Q=0$) расширения газа в детандере эта работа будет, наоборот, положительной:

$$L_{ТЕХН} = -(I_2 - I_1) \geq 0$$

Последнее объясняется тем, что в детандере уже газ совершает работу, поэтому эта работа газа будет положительной.

Здесь индексами 1 и 2 отмечены начало и конец рассматриваемых процессов.

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И РАСЧЁТА МАЛОЙ ПРОМЫШЛЕННОЙ ХМ (ФРЕОНОВОЙ)

Принципы работы малой промышленной ХМ (фреоновой).

При построении цикла ХМ будем пользоваться $p-i$ диаграммой, основные линии которой изображены на рисунке 1.

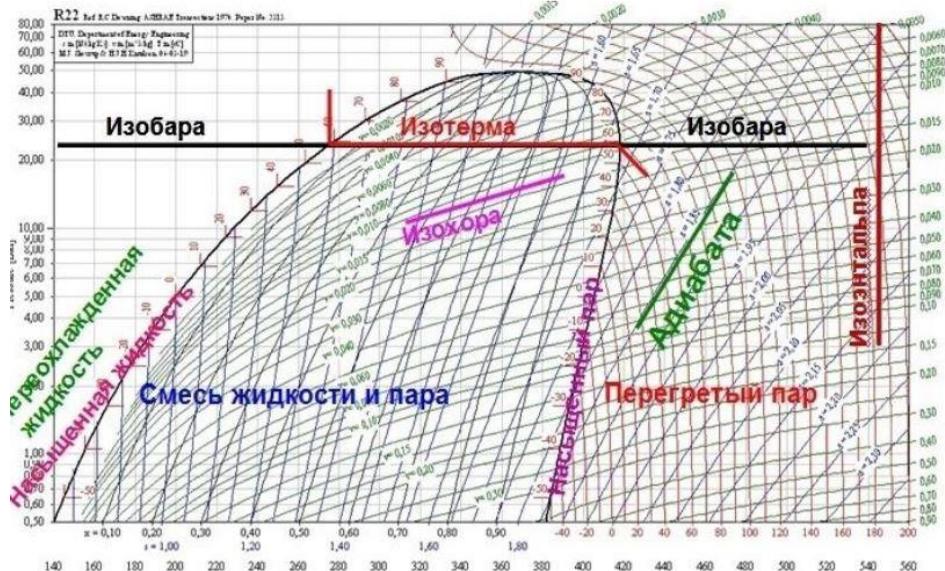


Рисунок 1. Основные линии $p-i$ диаграммы.

Построим структурную схему промышленной одноступенчатой ХМ малой мощности с рекуперативным теплообменником РТО, а также её цикл в системах координат $T-s$ и $p-i$.

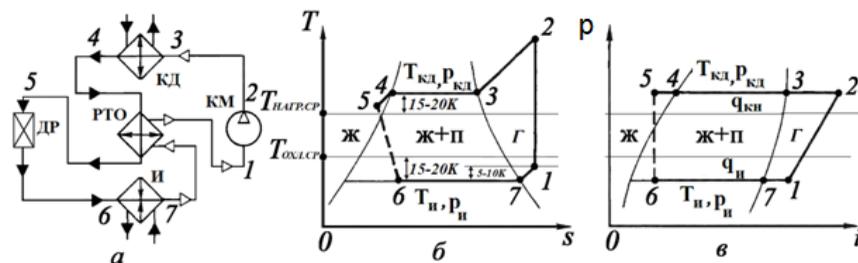


Рисунок 2. Структурная схема ХМ с рекуперативным теплообменником (РТО) и циклы ее работы: a — схема ХМ; b — цикл ХМ в $T-s$ координатах; $в$ — цикл ХМ в $p-i$ координатах.

На структурной схеме ХМ (рисунок 2а): КМ – компрессор; КД – конденсатор; РТО – рекуперативный теплообменник; ДР – дроссель; И – испаритель.

На рисунке 3 в системе координат $T-s$ дополнительно показаны линии постоянной температуры в области "жидкость+пар": температура хладагента в конденсаторе и температура нагреваемой среды, а также температура хладагента в испарителе и температура охлаждаемой среды. В системе координат $p-i$ (рисунок 3б) показаны отрезки, соответствующие величинам: теплоты испарения, теплоты конденсации, а также работе компрессора, перешедшей в тепло.

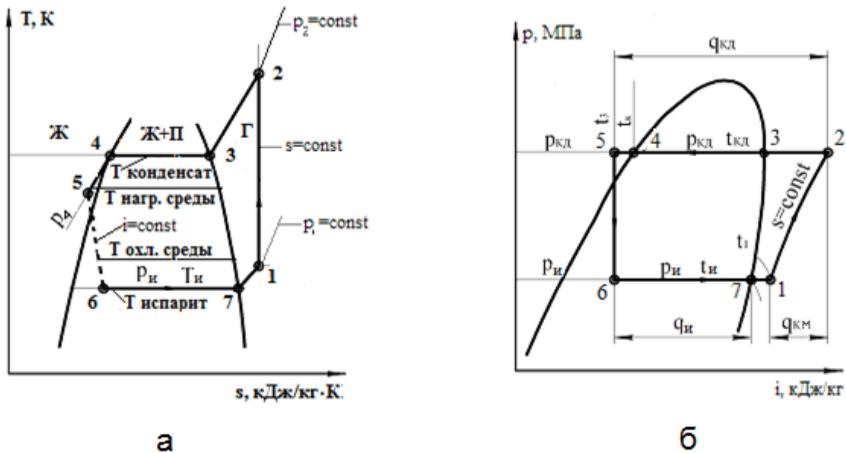


Рисунок 3. Дополнение к рисунку 2: циклы работы ХМ с РТО: а — цикл ХМ в $T-s$ координатах; б — цикл ХМ в $p-i$ координатах.

ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ВО ФРЕОНОВОЙ ХМ

Испаритель. Жидкий холодильный агент *кипит* в испарителе I при постоянных температуре $T_{и}$ и давлении $p_{и}$ (процесс $6 - 7$). Кипение здесь происходит в результате того, что температура парожидкостной смеси холодильного агента, движущегося по каналам испарителя, существенно ниже окружающей его среды в испарителе. **Поэтому, согласно второму закону термодинамики, тепло самопроизвольно переходит от более горячего тела к холодному телу, т.е. из окружающей среды испарителя к более холодному фреону.** Диаметр и длина капиллярной трубки (параметры дросселя или детандера) рассчитываются по формулам:

таны так, что давление фреона в испарителе ХМ уменьшается настолько, что фреон начинает кипеть при этом давлении. В этом случае к кипящему фреону подводится количество тепла, мощность которого определяется равенством:

$$\dot{Q}_И = q_{И} \cdot \dot{m} = (i_7 - i_6) \cdot \dot{m}, \text{ Вт}$$

Это тепло отбирается не только из окружающей среды рабочей полости испарителя, но и из окружающей среды вне испарителя ХМ: воздуха, а также других тел, находящихся внутри и вне холодильной машины, и имеющих более высокую температуру, чем кипящий жидкий хладагент. Указанное тепло следует разделять на два вида: на тепло $Q_{охл}$, отведенное от охлаждаемых тел, находящихся в испарителе ХМ и тепло $Q_{пом}$, отведенное из помещения, в котором находится холодильная машина. Тепло $Q_{пом}$ поступает в помещение следующими основными путями: через тепловую изоляцию холодильника, а также с воздушными массами в результате воздухообмена при открытии дверей холодильника, нарушении герметичности (наличие щелей) изоляции и т.п. В этом случае говорят о потере холода. Таким образом, выполняется равенство:

$$Q_{И} = Q_{охл} + Q_{пом}$$

Во всех рассмотренных здесь случаях поступление тепла к ХА происходит **самопроизвольно**. Здесь, как уже было указано выше, выполняется второй закон термодинамики: **"тепло самопроизвольно переходит от тел с большей температурой, к телам с меньшей температурой"**. На стационарном (рабочем) режиме, когда температура всех тел внутри ХМ достигает расчётных значений и уже не меняется, работа компрессора обеспечивает только компенсацию указанных выше потерь холода, т.е. компенсирует тепло $Q_{пом}$, поступающее из помещения.

В результате теплообмена, происходящего в охлаждаемых рабочих полостях ХМ, находящиеся внутри холодильника воздух, а также другие тела, в том числе и помещение, охлаждаются, а хладагент кипит, постепенно превращаясь в сухой насыщенный пар. Термодинамическое состояние последнего определяется точкой 7 на линии сухого насыщенного пара (см. правую ветвь пограничной кривой на T-s и p-i диаграммах). Такой пар подавать под поршень компрессора нельзя: при быстром сжатии он может превратиться в жидкость, что может послужить причиной аварии компрессора и выхода его из строя. Причина возможной аварии состоит в том, что жидкости, как известно, в отличие от газов,

оказывают сильное сопротивление сжатию, и ведут себя при сжатии примерно, как свинец. Поэтому можно представить, что произойдёт, если под поршнем компрессора окажется, хотя и небольшой, кусочек свинца. Поэтому, чтобы исключить поломку компрессора (устранить так называемый "влажный ход" компрессора), насыщенный пар, перед тем, как он поступит в компрессор, подогревают в рекуперативном теплообменнике (ТО) (процесс 7-1). При этом сухой насыщенный пар превращается в перегретый пар, т.е. – в газ.

Рекуперативный теплообменник. Теплообмен в ТО происходит по способу "противотока", когда направления потоков жидкостей или газов в теплообменниках противоположны. Такой способ более эффективен, чем "прямоток", когда жидкие тела или газы движутся в теплообменниках в одном направлении. После ТО газообразный хладагент поступает в компрессор КМ.

