

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение
и возобновляемые источники энергии»

Е. Ю. Иващенко
А. С. Зверок

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-36 20 01 «Низкотемпературная техника»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области машиностроительного оборудования и технологий*

Минск
БНТУ
2020

УДК 621.57(0.765)(0.75.8)

ББК 31.392я7

И24

Рецензенты:

зав. лабораторией пористых сред Института тепло-
и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси,
доцент, д-р техн. наук, профессор *Л. Л. Васильев*;
зав. кафедрой технологий и технического обеспечения процессов
переработки сельскохозяйственной продукции,
д-р техн. наук, профессор *В. Я. Груданов*

Ивашенко, Е. Ю.

И24 Холодильные машины: учебно-методическое пособие для сту-
дентов специальности 1-36 20 01 «Низкотемпературная техника» /
Е. Ю. Ивашенко, А. С. Зверок. – Минск : БНТУ, 2020. – 82 с.
ISBN 978-985-583-142-7.

Учебно-методическое пособие по дисциплине «Холодильные машины» предна-
значено для студентов специальности 1-36 20 01 «Низкотемпературная техника»,
и его целью является прививание навыков в построение циклов различных типов хо-
лодильных машин с целью дальнейшего подбора соответствующего основного обо-
рудования.

УДК 621.57(0.765)(0.75.8)

ББК 31.392я7

ISBN 978-985-583-142-7

© Ивашенко Е. Ю., Зверок А. С., 2020

© Белорусский национальный
технический университет, 2020

Оглавление

Построение циклов одноступенчатых и многоступенчатых холодильных машин.....	3
Выбор промежуточного давления.....	12
Задание 1.	14
Задание 2.	18
Задание 3.	22
Задание 4.	27
Задание 5.	36
Задание 6.	40
Задание 7.	44
Задание 8.	49
Задание 9.	55
Задание 10.	66
Задание 11.	73
Библиографический список.....	81

ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛОВ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ И МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Для понимания цикла паровой компрессионной холодильной машины необходимо тщательно изучить отдельные процессы, входящие в него, а также связи, существующие между отдельными процессами, и влияние изменений в каком-либо процессе цикла на все другие механизмы данного цикла. Это изучение в значительной степени можно упростить, используя диаграммы и схемы с графическим изображением цикла. Графическое изображение холодильного цикла позволяет рассматривать одновременно различные изменения в состоянии хладагента, происходящие в течение цикла, и влияние этих изменений на цикл без воспроизведения в памяти различных цифровых величин, связанных с циклом.

Наиболее распространенной в холодильной технике является диаграмма $\lg P-i$ как наиболее удобная для последующих тепловых расчетов.

Состояние хладагента, находящегося в любом термодинамическом виде, может быть показано на диаграмме в виде точки, которая определяется двумя любыми параметрами, соответствующими данному состоянию. При этом могут быть использованы *простые измеряемые параметры*: температура (в °С или К), давление (в Па или в производных единицах: 1 кПа = 10^3 Па, 1 МПа = 10^6 Па = 10 бар), а также удельный объем v (в м³/кг) или плотность $\rho = 1/v$, (в кг/м³).

Кроме простых измеряемых параметров, используют также *сложные расчетные параметры*. На диаграмме $\lg P-i$ таким (одним из основных) параметром является удельная *энтальпия* i , кДж/кг. Это полная энергия хладагента I , отнесенная к единице массы.

В термодинамике удельную энтальпию i представляют в виде суммы внутренней энергии u , кДж/кг, и произведения абсолютного давления P , Па, на удельный объем v , м³/кг.

$$i = u + P \cdot v.$$

В этом выражении произведение $P \cdot v$ представляет собой потенциальную энергию давления P , которая используется для совершения работы.

Расчетным параметром является и *энтропия* s . В расчетах и на диаграммах используют удельное значение энтропии s , кДж/(кг·К).

Так же, как и в случае энтальпии, для расчетов важно не значение энтропии «в точке», а ее изменение в каком-то процессе, то есть $\Delta s = \Delta q / T_m$, где Δq – теплота, отнесенная к единице массы хладагента, а T_m – средняя абсолютная температура в течение процесса теплообмена между хладагентом и внешней средой.

При работе с диаграммой следует помнить, что она делится на три зоны:

– переохлажденная жидкость – слева от кривой насыщенной жидкости (на диаграммах кривая черного цвета, имеющая максимальную толщину), где степень сухости пара $x = 0$;

– парожидкостная смесь – между кривыми $x = 0$ и $x = 1$ – насыщенный пар;

– перегретый пар – справа от линии $x = 1$.

Линию, соответствующую насыщенной жидкости ($x = 0$), называют левой, или нижней, пограничной кривой, а линию, соответствующую насыщенному пару ($x = 1$), называют правой, или верхней, пограничной кривой.

Линии постоянного давления – изобары – на диаграммах проходят горизонтально, а линии постоянной энтальпии – изоэнтальпы – вертикально (серые тонкие линии прямоугольной сетки).

Процессы кипения и конденсации хладагента при постоянном давлении проходят между пограничными кривыми при неизменной (постоянной) температуре, соответствующей температуре насыщения при постоянном давлении.

Расчетный режим холодильной установки характеризуется температурами кипения, конденсации, всасывания и переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентиляем.

Температуру кипения в установках с непосредственным охлаждением принимают в зависимости от расчетной температуры воздуха в камере.

При проектировании хладоновых установок температуру кипения принимают на 14–16 °С ниже этой температуры:

$$t_0 = t_k - (14-16) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При проектировании холодильных установок с непосредственным охлаждением аммиачными холодильными машинами температуру кипения аммиака принимают на 5–10 °С ниже температуры воздуха в камере:

$$t_0 = t_k - (5-10) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Чем ниже температура воздуха в камере, тем меньшим принимают перепад между температурой воздуха и кипения. При расчете специализированных камер хранения яиц и фруктов также принимают небольшой перепад (5–6 °С), чтобы исключить подмораживание продуктов. В холодильнике с большим числом камер с разными температурами воздуха камеры группируют таким образом, чтобы число расчетных температур кипения на холодильнике не превышало трех. Например, $t_0 = -10$ °С – для камер с нулевыми и плюсовыми температурами, $t_0 = -25 \dots -30$ °С – для камер хранения мороженных продуктов $t_0 = -40$ °С – для морозильных камер и морозильных агрегатов.

В холодильных установках с рассольным охлаждением камер температура кипения хладагента принимается на 4–6 °С ниже средней температуры рассола в приборах охлаждения:

$$t_0 = t_p - (4-6) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для аммиачных машин принимают меньшие значения температурного напора (4–5 °С), для хладоновых – большие (5–6 °С).

При выборе расчетного режима температуру рассола на выходе из батареи или рассольного воздухоохладителя t_{p2} принимают на 6–8 °С ниже температуры воздуха в камере, а нагрев рассола при прохождении через прибор охлаждения $\Delta t_p = 2-4$ °С.

Температура конденсации зависит от температуры и количества подаваемой воды или воздуха.

Температуру конденсации для установок с водяным охлаждением конденсатора принимают на 2–4 °С выше температуры воды, уходящей из конденсатора:

$$t_k = t_{в2} + (2-4) \text{ } ^\circ\text{C} = t_{в1} + \Delta t_{в} + (2-4) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Нагрев воды в конденсаторе Δt_v принимают в зависимости от типа конденсатора:

охлаждаемые водопроводной водой 6–8

охлаждаемые оборотной водой:

горизонтальные кожухотрубные 3–5

вертикальные кожухотрубные 5–6

оросительные 2–3

В установках с воздушным охлаждением конденсатора температура конденсации принимается:

– для хладоновых машин – на 10–12 °С выше расчетной температуры наружного воздуха:

$$t_k = t_n + (10-12) \text{ } ^\circ\text{C};$$

– для аммиачных холодильных машин – на 9–11 °С выше расчетной температуры наружного воздуха:

$$t_k = t_n + (9-11) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Подогрев воздуха в воздушном конденсаторе $\Delta t_k = 5-6 \text{ } ^\circ\text{C}$.

В аммиачных холодильных установках с испарительными конденсаторами температуру конденсации принимают в зависимости от температуры наружного воздуха по смоченному термометру плотности теплового потока q_F , оптимально значение которого составляет $q_F = 2,5 \text{ кВт}$.