Компрессор. В компрессоре над газом совершается техническая работа:

$$L_{\text{техн}} = - L_{\text{км}}.$$

Здесь $L_{\text{км}}$ работа компрессора. Знак минус указывает на то, что не газ совершает работу (как, например, в детандере), а, наоборот, над газом совершается работа. В компрессоре газ адиабатно, т.е. без теплообмена с окружающей средой ($Q=0$), сжимается до давления p_2 и нагревается до температуры T_2 (процесс 1-2). Процесс сжатия происходит адиабатно, т.к. газ в компрессоре сжимается очень быстро, и тепло не успевает перейти в окружающую среду не успевает нагреться. Работа сжатия в случае адиабатного процесса сжатия по закону сохранения и превращения энергии идёт только на изменение энтальпии газа. В этом случае удельная работа $l_{\text{км}}$, Дж/кг компрессора определяется равенством:

$$l_{\text{км}} = i_2 - i_1$$

После компрессора горячий газ поступает в конденсатор $КД$.

Конденсатор. В конденсаторе горячий газ фреона охлаждается при постоянном давлении ($p_{2-4}=\text{const}$). За счёт охлаждения газ сначала превращается в пар, который постепенно конденсируется и превращается в жидкость (линия конденсации 2 – 4). Следует помнить, что процесс конденсации в области "жидкость + пар" (отрезок 3 – 4 на линии конденсации) происходит не только при постоянном давлении $p_{\text{кд}}$, но и при постоянной температуре $T_{\text{кд}}$. Это происходит до тех пор, пока весь пар не превратится в жидкость (точка 4). Процесс конденсации происходит здесь без

совершения технической работы ($L_{\text{техн}}=0$) с отводом в помещение тепла $Q_{\text{КД}}$ конденсации, равного:

$$Q_{\text{КД}} = -(i_2 - i_4) \cdot m, \text{ Дж}$$

Знак минус указывает здесь на то, что тепло при конденсации от ХА отводится. При этом в помещение, где находится БХМ, постоянно поступает количество тепла $Q_{\text{КД}}$ конденсирующихся паров ХА. Здесь следует обратить внимание на важный факт: поступающее в помещение тепло конденсации $Q_{\text{КД}}$ значительно

больше тепла $Q_{\text{И}}$, отбираемого у охлаждаемых тел ХМ. Объяснение этого факта состоит в том, что при сжатии газ в компрессоре нагревается. При этом работа компрессора переходит в тепло нагретых газов. Согласно закону сохранения и превращения энергии, определяемому равенством:

$$L_{\text{КМ}} = Q_{\text{КМ}}$$

Поэтому, согласно этому же закону:

$$Q_{\text{КД}} = Q_{\text{И}} + Q_{\text{КМ}}$$

Из этого следует, что ХМ нагревает помещение, в котором она находится. При составлении баланса тепла, поступающего в помещение, следует учитывать, однако, что часть тепла, равная $Q_{\text{Пом}}$, поступает из помещения в ХМ через тепловую изоляцию и при воздухообмене, когда открываются двери ХМ.

После конденсации хладагент в жидком виде поступает в рекуперативный теплообменник.

Рекуперативный теплообменник. В рекуперативном теплообменнике горячая жидкость фреона отдаёт часть своего тепла холодному пару, поступающему из испарителя (процесс 4-5). При этом жидкий фреон охлаждается прежде, чем поступить в дроссель.

Дроссель (или капиллярная трубка). В дросселе жидкий фреон расширяется, проходя через малое отверстие. При этом давление его уменьшается, а объём растёт. Процесс расширения происходит без совершения внешней технической работы. Совершается только внешняя работа: работа против сил внешнего давления, которую называют работой проталкивания. Совершается ещё работа против сил трения, которая переходит в тепло. За счёт этого тепла растёт энтропия ХА. При этом жидкий фреон

превращается в паро-жидкостную смесь (процесс 5-6). Особенностью процессов дросселирования паро- жидкостных смесей является то, что *энтальпия* в этих процессах остаётся постоянной ($i_5=i_6$), а *энтропия* растёт ($s_6>s_5$) за счёт работы трения, переходящей в тепло, как указано выше. При дросселировании паро-жидкостные смеси расширяются, при этом совершается работа против сил взаимодействия между молекулами смесей. Эта работа совершается за счёт внутренней энергии смеси. В общем случае при дросселировании вещества могут нагреваться, охлаждаться или не менять свою температуру. Однако, давление при дросселировании всегда уменьшается. Здесь всё зависит от физических свойств вещества и параметров окружающей среды. В рассматриваемых здесь случаях использования, в основном, фреонов, при дросселировании смеси охлаждаются. На этом описание процессов, сопровождающих цикл работы ХМ, обычно, заканчивают.

Одним из показателей энергетической эффективности и совершенства цикла ХМ является холодильный коэффициент ε , определяемый равенством:

$$\varepsilon = q_{и} / l_{KM} = (i_7 - i_6) / (i_2 - i_1)$$

Чем больше отнимается теплоты у охлаждаемых тел в ХМ и чем меньше при этом затрачивается механическая работа, тем более совершенный холодильный цикл.

Эффективность работы машины оценивается не только ее холодильным коэффициентом, но и холодопроизводительностью $q_{и}$. Эти параметры зависят от типа и конструкции ХМ, качества его тепловой изоляции, вида и свойств ХА, конструкции компрессора, а также условий работы ХМ. Под условиями работы ХМ понимают параметры окружающей среды: температуру окружающей среды t_{oc} и температуру $t_{охл}$ охлаждения тел в ХМ. При расчёте холодильной машины этими параметрами задаются. Температуру $t_{кд}$ конденсации сжатых паров ХА в конденсаторе, а также температуру $t_{и}$ кипения ХА в испарителе, либо назначают заранее, либо получают расчётным путём. Также поступают и с температурой $t_{по}$ переохлаждения жидкого ХА, поступающего в регулирующий вентиль ТО.

Температуру t_1 перегрева пара в рекуперативном теплообменнике определяют из условия:

$$t_1 = t_{и} + (10...15^{\circ}C)$$

При анализе эффективности работы ХМ учитывают, что, чем выше температура $t_{и}$ кипения в испарителе, чем ниже темпера-

тура конденсации паров t_k и температура переохлаждения t_n , тем больше холодопроизводительность установки. Однако, регулирование этих параметров необходимо проводить в оптимальных пределах. Так, например, понижение температуры кипения холодильного агента $t_{и}$ в хладоновой компрессионной машине с -15 до -30 °С не повысит, а, наоборот, понизит ее холодопроизводительность в 2 раза [2]. Это объясняется тем, что с понижением $t_{и}$ уменьшаются давление кипения $p_{и}$ и плотность паров, поступающих в компрессор. В результате снизится массовая производительность компрессора.

Таким образом, для организации теплообмена рабочего тела с охлаждаемой средой или охлаждаемым телом температура рабочего тела в испарителе назначается на 15 градусов ниже температуры охлаждаемой среды или охлаждаемого тела. Аналогично, для организации теплообмена рабочего тела с нагреваемой средой или нагреваемым телом температура рабочего тела в конденсаторе назначается на 15 градусов выше температуры нагреваемой среды или нагреваемого тела. Здесь учитывается второй закон термодинамики: **тепло самопроизвольно переходит только от горячего тела к холодному.**

Для наглядности и пояснения процессов теплообмена на T-s диаграмме проводим две изотермы: $T=T_{\text{ОХЛ. СР}}$ и $T=T_{\text{НАГР. СР}}$. Стрелками на T-s диаграмме укажем направления потоков тепла, которые реализуются в данной ХМ самопроизвольно (рисунок 16). После этого перейдем к построению точек циклов на T-s и p-i диаграммах.

Построение точек 7, 3 и 4 на T-s и p-i диаграммах

Для построения точек 7, 3 и 4 на T-s и p-i диаграммах в области «жидкость+пар» проводим две изотермы: $T=T_{и}$ и $T=T_k$, которые определяют температуру рабочего тела в испарителе и конденсаторе, соответственно. Пересечение этих изотерм с граничными линиями, определяющими агрегатное состояние рабочего тела, позволяет построить три точки на линии цикла ХМ сначала в T-s, а затем и в p-i диаграммах (рисунок 16 и 1в). Этими точками будут точки 7, 3 и 4.

Параметры этих точек заносим в таблицу 1.

Построение точки «1» на T-s и p-i диаграммах

Построим точку «1» сначала на T-s диаграмме. Для этого, назначаем величину перегрева пара, поступающего на вход в компрессор. Этот перегрев организуется в рекуперативном

теплообменнике с целью превращения пара в газ, так как пар в компрессор подавать нельзя.

Пусть величина перегрева равна 10 градусов. Проводим в системе координат T-s ещё одну изотерму $T_1 = T_и + 10K = 263K (-10^{\circ}C)$.

Абсолютная температура T_1 , K газа на входе в компрессор будет равна:

$$T_1 = T_7 + 10 K$$

Так как перегрев пара происходит в рекуперативном теплообменнике при постоянном давлении, то точку "1" цикла в T-s координатах получаем на пересечении изобары, проведенной из точки "7" и построенной изотермы $T_1 = 263K$. Соответствующим образом построим точку "1" на p-i диаграмме.

Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "1", заносим в таблицу 1.

Построение точки "2".

Точку "2" построим сначала в T-s координатах. Точка "2" соответствует завершению процесса сжатия газа в компрессоре. Так как сжатие газа в компрессоре происходит адиабатно (т.е. очень быстро, без подвода и отвода тепла), то точка "1" и точка "2" должны лежать на адиабате. Поэтому из точки "1" проводим адиабату (изоэнтропу $s = \text{const}$). Эта линия проходит вертикально. Так как точка "2" должна лежать ещё и на изобаре (см. рисунки 1б и 1в), то из точки "3" проводим изобару $p = \text{const}$. На пересечении этой изобары и адиабаты строим точку "2".

Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "2", заносим в таблицу 1.

Построение точки "5".

Точка 5 характеризует завершение процесса переохлаждения рабочей жидкости в рекуперативном теплообменнике (см. рисунки 1б и 1в). Так как процесс теплообмена в этом теплообменнике происходит при постоянном давлении, то точка 5 должна лежать на изобаре. Проводим из точки 4 изобару. Теперь воспользуемся законом сохранения и превращения энергии для процесса теплообмена в указанном теплообменнике. Соотношения, характеризующие этот процесс, называют соотношениями "баланса тепла" в теплообменнике: **какое количество тепла получает холодная жидкость, такое же количество тепла теряет**

горячая жидкость. Поэтому, согласно балансу тепла и равенству, разность энтальпий у этих жидкостей в процессе теплообмена будет

одна и та же:

$$i_4 - i_5 = i_1 - i_7$$

Из этого равенства определяем i_5 :

$$i_5 = i_4 - (i_1 - i_7)$$

Находим на T-s диаграмме линию с постоянной энтальпией, проходящую через точку "4". Рядом с этой линией проводим линию с энтальпией, равной i_5 . Пересечение изобары, проведенной из точки "4" с этой линией образует точку "5".

Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "5", заносим в таблицу 1.

Построение точки "6". Процесс 5 – 6 дросселирования жидкости происходит при постоянной энтальпии $i = \text{const}$. Поэтому, точку 6 находим как пересечение линии с постоянной энтальпией i_5 с прямой линией, характеризующей процесс в испарителе.

Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "6", заносим в таблицу 1.

Параметры цикла ХМ	1	2	3	4	5	6	7
Давление p, МПа	0,261	0,958	0,958	0,958	0,958	0,261	0,261
Темп.-ра T, К (t, °C)	283 (10)	334 (61)	313 (40)	313 (40)	302 (29)	268 (-5)	268 (-5)
Энтальпия, $i_{кДж/кг}$	$1,01 \cdot 10^3$	$1,03 \cdot 10^3$		$0,887 \cdot 10^3$	$0,876 \cdot 10^3$	$0,876 \cdot 10^3$	$0,997 \cdot 10^3$
Энтропия, s кДж/кгК							
Уд. объем, $м^3/кг$	0,07						

После определения параметров рабочего тела ХМ в указанных точках цикла приступают к расчёту параметров ХМ, компрессора, конденсатора, испарителя, а также других элементов и систем ХУ.

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И РАСЧЁТА ПРОМЫШЛЕННОЙ ХМ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ (АММИАЧНОЙ)

Структурная схема промышленной одноступенчатой ХМ большой мощности (аммиачной) без рекуперативного теплообменника и её цикл в системах координат $p-i$ приведены на рисунке 3.

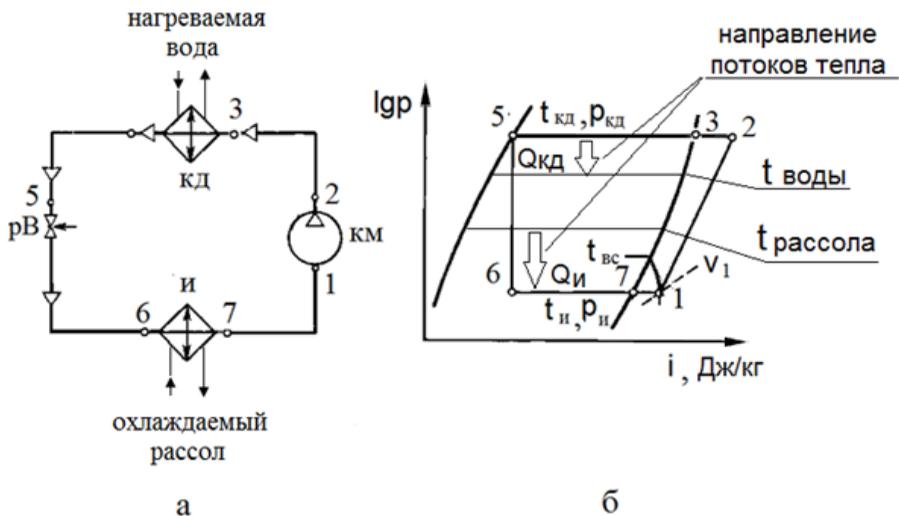


Рисунок. 4. а) конструктивная схема промышленной аммиачной ХМ; цикл ХМ в $p-i$ координатах [2].

ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ В ЭЛЕМЕНТАХ И СИСТЕМАХ ХУ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Испаритель. Параметры регулирующего вентиля рВ (дросселя) (см. рисунок 4а) рассчитаны так, что давление аммиака в испарителе ХМ уменьшается настолько, что аммиак начинает кипеть при этом давлении. Аммиак *кипит* в испарителе И при постоянных температуре $T_{и}$ и давлении $p_{и}$ (процесс $6 - 7$ на рисунке 3б). Кипение здесь происходит в результате того, что температура парожидкостной смеси аммиака, движущегося по каналам испарителя, существенно ниже окружающей его среды в испарителе,

рителе и ниже температуры рассола, который перемещается в рабочей полости испарителя по каналам в трубах системы подачи рассола (рисунок 3а). Поэтому, согласно второму закону термодинамики, тепло самопроизвольно переходит от более горячих тел к холодному телу, т.е. из воздуха окружающей среды испарителя и рассола к более холодному аммиаку (рисунок 3б). В этом случае к кипящему аммиаку подводится количество тепла, мощность которого определяется равенством:

$$\dot{Q}_{II} = q_{II} \cdot \dot{m} = (i_7 - i_6) \cdot \dot{m}, \text{ Вт}$$

Это же тепло отбирается у промежуточного холодоносителя (рассола).

Во всех рассмотренных здесь случаях поступление тепла к ХА происходит **самопроизвольно**. Здесь, как уже было указано выше, выполняется второй закон термодинамики: **«тепло самопроизвольно переходит от тел с большей температурой, к телам с меньшей температурой»**.

В результате теплообмена, происходящего в охлаждаемых рабочих полостях ХМ, находящиеся внутри ХМ, воздух, а также рассол, охлаждаются, а хладагент кипит, постепенно превращаясь в сухой насыщенный пар. Термодинамическое состояние последнего определяется точкой 7 на линии сухого насыщенного пара (см. правую ветвь пограничной кривой на T-s и p-i диаграммах). Такой пар подавать под поршень компрессора нельзя: при быстром сжатии он может превратиться в жидкость, что может послужить причиной аварии компрессора и выхода его из строя. Чтобы исключить поломку компрессора (устранить так называемый «влажный ход» компрессора), насыщенный пар, перед тем, как он поступит в компрессор, подогревают естественным путём: воздухом окружающей среды помещения, где находятся трубы, выходящие из испарителя (процесс 7-1). При этом сухой насыщенный пар превращается в перегретый пар, т.е. – в газ, который подаётся на вход компрессора.

В проекте данной холодильной установки нет рекуперативного теплообменника **в отличие от ХМ малой мощности. Здесь можно организовать переохлаждение рабочего тела ХМ холодной водой системы обратного водоснабжения, которая сначала подаётся в переохладитель, а затем в – конденсатор.**

Компрессор. В компрессоре над газом совершается техническая работа:

$$L_{\text{тех}} = - L_{\text{км.}}$$

Здесь $L_{KM} \geq 0$ работа компрессора. Знак минус указывает на то, что не газ совершает работу (как, например, в детандере), а, наоборот, над газом совершается работа. В компрессоре газ адиабатно, т.е. без теплообмена с окружающей средой ($Q=0$), сжимается до давления p_2 и нагревается до температуры T_2 (процесс 1-2). Процесс сжатия происходит адиабатно, т.к. газ в компрессоре сжимается очень быстро, и тепло не успевает перейти в окружающую среду. Работа сжатия в случае адиабатного процесса сжатия по закону сохранения и превращения энергии идёт только на изменение энтальпии газа. В этом случае удельная работа l_{KM} , Дж/кг компрессора определяется равенством:

$$l_{KM} = i_2 - i_1$$

$$L_{KM} \geq 0$$

После компрессора горячий газ поступает в конденсатор $KД$.

Конденсатор. В конденсаторе горячий газ аммиака охлаждается при постоянном давлении ($p_{2-5} = \text{const}$). За счёт охлаждения газ сначала превращается в пар, который постепенно конденсируется и превращается в жидкость (линия конденсации 2 – 5). Следует помнить, что процесс конденсации в области “жидкость + пар” (отрезок 3 – 5 на линии конденсации) происходит не только при постоянном давлении $p_{КД}$, но и при постоянной температуре $T_{КД}$. Это происходит до тех пор, пока весь пар не превратится в жидкость (точка 5). Процесс конденсации происходит здесь без совершения технической работы ($L_{\text{ТЕХН}}=0$) с отводом в помещение тепла $Q_{КД}$ конденсации, равного:

$$Q_{КД} = -(i_2 - i_5) \cdot m, \text{ Дж}$$

Знак минус указывает здесь на то, что тепло при конденсации отводится от рабочего тела ХМ – аммиака. В конденсаторе это тепло переходит к воде, которая нагревается и уносит это тепло, например для нагрева жилых помещений в зимнее время. В летнее время это тепло передаётся окружающей среде с помощью градирни.

При этом согласно первому закону термодинамики:

$$Q_{КД} = Q_H + Q_{KM}$$

В этом равенстве:

$$Q_{KM} = L_{KM}$$

Таким образом, для нагрева жилых помещений с помощью воды подаётся больше тела, чем отбирается у охлаждаемого рассола на величину работы компрессора, перешедшей в тепло.