Температуру всасываемых паров t_{bc} принимают:

– в аммиачных машинах с одноступенчатым компрессором и для второй ступени двухступенчатых компрессоров:

$$t_{bc} = t_0 + (5-10) \text{ } ^\circ\text{C};$$

– для первой ступени аммиачных двухступенчатых компрессоров:

$$t_{bc} = t_0 + (10-20) \text{ } ^\circ\text{C};$$

– в хладоновых машинах с регенеративным теплообменником $t_{bc} = 15-20 \text{ } ^\circ\text{C}$ в результате перегрева паров в теплообменнике.

Температуру жидкого хладагента перед регулирующим вентилем принимают:

– для хладоновых холодильных машин с регенеративным теплообменником – по удельной энтальпии жидкости, которую, в свою очередь, находят из уравнения теплового баланса теплообменника;

– для аммиачных холодильных машин без переохладителя жидкости и для хладоновых машин без регенеративного теплообменника – равной температуре насыщенной жидкости при расчетном давлении конденсации.

Температуру жидкого хладагента, выходящего из змеевика промежуточного сосуда, принимают на 4–6 °С выше температуры кипения хладагента в этом аппарате.

Основные отличия схемы и процесса работы реальной паровой компрессионной машины от схемы идеальной установки заключаются в следующем:

1. В реальной установке детандер ДТ заменен регулирующим вентилем РВ. Такая замена упрощает схему установки, но приводит к увеличению удельного расхода работы на трансформацию тепла или, что то же самое, к снижению КПД установки из-за потери работы детандера и уменьшения количества тепла на единицу расхода рабочего агента, снимаемого в испарителе установки.

Потери, связанные с заменой детандера регулирующим вентилем, возрастают с увеличением теплоемкости жидкой фазы агента и уменьшением его скрытой теплоты парообразования при давлении P_0 . Кроме того, эти потери возрастают с увеличением степени повышения давления в компрессоре P_k / P_0 или соответствующего отношения абсолютных температур T_k / T_0 .

2. Процесс сжатия в реальной установке проходит в области перегретого пара по необратимой политропе, в то время как в идеальной установке процесс сжатия проходит обратимо и в области влажного пара.

Замена процесса сжатия влажного пара сжатием перегретого пара повышает надежность работы компрессора из-за устранения возможности гидравлических ударов, вызванных попаданием жидкости в компрессор. Особенно уязвимы в отношении гидравлических ударов быстроходные поршневые компрессоры, так как за время одного хода, составляющего десятые доли секунды, жидкость, попавшая в компрессор, не успевает испариться. Кроме того, при этом ускоря-

ется износ компрессора, так как капли влаги, попадающие в компрессор, смывают смазочное масло со стенок цилиндра.

При работе на перегретом паре увеличивается индикаторный КПД и коэффициент подачи поршневых компрессоров благодаря уменьшению влияния вредного пространства на процесс работы компрессора. С другой стороны, замена сжатия влажного пара сжатием перегретого пара увеличивает удельную работу сжатия на единицу расхода рабочего агента, что приводит к росту удельного расхода работы на единицу трансформируемого тепла. Дополнительная затрата работы в компрессоре возрастает с уменьшением теплоемкости перегретого пара и увеличением степени повышения давления P_k / P_0 или соответствующего отношения температур T_k / T_0 .

3. Переохлаждение жидкого рабочего агента перед регулирующим вентилем является одним из методов снижения необратимых потерь, вызванных заменой ДТ регулирующим вентилем.

Переохлаждение увеличивает удельный съем тепла в испарителе на единицу расхода рабочего агента, благодаря чему несколько снижается удельный расход работы на единицу трансформируемого тепла.

4. В реальных установках имеют место энергетические потери из-за необратимого теплообмена между рабочим агентом и верхним и нижним источниками тепла в конденсаторе и испарителе установки.

Из-за необратимого теплообмена температура кипения рабочего агента в испарителе T_0 ниже температуры нижнего источника тепла T_n ($T_0 < T_n$), а температура конденсации рабочего агента в конденсаторе T_k выше температуры верхнего источника тепла T_b ($T_k > T_b$).

Дополнительная затрата работы из-за необратимого теплообмена возрастает с увеличением разности температур в испарителе и в конденсаторе.

Конечная разность температур конденсации рабочего агента и охлаждающей среды на выходе из конденсатора ΔT_2 также вызывает дополнительный удельный расход работы в холодильных установках.

Для увеличения холодопроизводительности действительных холодильных машин поддерживается режим, при котором в испарителе выкипает весь жидкий холодильный агент. Для гарантированного исключения попадания жидкости в компрессор пар хладагента перед всасыванием всегда перегревается. Попадание даже небольшого количества жидкости в полость цилиндров может вызвать гидравлический удар и аварию всей холодильной машины, так как

жидкость практически не сжимаема. Поэтому «сухой ход» – это обязательное условие работы компрессора холодильной машины. Кроме того, с целью снижения необратимых потерь при дросселировании в реальных холодильных машинах жидкий хладагент перед дроссельным устройством охлаждается. Это повышает удельную холодопроизводительность цикла и холодильной установки в целом. Перегрев пара перед всасыванием в компрессор осуществляется или во всасывающем трубопроводе, или в самом испарителе, или в специальном аппарате – регенеративном теплообменнике. Охлаждение жидкого холодильного агента перед дросселированием может происходить или в специальном переохладителе, или в самом конденсаторе, или также в регенеративном теплообменнике. В малых хладоновых холодильных машинах торговли и общественного питания, как правило, используется регенеративный теплообменник.

После испарителя насыщенный пар холодильного агента направляется в регенеративный теплообменник, где перегревается за счет теплообмена с теплым жидким холодильным агентом, идущим из конденсатора. Перегретый пар всасывается компрессором, в котором адиабатически сжимается от давления кипения P_0 до давления конденсации P_k . При этом его температура повышается. Сжатый горячий пар подается в конденсатор, где сначала охлаждается до температуры насыщения, а затем конденсируется. Образовавшаяся в процессе конденсации жидкость поступает в регенеративный теплообменник, в котором охлаждается за счет теплообмена с холодным паром, выходящим из испарителя. Охлажденный жидкий хладагент дросселируется от давления конденсации P_k до давления кипения P_0 . После дросселирования холодильный агент поступает в испаритель, где жидкость кипит, отводя теплоту от охлаждаемой среды. Пар, образовавшийся при кипении, перегревается в регенеративном теплообменнике, всасывается компрессором, и цикл повторяется вновь.

Степень перегрева пара перед всасыванием в компрессор и охлаждения жидкости перед дросселированием зависит от вида рабочего вещества и конкретных условий работы холодильной машины. Так например для аммиачных машин при среднетемпературном режиме перегрев принимается $\Delta t_{вс} = (5-10) \text{ }^\circ\text{C}$, для хладоновых $\Delta t_{вс} = (10-30) \text{ }^\circ\text{C}$. В аммиачных холодильных машинах регенеративный теплообменник не применяется из-за его низкой эффектив-

ности. Поэтому в таких машинах имеет место незначительное охлаждение жидкости перед дросселированием $\Delta t_{\text{охл}} = (3-5) \text{ }^\circ\text{C}$.

В хладоновых особенно малых машинах регенеративный теплообменник обязателен не только для охлаждения, но и для возврата в компрессор масла высокой концентрации (выпаривания жидкого хладагента из маслохладонового раствора). В этом случае состояние жидкого холодильного агента перед дросселированием определяется из теплового баланса регенеративного теплообменника.

При снижении температуры кипения холодильного агента в испарителе T_0 соответственно уменьшается и давление кипения P_0 . Также при повышении температуры конденсации T_k увеличивается давление конденсации P_k . Снижение давления кипения и повышение давления конденсации вызывает увеличение степени повышения давлений $\pi = P_k / P_0$. Возрастание степени повышения давлений π приводит к следующим отрицательным явлениям:

1. Повышается температура нагнетания в компрессоре, которая может превысить предельно допустимые значения. Допустимые температуры нагнетания для аммиачных поршневых компрессоров $160 \text{ }^\circ\text{C}$, для хладоновых – $130 \text{ }^\circ\text{C}$. При более высоких температурах в компрессоре может произойти разложение холодильного агента и масла, ухудшение смазывающей способности масла и его самовоспламенение.

2. Возрастает необратимые потери при дросселировании, в результате чего уменьшается удельная холодопроизводительность цикла, а значит и полная холодопроизводительность всей холодильной машины.

3. В испаритель поступает большее количество пара и меньшее жидкого холодильного агента, а теплоотдача от пара в десятки раз хуже, чем от жидкости. Это приводит к снижению интенсивности теплообмена в аппарате.

4. Увеличивается удельная работа цикла, что вызывает повышение потребляемой мощности компрессора при том же массовом расходе холодильного агента.