Регулирующий вентиль (pV) или дроссель. В регулирующем вентиле или дросселе аммиак расширяется, проходя через малое отверстие. При этом давление его уменьшается, а объём растёт. Процесс расширения происходит без совершения внешней технической работы. Совершается только внешняя работа: работа против сил внешнего давления, которую называют работой проталкивания. Совершается ещё работа против сил трения, которая переходит в тепло. За счёт этого тепла растёт энтропия парожидкостной смеси аммиака. Особенностью процессов дросселирования паро- жидкостных смесей является то, что *энтальпия* в этих процессах остаётся постоянной ($i_5=i_6$), а *энтропия* растёт ($s_6>s_5$) за счёт работы трения, переходящей в тепло. При дросселировании паро-жидкостные смеси расширяются, при этом совершается работа против сил взаимодействия между молекулами смесей. Эта работа совершается за счёт внутренней энергии смеси. В общем случае при дросселировании вещества могут нагреваться, охлаждаться или не менять свою температуру. Здесь всё зависит от физических свойств вещества и параметров окружающей среды. В рассматриваемых здесь случаях использования аммиака при дросселировании его парожидкостная смесь охлаждается. Однако, **давление при дросселировании всегда уменьшается**. На этом описание процессов, сопровождающих цикл работы аммиачных ХМ, заканчивается.

Одним из показателей энергетической эффективности и совершенства цикла ХМ является холодильный коэффициент ε , определяемый равенством:

$$\varepsilon = q_{и} / l_{кМ} = (i_7 - i_6) / (i_2 - i_1)$$

Чем больше отнимается теплоты у охлаждаемых тел в ХМ и чем меньше при этом затрачивается механическая работа, тем более совершенный холодильный цикл [3].

Эффективность работы машины оценивается не только ее холодильным коэффициентом, но и холодопроизводительностью $q_{и}$. Эти параметры зависят от типа и конструкции ХМ, качества его тепловой изоляции, вида и свойств ХА, конструкции компрессора, а также условий работы ХМ. Под условиями работы ХМ понимают параметры окружающей среды: температуру охлаждаемой среды $t_{охл.ср}$ (в данном случае рассола) и температуру $t_{нагр.ср}$ нагреваемой среды (в данном проекте – воды). При расчёте холодильной установки этими параметрами задаются. Температуру $t_{кд}$

конденсации сжатых паров ХА в конденсаторе, а также температуру t_H кипения ХА в испарителе, либо назначают заранее, либо получают расчётным путём. На начальном этапе расчёта в первом приближении принимают:

$$t_{КД} = t_{НАГР.СР} + (15...20^{\circ}C)$$

$$t_H = t_{ОХЛ.СР} - (15...20^{\circ}C)$$

Таким образом, для организации естественного теплообмена аммиака с охлаждаемой средой (рассолом) его температуру в испарителе назначают на 15 градусов ниже заданной температуры рассола. Аналогично, для организации естественного теплообмена аммиака с нагреваемой средой (водой) температуру аммиака в конденсаторе назначается на 15 градусов выше заданной температуры воды.

Температуру t_1 перегрева пара в процессе естественного теплообмена пара с окружающей средой определяют из условия:

$$t_1 = t_H + (10...15^{\circ}C).$$

При анализе эффективности работы ХМ будем учитывать, что, чем выше температура t_H кипения в испарителе, чем ниже температура конденсации паров t_K и температура переохлаждения t_n , тем больше холодопроизводительность установки. Однако, регулирование этих параметров необходимо проводить в оптимальных пределах.

Для наглядности и пояснения процессов теплообмена на р-і диаграмме проводим две изотермы: $T=T_{ОХЛ. СР}$ и $T=T_{НАГР.СР}$. Стрелками на р-і диаграмме укажем направления потоков тепла, которые реализуются в данной ХМ самопроизвольно (рисунок 46). После этого перейдём к построению точек циклов на р-і диаграмме.

R717, NH₃, Ammonia

T critical = 132.35 °C, p critical = 113.53000 Bar, v critical = 0.00427 m³/kg

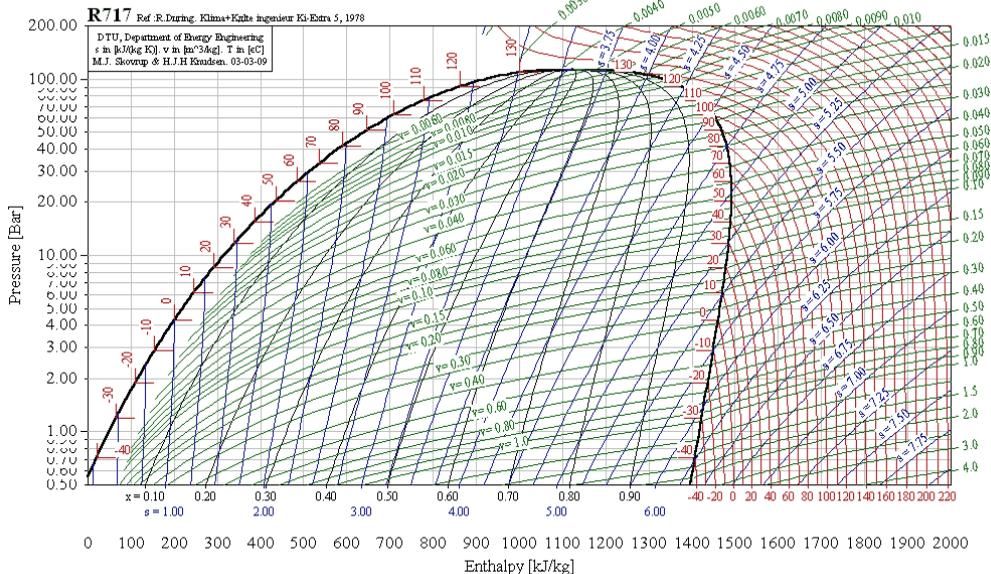


Рисунок 5. Внешний вид p-i диаграммы аммиака.

«Бытовые холодильные машины и кондиционеры» и «Теоретические основы холодильной техники»

Температура, °С	Давление, 10 ⁵ Па		Удельный объем		Плотность		Удельная энтальпия, кДж/кг		Удельная теплота парообразования, кДж/кг	Удельная энтропия, кДж/(кг·К)	
	абсолютное	манометрическое	жидкости, дм ³ /кг	пара, дм ³ /кг	жидкости, кг/дм ³	пара, кг/м ³	жидкости	пара		жидкости	пара
			дм ³ /кг	дм ³ /кг	кг/дм ³	кг/м ³	кДж/кг	кДж/кг			
-50	0,408	-0,605	1,424	2,625	0,702	0,380	276,58	1691,37	1313,79	1,0995	7,4396
-40	0,717	-0,296	1,449	1,551	0,690	0,664	320,55	1707,56	1387,01	1,2921	7,2410
-34	0,979	-0,034	1,465	1,159	0,682	0,862	347,11	1716,78	1369,67	1,4044	7,1316
-33	1,030	+0,017	1,467	1,105	0,681	0,904	351,54	1718,28	1366,74	1,4228	7,1140
-30	1,195	+0,182	1,475	0,9625	0,677	1,038	364,88	1722,70	1357,82	1,4779	7,0622
-20	1,901	+0,888	1,504	0,6228	0,664	1,605	409,56	1739,69	1327,13	1,6576	6,9001
-10	2,908	+1,895	1,534	0,4177	0,651	2,394	454,60	1749,40	1294,80	1,8315	6,7519
0	4,294	+3,281	1,566	0,2890	0,638	3,460	500,00	1760,71	1260,71	2,0000	6,6154
10	6,150	+5,137	1,601	0,2053	0,624	4,870	545,79	1770,50	1224,71	2,1636	6,4889
20	8,574	+7,561	1,639	0,1493	0,610	6,697	592,01	1778,65	1186,64	2,3226	6,3705
30	11,67	+10,65	1,680	0,1107	0,595	9,033	638,77	1785,01	1146,24	2,4778	6,2589
40	15,55	+14,53	1,726	0,08345	0,579	11,983	686,21	1789,40	1103,19	2,6296	6,1525
50	20,33	+19,31	1,777	0,06378	0,562	15,678	734,56	1791,58	1057,02	2,7789	6,0499
60	26,14	+25,12	1,834	0,04929	0,545	20,288	784,13	1791,22	1007,09	2,9268	5,9497
70	33,12	+32,10	1,900	0,03841	0,526	26,034	835,38	1787,87	952,49	3,0745	5,8502
80	41,40	+40,38	1,973	0,03009	0,506	33,233	888,96	1780,84	891,88	3,2238	5,7493
90	51,14	+50,12	2,071	0,02359	0,482	42,390	945,89	1769,08	823,19	3,3772	5,6440
100	62,5	+61,50	2,183	0,01842	0,458	54,288	1007,80	1750,79	742,99	3,5388	5,5299
110	75,75	+74,73	2,349	0,01418	0,425	70,521	1077,76	1722,47	644,71	3,7158	5,3984
120	91,07	+90,05	2,594	0,01050	0,385	95,238	1163,06	1675,37	512,31	3,9257	5,2288
130	108,88	+107,86	3,185	0,006589	0,313	151,768	1298,69	1563,51	264,82	3,2532	4,9101

Рисунок. 6. Таблица термодинамических состояний аммиака.

Особенности построения точек 7, 3 и 5 на р-і диаграмме аммиака

Для построения точек 7, 3 и 5 на р-і диаграмме в области "жидкость+пар" проводим две изотермы: $T=T_{и}$ и $T=T_{кд}$, которые определяют температуру рабочего тела в испарителе и конденсаторе, соответственно. Пересечение этих изотерм с граничными линиями, определяющими агрегатное состояние рабочего тела, позволяет построить три точки на линии цикла ХМ на р-і диаграмме (рисунок 16). Этими точками будут точки 7, 3 и 5.