5. Ухудшаются все объемные и энергетические коэффициенты компрессора, что ведет к снижению производительности и увеличению потребляемой мощности компрессора.

6. На узлы и детали компрессора воздействуют более высокие силы. Однако все узлы и детали имеют определенный предел проч-

ности. Так, например, для современных аммиачных одноступенчатых холодильных машин разность давлений конденсации P_k и кипения P_0 не должна превышать 1,2 МПа.

Таким образом, при определенных температурных режимах, производство холода одноступенчатой холодильной машиной может оказаться экономически невыгодным, а в некоторых случаях и невозможным. Исследования работы промышленных холодильных машин показали, что одноступенчатое сжатие нецелесообразно, если степень повышения давлений больше или равна восьми, т. е. при $\pi = P_k / P_0 \geq 8$.

Выбор промежуточного давления

В циклах двухступенчатых холодильных машин величина промежуточного давления имеет большое значение. Оно влияет на работу сжатия в ступенях низкого и высокого давлений и соответственно на потребляемую мощность холодильной машины. Существует несколько способов определения промежуточного давления. Как правило, оно рассчитывается из условий наименьшей суммарной работы в ступенях сжатия. Для идеального газа справедливо уравнение

$$P_0^{\frac{1-k}{k}} \cdot P_k^{\frac{1-k}{k}} = P_{\text{пр}}^{2 \cdot \left(\frac{1-k}{k}\right)},$$

где P_0 , P_k и $P_{\text{пр}}$ – соответственно давления кипения, конденсации и промежуточное, Па;

k – показатель политропы сжатия.

Отсюда промежуточное давление будет равно

$$P_{\text{пр}} = \sqrt{P_0 \cdot P_k}.$$

Холодильный агент неидеальный газ, поэтому данное уравнение является приближенным для действительных хладагентов.

По другим способам оптимальное промежуточное давление находится методом последовательного приближения по максимальному холодильному коэффициенту или минимальной суммарной объемной производительности в ступенях сжатия. Для этого перво-

начально промежуточное давление находится по уравнению для идеального вещества. Рассчитывается цикл и определяется холодильный коэффициент или минимальная суммарная объемная производительность. Затем принимаются несколько больших и меньших значений промежуточного давления и расчеты повторяются. Оптимальным является то промежуточное давление, при котором будет наибольший холодильный коэффициент или наименьшая суммарная объемная производительность ступеней сжатия.

Как показали сопоставления, промежуточные давления, найденные по разным способам, различаются незначительно. Поэтому в обычных инженерных расчетах можно пользоваться уравнением для идеального газа. При более точных расчетах необходимо выбирать другие способы.

Задание 1

Построить цикл одноступенчатой холодильной машины на хладагентах R134a и R290 со следующими условиями: $t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 40\text{ }^\circ\text{C}$, холодопроизводительность $Q_0 = 20\text{ кВт}$. Перегрев и переохлаждение принять $10\text{ }^\circ\text{C}$. Принять, что процесс сжатия проходит по изэнтропе. Обосновать, какой хладагент целесообразно использовать в данных условиях.

Первым делом строим цикл на $\lg P-i$ диаграмме (рис. 1.1, 1.2). Проводим линии 4–1 и 2–3. Это процессы испарения и конденсации соответственно. От пограничных кривых откладываем перегрев и переохлаждение.

Далее строим процесс 1–2 – процесс сжатия в компрессоре. Процесс сжатия проходит по линии $S = \text{const}$. Процесс 3–4 называется дросселированием.

Рассчитаем основные удельные характеристики холодильной машины для каждого из хладагентов:

$$q_0 = i_1 - i_4, \text{ кДж/кг},$$

$$q_k = i_2 - i_3, \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{ц}} = i_2 - i_1, \text{ кДж/кг}.$$

Далее рассчитываем расход хладагента через испаритель. Поскольку у нас одноступенчатая холодильная машина, то расход будет постоянным в любой точке цикла:

$$G = Q_0 / q_0, \text{ кг/с}.$$

Рассчитаем мощность конденсатора и термодинамическую мощность компрессора:

$$Q_k = G \cdot q_k, \text{ кВт},$$

$$N = G \cdot l_{\text{ц}}, \text{ кВт}.$$

Рассчитаем теоретическую эффективность одноступенчатой холодильной машины ε (COP) и эффективность обратного цикла Карно:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{ц}}},$$

$$\varepsilon_{\text{т}} = \frac{T_{\text{и}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}}.$$

Сравнивая эффективность теоретического цикла с эффективностью обратного цикла Карно, можно увидеть, насколько построенный цикл несовершенен.

После подсчета теоретической эффективности на каждом хладагенте необходимо их сравнить и выбрать наиболее эффективную холодильную машину. Необходимо учесть другие свойства хладагентов при их выборе в качестве рабочего тела холодильной машины для производства холода на том или ином объекте.

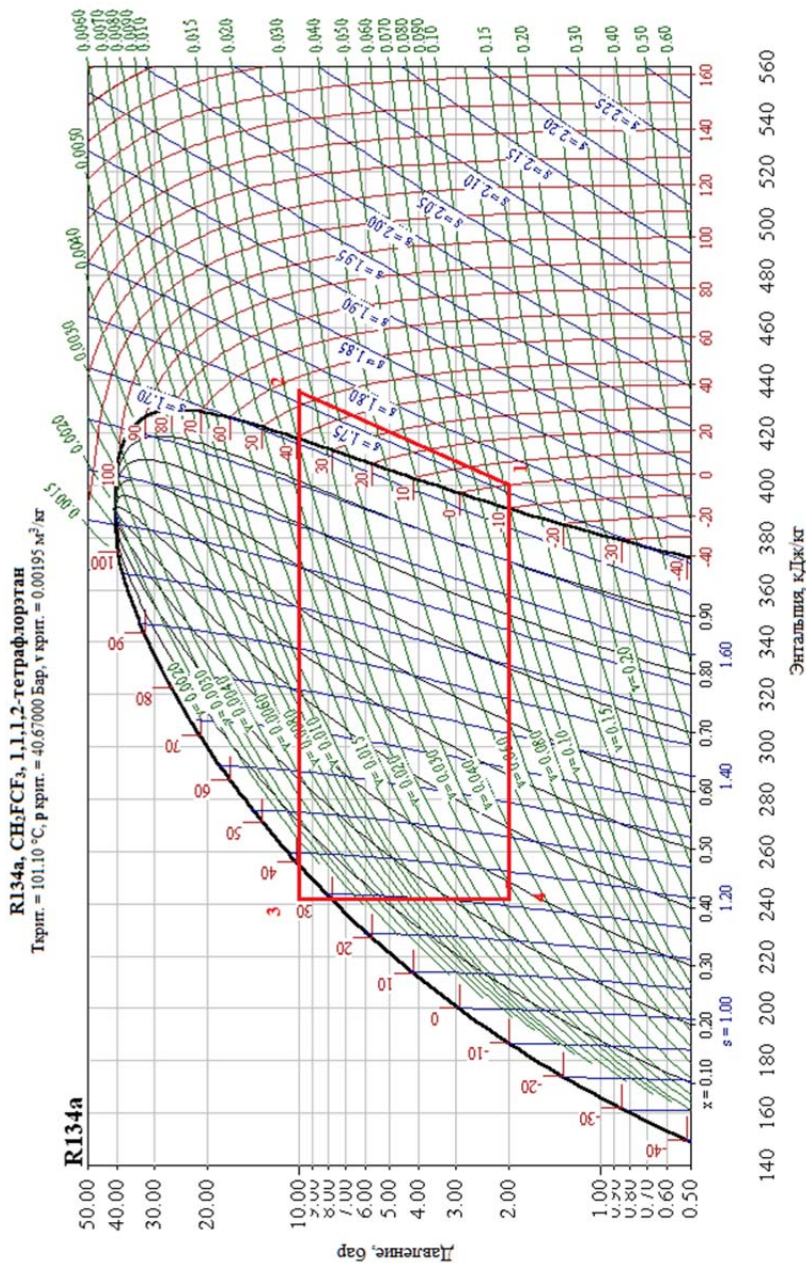
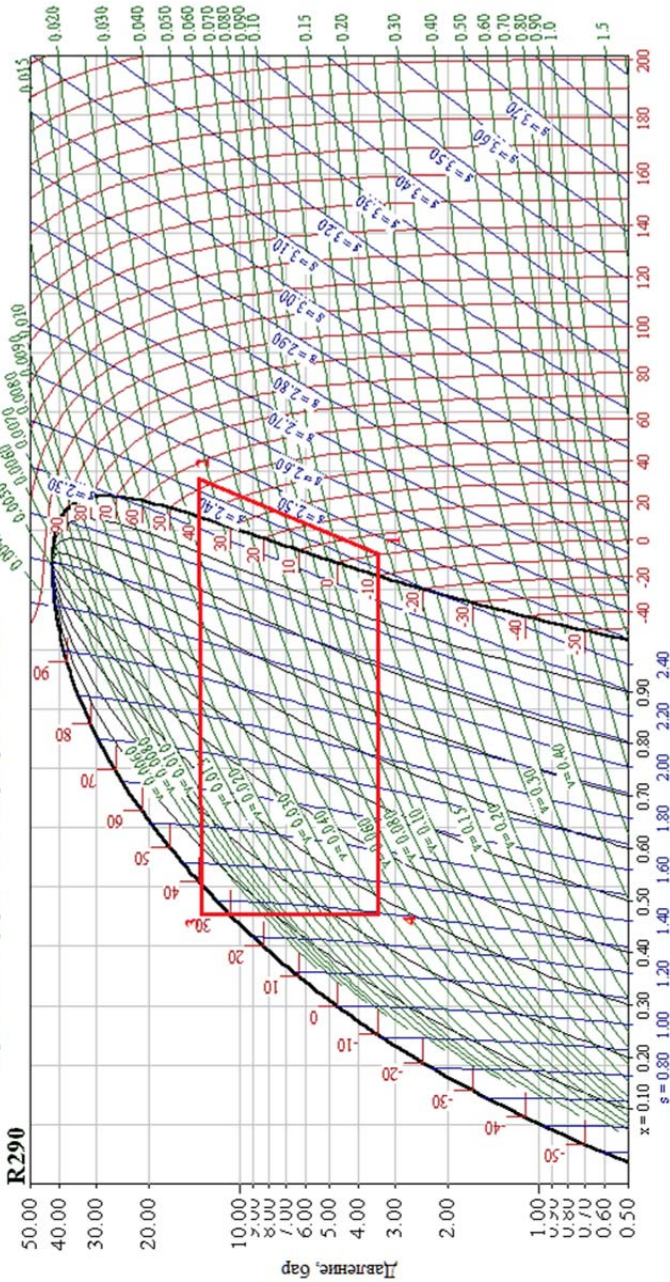