Точка 5 характеризует завершение процесса конденсации пара в конденсаторе. Так как этот процесс происходит при постоянном давлении, то точка 5 должна лежать на изобаре $p_3=const$, а именно, на пересечении этой изобары с пограничной линией, характеризующей полный переход паро-жидкостной смеси аммиака – в жидкость. Пересечение изобары, проведенной из точки "3", с этой линией образует точку "5". Параметры этих точек заносим в таблицу 1.

Построение точки "1" на р-і диаграмме.

Для построения точки "1" на р-і диаграмме назначаем ве-

личину перегрева пара, поступающего на вход в компрессор. Этот перегрев организуется естественным путём: аммиак после выхода из испарителя перегревается воздухом помещения, в котором находится ХМ. При этом пары аммиака превращаются в газ перед подачей их на вход в компрессор.

Пусть величина перегрева равна 10 градусов. Проводим в системе координат $p-i$ ещё одну изотерму $T_1 = T_i + 10K = 263K (-10^{\circ}C)$.

Абсолютная температура T_1 , К газа на входе в компрессор будет равна:

$$T_1 = T_7 + 10 K$$

Так как перегрев пара происходит при постоянном давлении, то точку "1" цикла в $p-i$ координатах получаем на пересечении изобары, проведенной из точки "7" и построенной изотермы $T_1 = 263K$. Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "1", заносим в таблицу 1.

Построение точки "2".

Точка "2" соответствует завершению процесса сжатия газа в компрессоре. Так как сжатие газа в компрессоре происходит адиабатно (т.е. очень быстро, без подвода и отвода тепла), то точка "1" и точка "2" должны лежать на адиабате. Поэтому из точки "1" проводим адиабату (изоэнтропу $s = const$). Так как точка "2" должна лежать ещё и на изобаре (см. рисунки 16), то из точки "3" проводим изобару $p = const$. На пересечении этой изобары и адиабаты строим точку "2".

Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "2", заносим в таблицу 1.

Построение точки "6".

Процесс 5 – 6 дросселирования жидкости происходит при постоянной энтальпии $i = const$. Поэтому, точку 6 находим как пересечение линии с постоянной энтальпией i_5 с прямой линией, характеризующей процесс в испарителе.

Параметры рабочего тела ХМ, соответствующие точке "6", заносим в таблицу 2.

Таблица 2.

Параметры цикла ХМ	1	2	3	4	5	6	7
Давление p , МПа	0,261	0,958		0,958	0,958	0,261	0,261

Темп.- ра Т, К (t, °C)	283 (10)	334 (61)		313 (40)	302 (29)	268 (-5)	268 (-5)
Энтальпия, i, кДж /кг	1,01*10 ³	1.03*10 ³		0.887*10 ³	0,876*10 ³	0,876*10 ³	0,997*10 ³
Энтропия, s кДж/кгК							
Уд. объём, м ³ /КГ	0,07						

Таблица 5.4

Показатели	Бессальвовые компрессоры				Компрессоры с внешним приводом			
	ПБ40	ПБ60	ПБ80		ПБ40	ПБ60	ПБ80	
Хладагент	R-22	R-12	R-22	R-12	R-22	R-12	R-22	R-12
Холодопроизводительность при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = -30^\circ\text{C}$	42,5	27,3	62,8	40,7	84,9	54,7	54,7	44,2
кВт	36,5	23,5	54,0	35,5	73,0	47,0	38,0	25,0
тыс. ккал/ч	13,8	9,0	20,7	13,5	27,5	18,0	—	—
Потребляемая мощность, кВт	—	—	—	—	—	—	—	—
электрическая эффективность	0,029	0,043	0,058	0,043	0,029	0,043	0,043	0,058
Охлаждаемый объем $\text{м}^3/\text{ч}$	104	156	208	156	104	156	156	208
Диаметр присоединяемого штуцера, мм	50	50	70	70	50	50	70	80
на всасывании	50	50	70	70	50	50	70	80
на нагнетании	—	—	—	—	—	—	—	—

Цилиндров компрессоров

Таблица 5.5

Показатели агрегатов	A110-7-0	A110-7-2	A110-7-2	A165-7-0	A165-7-2	A220-7-0	A220-7-2
Холодопроизводительность при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$ кВт	—	140	93	—	180	—	267
Мкал/ч	—	120	80	—	155	—	230
при $t_0 = 5^\circ\text{C}$, $t_k = 35^\circ\text{C}$ кВт	325	—	—	440	—	663	—
Мкал/ч	280	—	—	380	—	570	—
Эффективная мощность, кВт	53	39	26	75	52	112	78
Описываемый объем м ³ /с	0,0836	0,0836	0,056	0,125	0,125	0,167	0,167
м ³ /ч	301	301	200	450	450	602	602
Расход смазки, кг/ч	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,085	0,085
Расход воды, м ³ /ч	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	1,0
Электродвигатель марка	АОП2-91-4	АОП2-82-4	АОП2-82-6	АОП2-92-4	АОП2-91-4	АЗ-315SI-4	АОП2-92-4
мощность, кВт	75	55	40	100	75	132	100
частота вращения с ⁻¹	24,7	24,5	16,3	24,7	24,7	24,5	24,7
об/мин	1480	1470	980	1480	1480	1470	1480
Габаритные размеры агрегата, мм							
длина	2275	2200	2200	2320	2330	2365	2390
ширина	1215	1215	1215	1215	1215	1215	1215
высота	1370	1370	1370	1300	1300	1560	1550
Монтажная длина, мм	2910	2835	2835	3000	3010	3075	3100
Диаметры трубопроводов, мм							
всасывающего	100	100	100	100	100	125	125
нагнетательного	65	65	65	100	100	100	100

Примечания: 1. В таблице приведены характеристики агрегатов на базе компрессоров П110, П165, П220, предназначенных для работы на аммиаке.

2. Обозначения агрегатов, предназначенных для работы на хладоне-22: А110-2-0; А110-2-2; А220-2-0; А220-2-2. При работе на хладоне-22 холодопроизводительность агрегатов составит около 90% от указанной в таблице, а эффективная мощность — 95%.

3. Диаметр шлиндров 115 мм, ход поршня — 82 мм.

4. Число шлиндров компрессоров: П110 — четыре; П165 — шесть; П220 — восемь.

5. Описываемый объем указан при частоте вращения вала 24,5 с⁻¹ (1470 об/мин), кроме агрегата А110-7-2.

ЭЛЕМЕНТАРНАЯ ТЕОРИЯ РАСЧЁТА ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ХМ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Удельную массовую холодопроизводительность q , Дж/кг ХМ определим из равенства:

$$q = i_7 - i_6$$

Удельную объёмную холодопроизводительность q_v , Дж/м³ ХМ рассчитываем по формуле:

$$q_v = \frac{q}{\nu_1}$$

Здесь ν_1 , м³/кг удельный объём газа в точке "1" на входе в компрессор.

Холодильный коэффициент ε ХМ определим из равенства:

$$\varepsilon = \frac{q}{\ell} = \frac{i_7 - i_6}{i_2 - i_1}$$

После этого переходим к расчёту эксплуатационных параметров компрессора.

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА.

Известно [3], что одноступенчатые компрессоры могут применяться в довольно широком диапазоне условий эксплуатации. Возможность их применения ограничивается только температурой нагнетания t_2 , которая не должна превышать 160°, а также разностью давлений: $p_2 - p_1$, которая для современных поршневых компрессора не должна превышать 1,7 МПа. В холодильных машинах предыдущих серий разность давлений ограничивалась величиной 1,2 МПа, а степень повышения давления при сжатии не должна была превышать величины: $p_2/p_1=9$.

По заданному температурному режиму строим цикл ХМ на T-s и p-i диаграмме и определяем параметры хладагента, необходимые для последующих расчетов.

Объёмную подачу \dot{V} , м³/с компрессора (объёмный

расход газа в линии нагнетания после компрессора) определим из равенства:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{q_v}$$

Полезную мощность $N_{ПОЛЕЗН.}$ компрессора определим из равенства:

$$N_{ПОЛЕЗН.} = \ell \cdot \dot{m}$$

Здесь ℓ , Дж/кг удельная работа компрессора, равная

$$\ell = i_2 - i_1$$

$$\dot{Q}_{КД.Т} = \dot{m}(i_2 - i_5)$$

\dot{m} , кг / с массовая подача (массовый расход) хладагента ХМ.

КПД η компрессора определим из равенства:

$$\eta = \frac{N_{ПОЛЕЗН.}}{N_{ЗАТРАЧ.}} = \frac{\ell \cdot \dot{m}}{I \cdot U}$$

Здесь I , A и U , B – сила эл. тока и эл. напряжение в сети питания эл. двигателя компрессора, соответственно.

Степень π повышения давления газа в компрессоре определим из равенства:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}$$

Величину коэффициента λ подачи компрессора находим из графика $\lambda = \lambda(\pi)$ на рисунке 7 для бескрейцкопфных компрессоров.

Поэтому коэффициенту подачи и величине \dot{V}_D действительной подачи компрессора, найдём величину \dot{V}_T теоретической подачи компрессора:

$$\dot{V}_T = \frac{\dot{V}_D}{\lambda}$$

По этой величине подбираем один или несколько компрессоров необходимого типа и размера. При этом количество компрессоров будем согласовывать с характером работы ХУ, а также со степенью неравномерности её нагрузки. При постоянной нагрузке лучше иметь небольшое количество компрессоров больших размеров. При переменной нагрузке лучше использовать большее число компрессоров меньших размеров.

Теоретическая (адиабатная) мощность N_T компрессора:

$$N_T = \dot{m} \cdot \ell, \text{ Вт}$$

Действительная (индикаторная) мощность N_i компрессора:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}$$

Здесь η_i индикаторный КПД компрессора, равный для бескрейцкопфных компрессоров 0,79 - 0,84. Для компрессоров большей мощности индикаторный КПД компрессора имеет большие значения.