Рис. 1.1. Построение цикла для хладагента R134a

R290, C_3H_8 , Пропан

T крит. = 96.67 °C, p крит. = 42.35930 Бар, v крит. = 0.00507 м³/кг



50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600 650 700 750 800 850 900 950 1000
Энтальпия, кДж/кг

Рис. 1.2. Построение цикла для хладагента R290

Задание 2

1. Построить в $\lg P-i$ диаграмме цикл холодильной машины для следующих условий: холодильный агент R507; холодопроизводительность 10 кВт. Температура испарения $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$; температура конденсации $t_k = 40\text{ }^\circ\text{C}$; перегрев на стороне испарителя $\Delta t_n = 10\text{ }^\circ\text{C}$, то есть $t_1' = -20\text{ }^\circ\text{C}$; температура во всасывающей трубке $t_1 = -10\text{ }^\circ\text{C}$; температура переохлажденной жидкости $t_3 = 38\text{ }^\circ\text{C}$; сжатие – политропное.

2. Определить отношение давлений конденсации и испарения холодильного агента P_k / P_n .

$$\frac{P_k}{P_n} = \frac{18,6}{2,1} = 8,82.$$

3. Пользуясь табл. 2.1, вычислить показатель политропного сжатия в компрессоре.

Таблица 2.1

Данные для определения показателя политропы

Хладагент	P_k / P_n								
R134a	1,21	1,19	1,18	1,17	1,17	1,16	1,16	1,16	1,16
R407C/R507	1,33	1,26	1,24	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23

Примечание. Промежуточные значения показателя политропы определяются интерполированием.

Из табл. 2.1 определяем значение $n = 1,2276$.

4. Вычислить температуру в конце сжатия:

$$T_2 = T_3 \cdot \left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К.}$$

Температура на входе в компрессор $T_s = 273,15 + t_{\text{и}} + \Delta t_{\text{п}} = 273,15 + t_1$, К.

$$T_s = 273,15 - 20 = 253,15 \text{ К};$$

$$T_2 = T_s \cdot \left(\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{и}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 253,15 \cdot \left(\frac{18,6}{2,1} \right)^{\frac{1,2276-1}{1,2276}} = 379,3 \text{ К}.$$

5. Построить политропу в $\lg P-i$ диаграмме и определить соответствующие значения энтальпии.

	1'	1	2	3	4
t , °С	-20	-10	106	38	-30
P , бар	2,1	2,1	18,6	18,6	2,1
i , кДж/кг	358	367	450	248	248

6. Для достижения заданной холодопроизводительности необходимо определить массу циркулирующего хладагента:

$$G = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с},$$

где $q_0 = i_1 - i_4 = 358 - 248 = 110$ кДж/кг;

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{10}{110} = 0,09 \text{ кг/с}.$$

7. Определить холодильные коэффициенты цикла Карно ($\varepsilon_{\text{т}}$) и действительного цикла (ε).

$$\varepsilon_{\text{т}} = \frac{T_{\text{и}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}}.$$

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{ц}}},$$

где $l_{\text{ц}}$ – удельная работа сжатия паров хладагента в компрессоре

$$l_{\text{ц}} = i_2 - i_1 = 450 - 367 = 83 \text{ кДж/кг.}$$

Для нашего случая

$$\varepsilon_{\text{т}} = \frac{T_{\text{и}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}} = \frac{243,150}{313,15 - 243,15} = 3,47.$$

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{ц}}} = \frac{110}{83} = 1,32.$$

На рис. 2.1 показано построение цикла холодильной машины для заданных условий.

R125/143a (50/50), R507

Ткрит = 70.90 °С, ркрит. = 37.93559 Бар, vкрит. = 0.00200 м³/кг

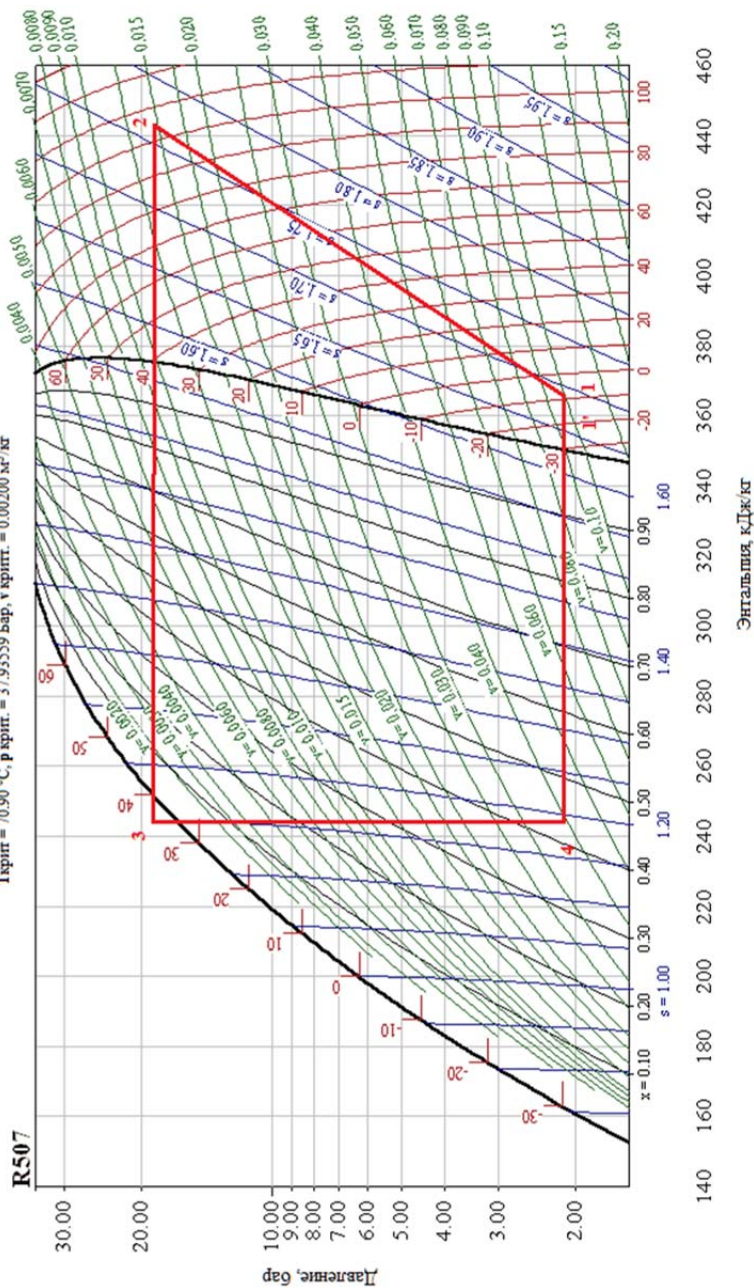


Рис. 2.1. Построение цикла для хладагента R507

Задание 3

Рассчитать схему одноступенчатой компрессионной холодильной установки, работающей на фреоне R134a. Определить параметры в характерных точках схемы, тепловые нагрузки аппаратов, мощность компрессора, холодильный коэффициент и КПД установки. Установка работает с регенеративным теплообменником (рис. 3.1). Холодопроизводительность установки 7 кВт, температура охлаждаемого воздуха на входе в испаритель $t_{н1} = -20\text{ }^\circ\text{C}$, на выходе $t_{н2} = -26\text{ }^\circ\text{C}$. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{в2} = 20\text{ }^\circ\text{C}$, на выходе из него $t_{в1} = 25\text{ }^\circ\text{C}$. Конечная разность температур в испарителе $\Delta t_{и} = 4\text{ }^\circ\text{C}$, в конденсаторе $\Delta t_{к} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, на теплом конце регенеративного теплообменника $\Delta t_{рТ} = 20\text{ }^\circ\text{C}$, внутренний адиабатный и электромеханический КПД компрессора соответственно равны $\eta_i = 0,8$, $\eta_{эм} = 0,9$.

На рис. 3.1 представлена схема рассматриваемой машины.

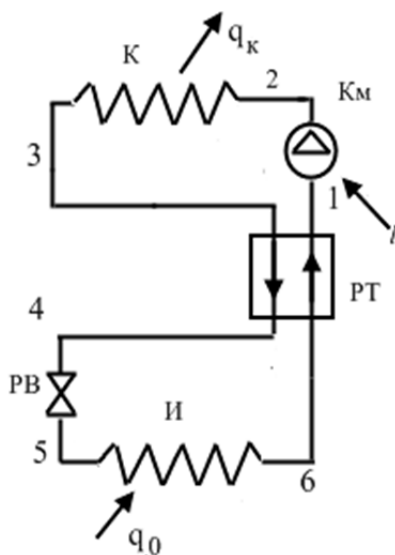


Рис. 3.1. Схема холодильной машины:

Км – компрессор; К – конденсатор; РВ – регулирующий вентиль;
И – испаритель; РТ – регенеративный теплообменник

1. Расчетная температура и давление испарения:

$$t_0 = t_{н2} - \Delta t_{и} = -26 - 4 = -30 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Этой температуре соответствует давление испарения $P_0 = 0,85$ бар.

2. Расчетная температура конденсации:

$$t_k = t_{в1} + \Delta t_k = 25 + 5 = 30 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Этой температуре соответствует давление конденсации $P_k = 7,8$ бар.

3. Принимая разность температур на теплом конце регенеративного теплообменника равной $20 \text{ }^\circ\text{C}$, определим температуру паров хладагента перед компрессором:

$$t_1 = t_3 - \Delta t_{PT} = 30 - 20 = 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. По $T-s$ или $\lg P-i$ диаграмме (рис. 3.2) находим параметры рабочего агента в характерных точках.

	1	2'	2	3	4	5	6
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	10	78	94	30	-10	-30	-30
$P, \text{ бар}$	0,85	7,8	7,8	7,8	7,8	0,85	0,85
$i, \text{ кДж/кг}$	410	465	479	215	185	185	380
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$		0,27					

Параметры в точке 4 находим по тепловому балансу регенеративного теплообменника:

$$i_3 - i_4 = i_1 - i_6,$$

откуда

$$i_4 = i_3 - i_1 + i_6 = 215 - 410 + 380 = 185 \text{ кДж/кг}.$$

5. Энтальпия хладагента на выходе из компрессора с учетом потерь в компрессоре (сжатие не при $s = \text{const}$):

$$i_2 = i_1 + \frac{i_2' - i_1}{\eta_i} = 410 + \frac{465 - 410}{0,8} = 479 \text{ кДж/кг}.$$

6. Удельная тепловая нагрузка испарителя:

$$q_0 = i_6 - i_5 = 380 - 185 = 195 \text{ кДж/кг.}$$

7. Удельная внутренняя работа компрессора:

$$l = i_2 - i_1 = 479 - 410 = 69 \text{ кДж/кг.}$$

8. Удельная тепловая нагрузка конденсатора:

$$q_k = i_2 - i_3 = 479 - 215 = 264 \text{ кДж/кг.}$$

9. Массовый расход хладагента:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{7}{195} = 0,036 \text{ кг/с.}$$

10. Объемная производительность компрессора:

$$V = G \cdot v_1 = 0,036 \cdot 0,27 = 0,00972 \text{ м}^3/\text{с.}$$

11. Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_k = q_k \cdot G = 264 \cdot 0,036 = 9,5 \text{ кВт.}$$

12. Удельная работа компрессора:

$$l_k = \frac{l}{\eta_{\text{эм}}} = \frac{69}{0,9} = 77 \text{ кДж/кг.}$$

13. Электрическая мощность компрессора:

$$N = l_k \cdot G = 77 \cdot 0,036 = 2,77 \text{ кВт.}$$

14. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k} = \frac{195}{77} = 2,52.$$

15. Коэффициент работоспособности холода при средней температуре охлаждаемого воздуха:

$$T_{\text{н.ср.}} = \frac{-20 + (-26)}{2} + 273,15 = 250 \text{ К}$$

и температуре окружающей среды 293 К

$$(\tau_q)_{\text{н}} = 1 - \frac{T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{н.ср.}}} = 1 - \frac{293}{250} = -0,172.$$

16. Эксергетический КПД установки с учетом потерь эксергии в испарителе (по воздуху):

$$\eta = \frac{(\tau_q)_{\text{н}} \cdot q_0}{l_{\text{к}}} = \frac{195 \cdot 0,172}{77} = 43,5 \%$$

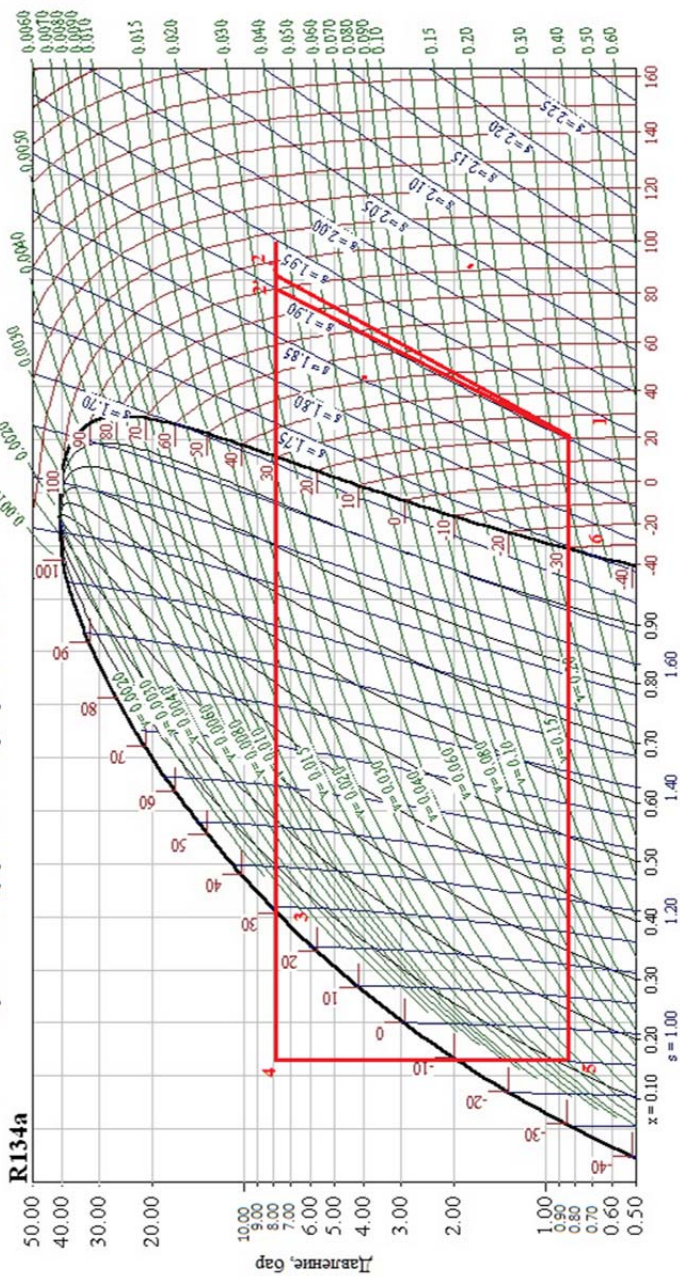
17. Коэффициент полезного действия установки по хладагенту:

$$\eta = \frac{(\tau_q)_0 \cdot q_0}{l_{\text{к}}} = \frac{195 \cdot 0,205}{77} = 51,9 \%,$$