Для малых и средних компрессоров, работающих на фреонах, индикаторные КПД компрессора имеют меньшие значения: 0,65-0,8.

Эффективная мощность, т.е. мощность $N_{ПРИВ}$ на валу привода компрессора:

$$N_{ПРИВ} = \frac{N_i}{\eta_{МЕХ}}$$

Здесь $\eta_{МЕХ}$ механический КПД, учитывающий потери энергии привода на трение. Для крупных бескрейцкопфных компрессоров механический КПД можно принять равным 0,82 - 0,92. Для малых и средних компрессоров, работающих на хладагентах механический КПД принимают равными 0,84-0,97. Причём, большие значения этого вида КПД соответствуют машинам большей мощности.

По эффективной мощности компрессора подбирают (с запасом мощности на 10-15%) эл. двигатель соответствующего типа для привода компрессора. Это указание не относится к встроенным эл.двигателям, которые имеют меньшие мощности, чем требуется для привода компрессоров открытого типа.

После этого можно приступить к определению мощности

теплового потока в конденсаторе.

Теоретический тепловой поток в конденсаторе:

$$\dot{Q}_{КД.Т} = \dot{m}(i_2 - i_5)$$

$$\dot{Q}_{КД.Д} = \dot{Q}_И + N_i$$

Действительный тепловой поток в конденсаторе (с учётом тепловых потерь в процессе сжатия).

$$\dot{Q}_{КД.Д} = \dot{Q}_И + N_i$$

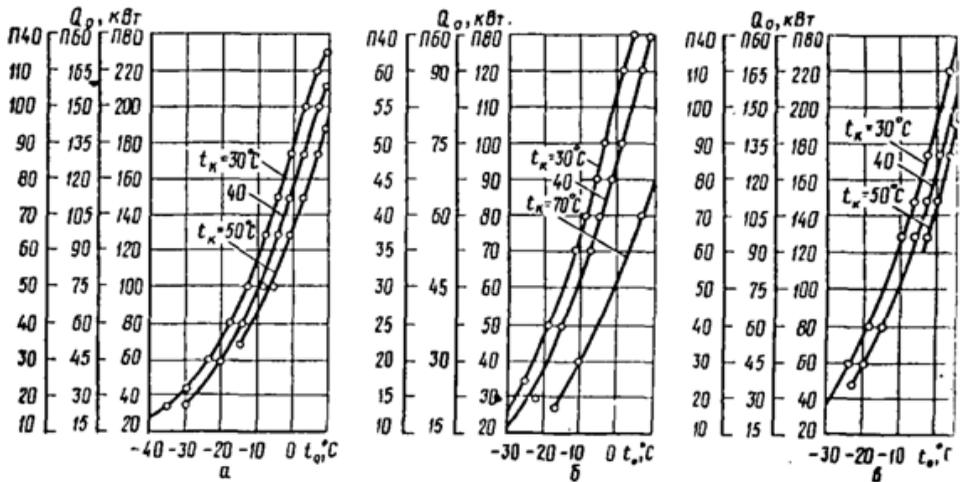


Рисунок 7. Зависимость холодопроизводительности компрессоров от температуры кипения рабочих тел ХМ: а – R12; б – R22; в- аммиака.

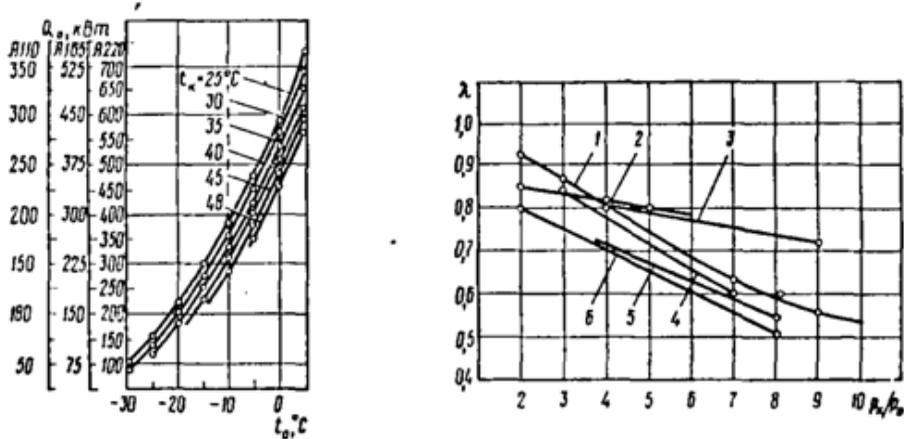


Рисунок 8 . Характеристики компрессоров: а) зависимость холодопроизводительности крупных компрессоров от температуры кипения рабочих тел ХМ; б – зависимость коэффициентов

$\lambda = \lambda(\pi)$ подачи компрессоров от степени $\pi = \frac{p_2}{p_1}$ повышения

давления газа в компрессоре: 1– современных бескрейцкопфных; 2 – винтовых бустер-компрессоров; 3 – винтовых; 4 – работающих на R22; 5 – ротационных; 6 – малых, работающих на R12 .

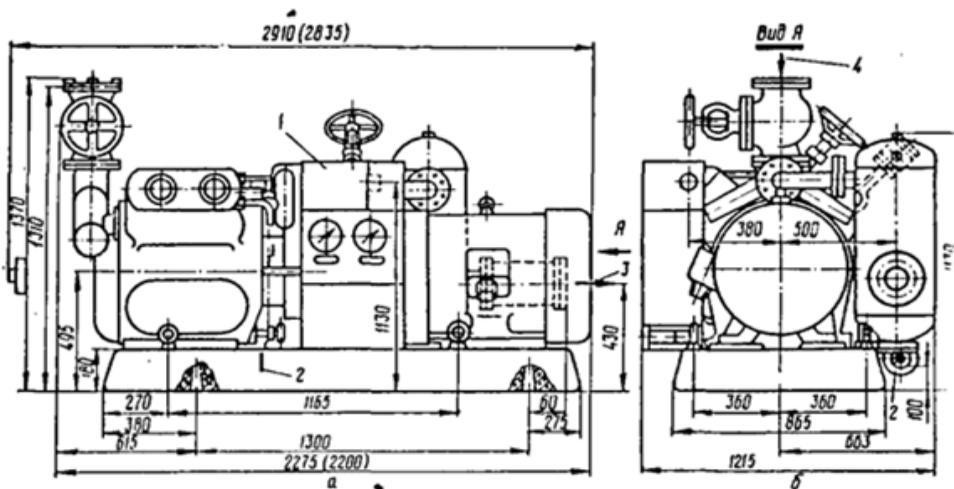


Рисунок 9. Внешний вид и размеры компрессорного агрегата А 110-7-01: а – вид сбоку; б – вид спереди. 1 – блок приборов; вентиль для заправки масла; D, 65 – линия нагнетания; D, 100 – линия всасывания.

РАСЧЕТ И ПОДБОР ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Конденсаторы

Конденсаторы следует подбирать по действительному тепловому потоку, определенному при тепловом расчете компрессора.

Тип конденсатора выбирают в зависимости от назначения установки, условий водоснабжения и качества воды с учетом климатологических данных.

В большинстве случаев для крупных и средних установок, работающих на различных хладагентах, применяют конденсаторы с водяным охлаждением – горизонтальные кожухотрубные. Использовать такие конденсаторы целесообразно при наличии обратного водоснабжения.

В случае прямоточной системы водоснабжения из естественных водоемов на крупных холодильных установках, работающих на аммиаке, используют вертикальные кожухотрубные конденсаторы.

Для районов с низкой относительной влажностью воздуха рекомендует применять испарительные конденсаторы.

Значительное количество малых и средних холодильных машин, работающих на хладонах, комплектуется конденсаторами с воздушным охлаждением. В связи с ограниченностью запасов воды конденсаторы с воздушным охлаждением должны найти широкое применение на установках любой холодопроизводительности, работающих на различных хладагентах, в том числе на аммиаке. Воздушные конденсаторы можно рекомендовать для установок, расположенных в районах максимальной расчетной температурой воздуха не выше 30°C.

Технические характеристики горизонтальных кожухотрубчатых конденсаторов представлены в табл. 5.7, вертикальных кожухотрубных — в табл. 5, горизонтальных кожухотрубных с наружным оребрением труб для машин, работающих на хладонах,— в табл. 5.9, 5.10, воздушных для машин, работающих на аммиаке,— в табл. 5.11.

Конденсаторы	Площадь поверхности, м ²	Габаритные размеры				Число труб	Условные проходы, мм			Объем межтрубного пространства, м ³	Масса аппарата
		диаметр D	длина L	ширина B	высота H		пара d	жидкости d ₁	воды d ₂		
КТГ-10	9	408	1880	535	760	99	50	10	1 ¹ / ₄ тр	0,16	5
КТГ-20	20	500	2930	810	910	144	50	20	70	0,32	5
КТГ-25	25	500	3430	810	910	144	50	20	70	0,39	11
КТГ-32	32	500	4430	810	910	144	50	20	70	0,52	14
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	70	25	80	0,53	17
КТГ-50	50	600	4520	910	1000	216	70	25	80	0,7	19
КТГ-65	65	600	5520	910	1000	216	80	25	100	0,885	21
КТГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	80	32	125	1,26	3
КТГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	80	32	125	1,58	4
КТГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	100	40	200	2,0	5
КТГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	100	40	200	2,5	6
КТГ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	125	50	250	3,5	9
КТГ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	125	50	250	4,1	10

Примечания: 1. Трубы в конденсаторах диаметром 25x2,5 мм из стали 10.

2. Число ходов во всех конденсаторах 8, кроме КТГ-Ю, в котором 10 ходов.

3. Предохранительные клапаны для конденсаторов до КТГ-65 включительно имеют условный проход D_y 15, для остальных D_y25.

Испарительный конденсатор ИК-125 конструкции Ги-прохолода представляет собой теплообменный аппарат с водовоздушным охлаждением. Он состоит из теплообменной батареи вертикально-змеевикового типа из стальных гладких труб с площадью поверхности 130 м², форконденсатора коллекторного типа площадью поверхности 32 м² из оребренных труб, двух вентиляторов с объемным расходом воздуха 7,92 м³/с (28500 м³/ч), деталей крепления. Для интенсификации процесса охлаждения воды между рядами труб охлаждающего змеевика установлены теплообменные поверхности из дерева, пластмассы или других материалов, используемых в качестве наполнителей водоохлаждающих градилен.

«Бытовые холодильные машины и кондиционеры» и «Теоретические основы холодильной техники»

Конденсаторы	Площадь поверхности, м ²	Габаритные размеры			Число труб	Диаметр прохода, мм		Объем межтрубного пространства, м ³	Масса аппарата, кг
		диаметр D	ширина B	высота H		пара	жидкости		
50 КВ	50	700	920	5500	64	70	32	1,12	2490
75 КВ	75	800	1020	5500	96	70	32	1,27	3350
100 КВ	100	1000	1220	5000	150	80	40	1,8	4650
125 КВ	125	1000	1220	6000	150	80	40	2,2	5590
150 КВ	150	1200	1450	5000	210	100	50	2,64	6625
250 КВ	250	1400	1650	5500	312	125	50	3,64	10605

Примечания: 1. Трубы диаметром 57X3,5 мм выполнены из стали 10 спокойной плавки.

2. Предохранительные клапаны для 50 КВ имеют условный проход D_y15, Для остальных марок D_y25.

Конденсаторы	Площадь наружной поверхности, м ²	Диаметр обечайки, мм	Длина труб, м	Число труб	Максимальная нагрузка, кВт	Число ходов
КТР-4	4,8	194	1,0	23	15,4	4;2
КТР-6	6,8	219	1,5	29	21,5	4;2
КТР-12	12,8	377; 325	1,0; 1,2	86	43,3	4;2
КТР-18	18	377; 325	1,8	86	62,8	4;2
КТР-25	30	404	1,5	135	105	4
КТР-35	40	404	2,0	135	140	4
КТР-50	49,6	404	2,5	135	178	4
КТР-65	62	500	2,0	210	216	4;2
КТР-85	92,5	500	3,0	210	322	4;2
КТР-110	107	600	2,5	293	373	4
КТР-150	150	600	3,5	293	523	2
КТР-200	200	800	3,0	455	698	4;2
КТР-260	260	800	4,0	455	1360	2

Примечание. В конденсаторах применены медные накатные трубы диаметром 20x3 мм.

Для уменьшения уноса воды над батареей по ходу воздуха установлены элиминаторы (водоотделители).

Общий тепловой поток конденсаторов 315 кВт при удельном тепловом потоке $q_r = 2300$ Вт/м². Расход циркулирующей воды 0,00833 м³/с (30 м³/ч). Расход испаряющейся воды 0,6 м³/ч.

Габаритные размеры конденсатора: длина — 4830 мм, ширина — 4560 мм, высота с вентиляторами — 5720 мм. Масса 6970 кг.

«Бытовые холодильные машины и кондиционеры» и «Теоретические основы холодильной техники»

При централизованной системе охлаждения подбирают общий конденсатор на всю холодильную установку. При децентрализованной системе охлаждения наиболее рационально применение компрессорно-конденсаторных агрегатов.

В последнем случае производится не подбор, а поверочный расчет конденсатор входящего в комплект агрегата.

Расчет конденсатора сводится к определению площади теплопередающей поверхности, по которой подбирают один или несколько конденсаторов с суммой площади поверхности, равной расчетной.

Рассчитывают расход воды или воздуха и производят подбор насосов или вентиляторов или поверочный расчет оборудования, поставляемого в комплекте агрегата.

Конденсаторы	Площадь наружной поверхности, м ²	Диаметр аппарата, мм	Длина труб, мм	Число труб	Условные проходы, мм			Габаритные размеры, мм			Объем межтрубного пространства, м ³
					пара	жидкости	воды	длина	ширина	высота	
МКТНР-10	10	325	1500	60	25	20	50	1850	530	665	0,0885
МКТНР-16	16	325	1500	90	40	20	65	1850	530	665	0,0795
МКТНР-25	25	377	2000	110	40	32	65	2450	600	700	0,142
МКТНР-40	40	426	2000	174	50	40	100	2500	640	790	0,185
МКТНР-50	50	426	2500	174	50	40	125	3000	640	790	0,2325
МКТНР-63	63	426	2500	218	65	50	125	3000	535	790	0,2125
МКТНР-80	80	530	2000	358	65	50	150	2530	700	930	0,265
МКТНР-100	100	530	2500	358	80	65	150	3050	700	930	0,335
МКТНР-125	125	530	3000	358	80	65	200	3550	700	930	0,411
МКТНР-160	160	600	2500	530	100	80	200	3150	800	1020	0,430
МКТНР-200	200	600	3000	530	100	80	200	3650	800	1020	0,520
МКТНР-250	250	700	3000	730	125	100	250	3650	870	1155	0,850
МКТНР-315	315	700	3500	730	125	100	250	4150	870	1155	0,990

Примечание. В конденсаторах применены трубы с накатными ребрами особого типа. Конденсаторы предназначены преимущественно для судовых установок.

Площадь теплопередающей поверхности конденсатора F (в м²) определяю» формуле

где Q суммарный тепловой поток в конденсаторе от всех групп компрессоров, определенный при тепловом расчете компрессора, кВт; k — коэффициент теплопередачи конденсатора (зависит от типа аппарата) Вт/(м²·К

иср средняя разность температур между конденсирующимся хладагентом и охладителем средой, К.

Коэффициенты теплопередачи конденсаторов k [в Вт/(м²·К)] различного приведены ниже.

«Бытовые холодильные машины и кондиционеры» и «Теоретические основы холодильной техники»

Кожухотрубные	
горизонтальные для аммиака	700—1000
вертикальные » »	800
горизонтальные для хладонов	700
Оросительные	700—930
Воздушного охлаждения	30

Длина труб, м	Число рядов труб	Общее количество труб	Площадь наружной поверхности, м ²	Примерная производительность вентилятора, м ³ /с	Количество вентиляторов
---------------	------------------	-----------------------	--	---	-------------------------

Аппараты воздушного охлаждения малопоточного типа (АВМ)

1,5	4	94	105	7	1
3	4	94	220	14	2
1,5	6	141	160	6	1
3	6	141	325	12	2
1,5	8	188	210	5,5	1
3	8	188	440	11	2

Аппараты воздушного охлаждения горизонтального типа (АВГ)

4	4	282	875	39 или 75	1
8	4	282	1770		2
4	6	423	1320	33 или 70	1
8	6	423	2640		2
4	8	564	1740	28 или 67	1
8	8	564	3500		2

Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразного типа

6	4	564	2650	180—220	—
6	6	846	4000		—
6	8	1126	5300		—

Примечания: 1. В таблице указаны площади поверхности аппаратов с коэффициентом оребрения 9.

2. Аппараты малопоточного типа выпускают как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением труб.

3. В аппаратах АВМ и АВГ с удвоенной длиной труб установлено два вентилятора.

4. Документация на аппараты разработана в НИИ нефтемаш.

При расчете площади теплопередающей поверхности можно воспользоваться формулой для определения удельного теплового потока (в Вт/м²)

Для **испарительных конденсаторов** удельный тепловой поток 1750-2300 Вт/м².

$$q_F = k\Theta_{cp}$$

Среднюю разность температур можно определить как логарифмическую, если отношение разностей температур потоков в начале и конце процесса больше 2, или как арифметическую, если отношение этих разностей температур меньше 2.

Средняя логарифмическая разность температур определяется по формуле

$$\Theta_{cp} = \frac{\Theta_{\delta} - \Theta_{\mathcal{M}}}{2,31g \frac{\Theta_{\delta}}{\Theta_{\mathcal{M}}}}$$

Где Θ_{δ} — разность температур в начале теплопередающей поверхности (большая разность температур);

$\Theta_{\mathcal{M}}$ — разность температур в конце теплопередающей поверхности (меньшая разность температур).

Средняя арифметическая разность температур рассчитывается по формуле

$$\Delta t = t_k - \frac{t_1 + t_2}{2}$$

где t_k — температура конденсации;

t_1 и t_2 — температура охлаждающей среды, поступающей в конденсатор и отходящей с конденсатора.

По рассчитанной площади поверхности подбирают конденсатор соответствующего типа (следует выписать полную характеристику аппарата).

Расход охлаждающей воды, поступающей в конденсатор, $K_{сд}$ (в м³/с) находится по формуле

$$V_{сд} = \frac{Q_n}{cp\Delta t_{сд}}$$

где Q_n — суммарный тепловой поток в конденсаторе, кВт;

c — удельная теплоемкость воды ($c=4,19$ кДж/(кг • К))*

— плотность воды ($\rho=1000$ кг/м³);

$\Delta t_{сд}$ — подогрев воды в конденсаторе, К.

По расходу воды с учетом необходимого напора подбирают насос или несколько насосов необходимой производительности.. Обязательно предусматривается резервный насос.

По той же формуле можно определить расход воздуха для конденсатора воздушного охлаждения, только в формулу подставляют соответственно значек удельной теплоемкости и плотности воздуха и разность температур между входящим и выходящим воздухом на конденсаторе [4].