где

$$(\tau_q)_{\text{н}} = 1 - \frac{T_{\text{о.с.}}}{T_0} = 1 - \frac{293}{243} = -0,205.$$

R134a, CH₂FCF₃, 1,1,1,2-тетрафторэтан
 Ткрит. = 101.10 °С; р крит. = 40.67000 Бар; v крит. = 0.00195 м³/кг



140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560

Рис. 3.2. Построение цикла для хладагента R134a

Задание 4

Выполнить тепловой расчет и подобрать компрессор одноступенчатой холодильной машины, работающей на фреоне R507. Машина предназначена для непосредственного охлаждения камеры хранения рыбы при $t_1 = -4^\circ\text{C}$ и камеры хранения мяса при $t_2 = 0^\circ\text{C}$. Тепловая нагрузка на компрессор $Q_T = 4,2$ кВт. Параметры наружного воздуха $t_n = 28^\circ\text{C}$, $\varphi_n = 42\%$. Охлаждение камер осуществляется одноступенчатой холодильной машиной с охлаждением конденсатора водой оборотной системы.

1. Чтобы обеспечить в камере с самой низкой температурой (камера хранения рыбы) среднюю температуру -4°C , необходимо иметь температуру кипения:

$$t_0 = t_1 - 15 = -4 - 15 = -19^\circ\text{C}.$$

2. Температуру воды, поступающей в конденсатор, принимаем на 6°C выше температуры воздуха по смоченному термометру, которую определяем с помощью $i-d$ диаграммы влажного воздуха. Для заданных условий $t_{в1} = 19 + 6 = 25^\circ\text{C}$.

Принимаем подогрев воды в конденсаторе $\Delta t = 4^\circ\text{C}$, а температуру конденсации на 3°C выше температуры уходящей воды:

$$t_k = t_{в1} + \Delta t + 3^\circ\text{C} = 25 + 4 + 3 = 32^\circ\text{C}.$$

3. Перегрев паров в трубопроводе принимаем равным 5°C , а в регенеративном теплообменнике осуществляется перегрев холодных паров до температуры 20°C .

4. Строим цикл в $\lg P-i$ диаграмме (рис. 4.1).

5. Параметры хладагента в характерных точках цикла:

	1'	1''	1	2	3	3'	4
$t, ^\circ\text{C}$	-19	-14	20	79	32	12	-19
$P, \text{бар}$	3,4	3,4	3,4	17	17	17	3,4
$i, \text{кДж/кг}$	352	364	388	420	240	216	380
$v, \text{м}^3/\text{кг}$		0,07					

Положение точки 3' определяем из уравнения теплового баланса:

$$i_3 - i_{3'} = i_1 - i_{1''},$$

отсюда

$$i_{3'} = i_3 - (i_1 - i_{1''}) = 240 - (388 - 364) = 216 \text{ кДж/кг.}$$

6. Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1' - i_4 = 352 - 216 = 136 \text{ кДж/кг.}$$

7. Удельная работа сжатия в компрессоре:

$$l = i_2 - i_1 = 420 - 388 = 32 \text{ кДж/кг.}$$

8. Удельная тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_k = i_2 - i_3 = 420 - 240 = 180 \text{ кДж/кг.}$$

9. Требуемая холодопроизводительность компрессора:

$$Q_d = k \cdot \Sigma Q_T,$$

где k – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах, для температуры кипения -19°C принимается равным 1,06 (табл. 8.1). Тогда

$$Q_d = k \cdot \Sigma Q_T = 1,06 \cdot 4,2 = 4,45 \text{ кВт.}$$

10. Требуемый массовый расход хладагента:

$$G = \frac{Q_d}{q_0} = \frac{4,45}{136} = 0,033 \text{ кг/с.}$$

11. Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора:

$$V_T = \frac{G \cdot v_1}{\lambda},$$

где λ – коэффициент подачи компрессора.

12. Определим коэффициент подачи λ . Его можно определить из соотношения

$$\lambda = \frac{V_d}{V_v} = \lambda_i \lambda_w \lambda_{пл},$$

где V_d, V_v – действительная и теоретическая объемные производительности компрессора, м³/с.

$\lambda_i = \lambda_c \lambda_{др}$ – индикаторный коэффициент всасывания; $\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования, равный 0,95; λ_c – объемный коэффициент

$$\lambda_c = 1 - c_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{1,2} - 1 \right],$$

где c_0 – относительная величина объема вредного пространства, 2–6 %;

$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k}$ – коэффициент подогрева;

$\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности, равный 0,98.

$$\lambda_c = 1 - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{17}{3,4} \right)^{1,2} - 1 \right] = 0,887.$$

$$\lambda_i = \lambda_c \cdot \lambda_{др} = 0,887 \cdot 0,95 = 0,843.$$

$$\lambda_w = \frac{254}{305} = 0,833.$$

$$\lambda = 0,843 \cdot 0,833 \cdot 0,98 = 0,69.$$

Величина коэффициента подачи может быть принята по графику (рис. 4.2) в зависимости от соотношения $\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{и}}} = \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}}$ в зависимости от типа компрессора.

13. Тогда требуемая теоретическая объемная производительность составит:

$$V_{\text{т}} = \frac{0,033 \cdot 0,07}{0,69} = 0,0033 \text{ м}^3/\text{с}.$$

14. По значению $V_{\text{т}} = 0,0025 \text{ м}^3/\text{с}$ по программам подбираем холодильную машину (компрессор).

15. По табл. 4.1 выбираем холодильную машину МКВ4-1-2. Объемная производительность компрессора ФВ6, входящего в его состав, $V_{\text{д}} = 0,0057 \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент рабочего времени компрессора:

$$b = \frac{V_{\text{т}}}{V_{\text{д}}} = \frac{0,0033}{0,0057} = 0,56.$$

Коэффициент рабочего времени должен находиться в пределах 0,67–0,92. Компрессор выбран неправильно.

16. По программе Bitzer выбираем компрессор 2EC-2.2Y-40S, у которого объемная производительность $V_{\text{д}} = 0,0039 \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент рабочего времени компрессора:

$$b = \frac{V_{\text{т}}}{V_{\text{д}}} = \frac{0,0033}{0,0039} = 0,84.$$

Принимаем данный компрессор. Ниже приведены его характеристики.

Модель компрессора	2EC-2.2Y-40S
Холодопроизводительность	5,73 кВт
Потребляемая мощность	2,04 кВт
Производительность конденсации	6,77 кВт
Холодильный коэффициент (COP)	2,81
Массовый расход	118,7 кг/ч
Температура нагнетания	96,2 °С

17. Определим действительный массовый расход:

$$G_d = \frac{\lambda \cdot V_d}{v_1} = \frac{0,69 \cdot 0,0039}{0,07} = 0,038 \text{ кг/с.}$$

18. Действительная холодопроизводительность компрессора:

$$Q_{0,d} = G_d \cdot q_0 = 0,038 \cdot 136 = 5,17 \text{ кВт.}$$

19. Мощность привода компрессора:

– теоретическая мощность сжатия

$$N_T = G_d \cdot l = 0,038 \cdot 32 = 1,22 \text{ кВт;}$$

– действительная (индикаторная) мощность сжатия¹

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{1,22}{0,7} = 1,74 \text{ кВт;}$$

– мощность на валу компрессора (эффективная мощность)²

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{1,74}{0,9} = 1,93 \text{ кВт;}$$

– электрическая мощность (мощность, потребляемая электродвигателем из сети)³

$$N_{\text{эл}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{1,93}{0,85} = 2,27 \text{ кВт.}$$

¹ Индикаторный КПД для малых и средних компрессоров принимается равным 0,7–0,8 (большие значения относятся к более крупным компрессорам).

² При отношении $\frac{P_k}{P_i} = \frac{17}{3,4} = 5$ механический КПД компрессора принимается равным 0,9.

³ КПД электродвигателя для малых компрессоров принимается равным 0,85–0,9.

20. Тепловая нагрузка на конденсатор без учета потерь в процессе сжатия:

$$Q_k = G_d \cdot q_k = 0,038 \cdot 180 = 6,84 \text{ кВт.}$$

21. Тепловая нагрузка на конденсатор с учетом потерь (действительная нагрузка):

$$Q_{k,d} = Q_{0,d} + N_i = 5,17 + 1,74 = 6,91 \text{ кВт.}$$

В табл. 4.1 исполнение Р – раздельное; М – в виде моноблока.

¹ – при температуре в камере $t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре воды или воздуха на входе в конденсатор $20 \text{ }^\circ\text{C}$;

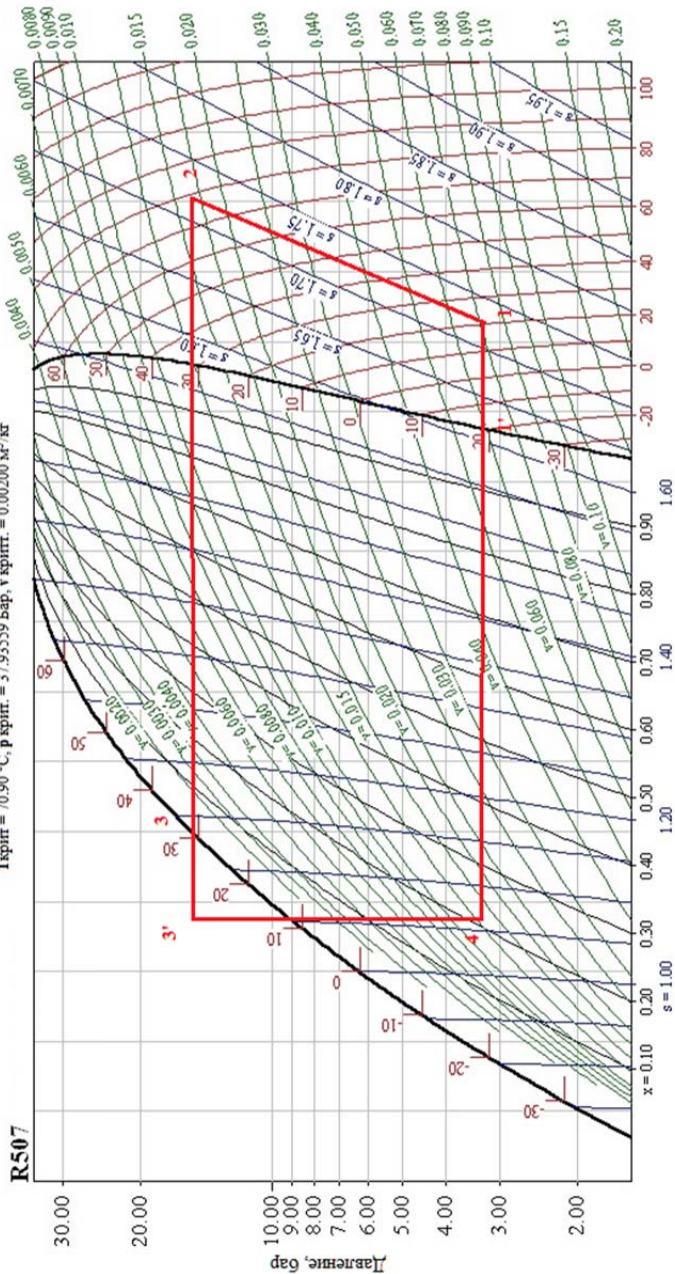
² – при температуре в камере $t = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре воды или воздуха на входе в конденсатор $20 \text{ }^\circ\text{C}$;

³ – при температуре в камере $t = -18 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре воды или воздуха на входе в конденсатор $20 \text{ }^\circ\text{C}$;

⁴ – при температуре в камере $t = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре воды или воздуха на входе в конденсатор $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

R507, R125/143a (50/50)

Темпер = 70.90 °C, р крит. = 37.93559 Бар, v крит. = 0.00200 м³/кг



140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460

Рис. 4.1. Построение цикла для хладагента R507

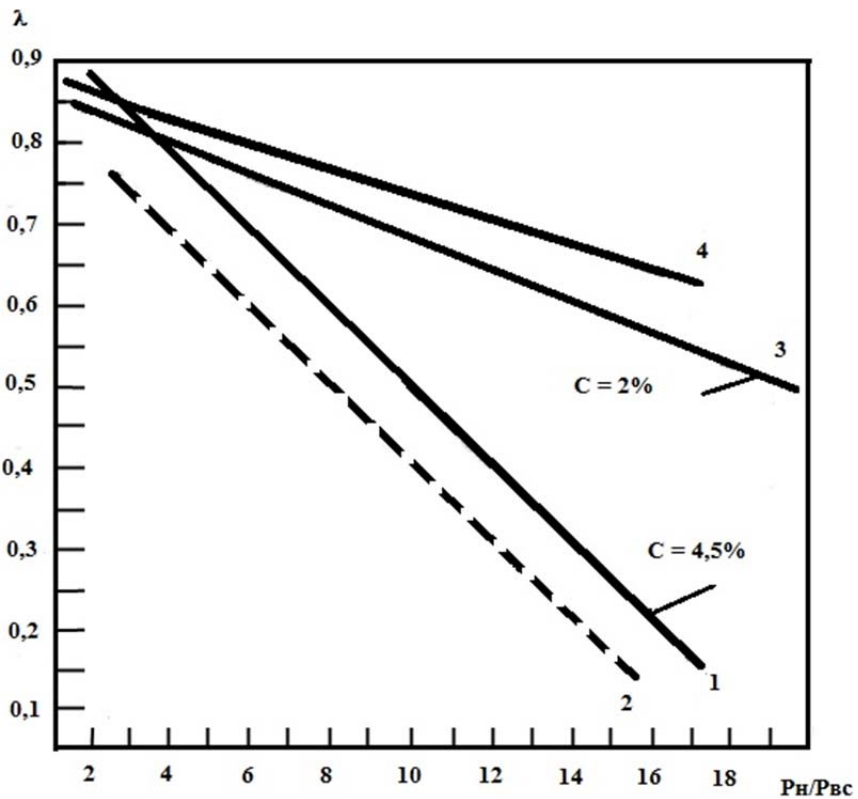


Рис. 4.2. Коэффициенты подачи компрессоров:
 1, 3 – сальниковые; 2 – бессальниковые поршневые; 4 – винтовые

Таблица 4.1

Подбор холодильной машины

Хладоновые машины для охлаждения воздуха		Компрессор			Площадь поверхности теплообмена, м ²		Колличество зарядного хладагента, кг	Колличество зарядного масла, кг	Габаритные размеры агрегата или блочной машины, мм	Масса, кг	
Марка	Исполнение	Холодопроизводительность, кВт	Марка	Теоретическая объемная производительность, л/с	Потребляемая мощность, кВт	Конденсатор					Батарея или воздухоохладитель
МКВ4-1-2	Р	5,35 ¹	ФВ-6	5,7	2,3	1,74	4×24,3	14	2,7	1000×430×700	215
МВВ4-1-1	Р	3,5 ¹	ФВ-6	5,7	1,8	15,0	4×20,0	10	2,7	930×550×580	262
1МКВ6-1-2	Р	7,0 ²	2ФВБС-6	8,6	3,7	1,9	3×18,5	15	4	1000×410×700	480
1ММВ6-1-2	Р	7,0 ²	2ФВБС-6	8,6	4,2	35,2	3×18,5	15	4	910×620×600	460
1МКВ9-1-2	Р	10,5 ²	2ФУБС-9	11,6	5,3	2,9	4×18,5	20	8	1430×530×900	620
1ММВ9-1-2	Р	10,5 ²	2ФУБС-9	11,6	6,2	61,5	4×18,5	20	8	1085×745×800	631
2МКВ12-1-2	М	16,3 ²	2ФУБС-12	17,2	11,4	9,1	183	25	7	1760×1480×1730	1000
2МВВ12-1-2	М	16,3 ²	2ФУБС-12	17,2	13,5	125	183	25	7	1760×1480×1730	1300
2МКВ18-1-2	М	22,6 ²	2ФУУБС-18	22,9	18,5	11,7	205	40	10	1885×1720×1800	1400
2ММВ18-1-2	М	22,6 ²	2ФУБС-18	22,9	20,0	170	205	40	10	1885×1720×1800	1650
МКВ18-2-4	М	13,6 ³	2ФУУБС-18	22,9	12,5	7,7	95	40	10	2045×1500×1260	1000
МВВ18-2-4	М	13,6 ³	2ФУУБС-18	22,9	14,0	125	95	40	10	1910×1510×1260	1150
1ХМФ-16	М	18,6 ⁴	2ФУУБС-9 (2 шт.)	23,2	17,4	109	170	70	16	2100×2185×1810	1814
1ХМФ-32	Р	37,2 ⁴	2ФУУБС-18 (2 шт.)	45,8	35,6	308	172	110	17	2280×1280×2040	3330

Задание 5

Определить оптимальное промежуточное давление при работе поршневого двухступенчатого аммиачного компрессора холодильной машины с двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением при различных режимах его работы, если известно, что температура хладагента в испарителе составляет $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура в конденсаторе $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура аммиака после переохладителя $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Перегрев паров на всасывании в первую ступень компрессора принять равным $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 5.1 представлена схема рассматриваемой холодильной машины, а на рис. 5.2 построен цикл на R717 (аммиаке).