Удельная теплоемкость воздуха $c = 1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, плотность воздуха при температуре $20\text{--}35^\circ\text{C}$ $\rho = 1,24\text{--}1,15 \text{ кг}/\text{м}^3$.

В курсовых и дипломных проектах следует определять тепловой поток и площадь теплопередающей поверхности конденсатора при наиболее тяжелых условиях работы.

Примеры расчета конденсаторов. 1. Подобрать испарительный конденсатор для холодильной машины, работающей на аммиаке, холодопроизводительностью $Q_0 = 200 \text{ кВт}$, $t_0 = -22^\circ\text{C}$, $t_k = 36^\circ\text{C}$, $t_n = 31^\circ\text{C}$, $t_{всб} = -15^\circ\text{C}$. Тепловой поток в конденсаторе $Q = 270.3 \text{ кВт—см}$. пример расчета одноступенчатого компрессора.

При расчете параметров был принят испарительный конденсатор с удельным тепловым потоком - $2000 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Потребная площадь теплопередающей поверхности конденсатора

$$F = \frac{Q_n}{q_F} = \frac{270.3 \cdot 1000}{2000} = 135.2 \text{ м}^2$$

Принимаем испарительный конденсатор ИК-125 с площадью поверхности теплообмена 130 м^2 . Уменьшение поверхности против расчетной приведет к некоторому повышению температуры конденсации (в данном случае до $36,5 \text{ }^\circ\text{C}$).

Расход воды на восполнение потерь составляет $0.6 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,00017 \text{ м}^3/\text{с}$).

2. Определить площадь теплопередающей поверхности и подобрать конденсатор : холодильной машины, работающей на хладоне-12 при $t_0 = -14^\circ\text{C}$, $t_n = 32^\circ\text{C}$, $t_r = 19$

Испарители рассольные

Известно, что выбор рассольных испарителей определяется принятой системой охлаждения ХУ. При закрытой системе охлаждения применяют кожухотрубные испарители, при открытой – панельные.

$$F = \frac{Q_n}{k \Delta t}$$

где Q_n - тепловой поток в испарители, определенный тепловым расчетом, Вт.

k – коэффициент теплопередачи испарителя (зависит от типа испарителя, (Вт/м²•К)).

Δt - средняя разность между хладоносителем и кипящим хладагентом.

Средняя разность температур для машин, работающих на аммиаке, 5-6⁰С. для машин, работающих на хладонах, в аппаратах затопленного типа 6-8⁰С. в аппаратах с кипением хладагента внутри труб 8-10⁰С. Соответственно удельный тепловой поток $q_f = k\Delta t$ для ориентировочных расчетов можно принять (Вт/м²):

Испарители для аммиака

Кожухотрубный ИКТ	3500
Панельный ИП	2300 - 3500

Испарители для хладона-22

Кожухотрубный с трубами	
Накатными медными	4700-6400
Гладкими стальными	2300-4700

С кипением хладагента внутри 2300-11000

Труб ИТВР

Для испарителей работающих на хладоне-12, коэффициенты и теплопередачи и удельный тепловой поток примерно на 10% меньше, чем для испарителей, работающих на хладоне-22.

Расход хладоносителя V_p (в м³/с), необходимый для отвода теплопритоков в охлажденном объекте, можно определить по формуле

$$V_p = \frac{Q_n}{c_p \rho \Delta t_p}$$

где V_p – расход хладоносителя, м³/с;

Q_n – тепловой поток в испарители, кВт;

c_p - удельная теплоемкость хладоносителя при средней рабочей температуре, кДж/(кг•К);

ρ_p – плотность рассол, кг/м³;

Δt – разность температур рассола на входе в испаритель и на выходе из него, К.

Разность температур рассола на входе и на выходе из испарителя (в ⁰С) принимают в зависимости от вида охлаждаемых аппаратов:

Батареи и воздухонагреватели

Технологические аппараты

Мембранные скороморозильные аппараты

По расходу хладоносителя подбирают насос с учетом не-

обходимого напора

В проектных организациях тепловой поток в испарители определяется в зависимости от общего расхода хладоносителя.

В установках с рассольным охлаждением, предназначенных для предприятий торговли и общественного питания, определяют действительный коэффициент рабочего времени и количество циркулирующего рассола. Холодильную машину выбирают по холодопроизводительности брутто с учетом температуры конденсации.

Технические характеристики испарителей приведены в таблицах: панельных - в табл.5.13, с внутритрубным кипением хладона типа ИТВР – в табл. 5.14.

Пример расчета рассольного испарителя. Установить режим работы, выбрать концентрацию рассола и подобрать испаритель для охлаждения камер холодильника, для хранения фруктов. Температура воздуха в камерах $-0,5^{\circ}\text{C}$. Тепловой поток в испарителе, определенный тепловым расчетом с учетом потерь, $Q_n=250$ кВт.

Для камер хранения фруктов целесообразно принять перепад температур между воздухом и рассолом $5-6^{\circ}\text{C}$.

«Бытовые холодильные машины и кондиционеры» и «Теоретические основы холодильной техники»

Таблица 5.12

Испарители	Площадь поверхности, м ²	Количество секций	Габаритные размеры, мм			Вместимость по аммиаку, м ³
			длина	ширина	высота	
30ИП	30	6×5	3470	575	1050	0,169
40ИП	40	8×5	3470	735	1050	0,223
60ИП	60	12×5	3670	1060	1050	0,332
90ИП	90	18×5	3670	1045	1050	0,497
120ИП	120	12×10	6100	1115	1200	0,501
180ИП	180	18×10	6100	1625	1200	0,744
240ИП	240	24×10	6100	2135	1200	1,008
320ИП	320	32×10	6100	2815	1200	1,34

Таблица 5.13

Испарители	Площадь поверхности, м ²	Габаритные размеры, мм				Число труб	Объем межтрубного пространства, м ³
		диаметр	длина	ширина	высота		
ИКТ-40	40,7	600×8	3580	1075	1590	216	0,52
ИКТ-50	54	600×8	4580	1075	1590	216	0,7
ИКТ-65	67,8	600×8	5580	1075	1590	216	0,885
ИКТ-90	96,8	800×8	4670	1310	1950	386	1,14
ИКТ-110	121	800×8	5670	1310	1950	386	1,58
ИКТ-140	154	1000×10	4800	1493	2270	616	2,1
ИКТ-180	193	1000×10	5800	1493	2270	616	2,64
ИКТ-250	273	1200×12	5920	1788	2670	870	3,8
ИКТ-300	327	1200×12	6920	1788	2670	870	4,5

Примечание. Число ходов в ИКТ-250 и ИКТ-300 — 4, а остальных — 8.

Таблица 5.

Испаритель	Площадь поверхности, м ²	Диаметр аппарата, мм	Длина аппарата, мм	Число труб	Число ходов	Вместимость по хладагенту, м ³
ИТВР-5	5	273	1500	64	26	0,0054
ИТВР-6,3	6,3	273	2000	64	28	0,0072
ИТВР-8	8	325	1500	98	20	0,0087
ИТВР-10	10	325	2000	98	22	0,0116
ИТВР-12,5	12,5	325	2500	98	20	0,0145
ИТВР-16	16	325	3000	98	22	0,0175
ИТВР-20	20	426	2000	184	14	0,0216
ИТВР-25	25	426	2500	184	14	0,027
ИТВР-31,5	31,5	426	3000	184	14	0,0321
ИТВР-40	40	530	2500	282	12	0,041
ИТВР-50	50	530	3000	282	10	0,049
ИТВР-63	63	600	2500	416	10	0,061
ИТВР-80	80	600	3000	416	8	0,072
ИТВР-100	100	700	3000	568	6	0,1
ИТВР-125	125	700	3500	568	6	0,117
ИТВР-160	160	800	3500	750	6	0,154
ИТВР-200	200	800	4000	750	6	0,176

Примечание. Испарители ИТВР-5 — ИТВР-16 имеют одну трубную решетку и разные трубки, остальные испарители имеют две трубные решетки.

Принимаем температуру рассола, выходящего из испарителя и подаваемого в воздухоохладители камер $t_{p1} = -7^{\circ}\text{C}$, подогрев

рассола в воздухоохладители 2°C (температура рассола, поступающего в испаритель, $t_{p2}=-5^{\circ}\text{C}$).

Температура кипения аммиака принимаем на 5°C ниже температуры рассола, выходящего из испарителя,

$$t_0 = -7 - 5 = -12^{\circ}\text{C},$$

Для закрытой системы охлаждения температура замерзания рассола должна быть на $8-10^{\circ}\text{C}$ ниже температуры кипения по табл. 4.1 принимаем раствор хлористого кальция с температурой замерзания $-21,2^{\circ}\text{C}$. Содержание соли в растворе 21,9%, плотность рассола при 15°C $\rho_p = 1,2 \text{ кг/л} = 1200 \text{ кг/м}^3$. Удельная теплоемкость рассола при средней температуре рассола -6°C $c_p = 2,99 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Средняя разность температуры между рассолом и кипящим хладагентом

$$\Delta t = \frac{-7 - 5}{2} - (12) = 6^{\circ}\text{C}$$

При такой разности температур удельный тепловой поток для кожухотрубных испарителей, работающих на аммиаке, может быть принят $q_f = 3500 \text{ Вт/м}^2$.

Площадь теплопередающей поверхности испарителя

$$F = \frac{250000}{3500} = 71.4 \text{ м}^2.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов / В.В Нащокин. 3-е изд., испр. и доп. — Москва: Высш.школа, 1980.— 469 с.
2. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха: учебник / Б.К. Явнель – Москва: Агропромиздат – 1982. – 223 с.
3. Теоретические основы теплотехники : учеб. пособие / Ю.И. Бабенков [и др.] — Ростов н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2010. — 290 с.
4. Бабакин Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис на их основе: справочное руководство / Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов – Москва: Колос, 2000. – 160 с.