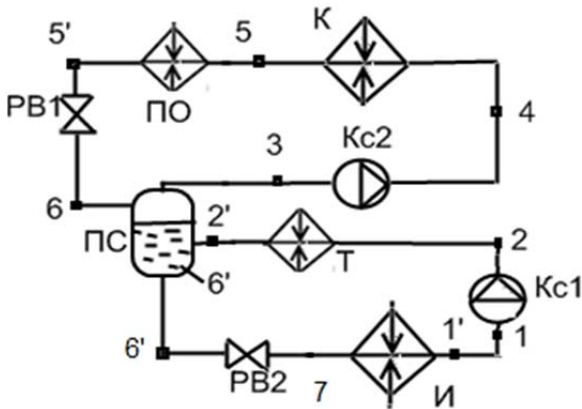


Рис. 5.1. Принципиальная схема холодильной машины:

И – испаритель; Кс1, Кс2 – компрессоры первой и второй ступеней сжатия;
 К – конденсатор; ПО – переохладитель; РВ1, РВ2 – регулирующие вентили;
 ПС – промежуточный сосуд; Т – теплообменник

1. Строим цикл в $\lg P-i$ диаграмме, определяем параметры хладагента в характерных точках цикла.

	1'	1	2	2'	3	4	5	5'	6	6'	7
$t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	-30	-20	60	25	-4	70	25	-15	-4	-4	-30
$P, \text{ бар}$	1,3	1,3	3,9	3,9	3,9	12	12	12	3,9	3,9	1,3
$i, \text{ кДж/кг}$	1420	1440	1590	1530	1460	1600	330	260	260	190	190

2. Определяем теоретическое промежуточное давление (в промежуточном сосуде):

$$P_{m'} = \sqrt{P_k \cdot P_0} = \sqrt{12 \cdot 1,3} = 3,9.$$

Температуру в точке 2' принимаем равной температуре конденсации, предполагая, что конденсатор и промежуточный холодильник используют охлаждающую воду из одного источника.

3. Определим холодильный коэффициент, полагая, что через компрессор нижней ступени Кс1 проходит 1 кг хладагента:

$$\varepsilon = \frac{q_k}{l_\Sigma} = \frac{i_1' - i_7}{(i_2 - i_1) + G_2 \cdot (i_4 - i_3)},$$

где G_2 – количество вещества, поступающего во второй компрессор, которое можно определить из уравнения теплового баланса промежуточного сосуда ПС:

$$1 \cdot i_2 + G_2 \cdot i_6 = G_2 \cdot i_3 + 1 \cdot i_7,$$

учитывая, что $i_7 = i_6$, получаем:

$$G_2 = \frac{i_2' - i_6'}{i_3 - i_6}.$$

4. Холодильный коэффициент при теоретическом промежуточном давлении $P_{m'}$ составит:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{i_1' - i_7}{(i_2 - i_1) + \frac{i_2' - i_6'}{i_3 - i_6} \cdot (i_4 - i_3)} = \\ &= \frac{1420 - 190}{(1590 - 1440) + \frac{1530 - 190}{1460 - 260} \cdot (1600 - 1460)} = 4,015. \end{aligned}$$

5. Определяем максимальный холодильный коэффициент при различных давлениях в промежуточном сосуде P_m , выбирая значения большие и меньшие по сравнению с теоретическим P_m . Результаты сводим в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Результаты расчета холодильного коэффициента при различных значения промежуточного давления

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Режимы			
			1	2	3	4
Давление паров хладагента на всасывании в компрессор	P_n	МПа	0,13	0,13	0,13	0,13
Температура хладагента в испарителе	t_n	°С	-30	-30	-30	-30
Давление нагнетания компрессора	P_k	МПа	1,2	1,2	1,2	1,2
Температура конденсации хладагента при давлении P_k	t_k	°С	25	25	25	25
Давление в промежуточном сосуде	P_m	МПа	0,37	0,38	0,40	0,44
Энтальпия хладагента в характерных точках цикла	i_1	кДж/кг	1440	1440	1440	
	$i_{1'}$		1420	1420	1420	
	i_2		1580	1585	1600	
	$i_{2'}$		1540	1535	1525	
	i_3		1450	1455	1465	
	i_4		1608	1605	1595	
	$i_{6'}$		170	180	200	
	i_6		260	260	260	
i_7	170	180	200			
Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{i_1 - i_7}{(i_2 - i_1) + \frac{i_2' - i_6'}{i_3 - i_6} \cdot (i_4 - i_3)}$	ε		3,88	3,94	4,03	

Максимальный холодильный коэффициент имеет место при промежуточном давлении $P_m = 0,4$ МПа.

R717, NH₃, Аммиак

T криг. = 132.35 °С, p криг. = 113.53000 Бар, v криг. = 0.00427 м³/кг

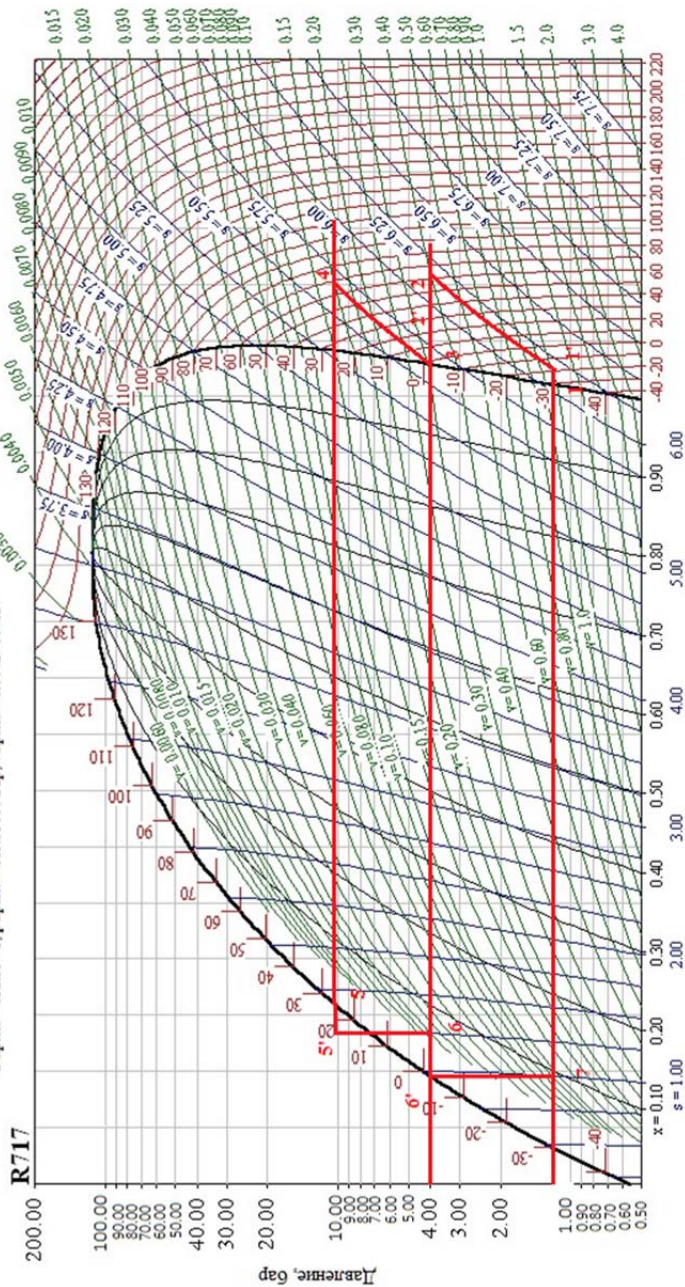


Рис. 5.2. Построение цикла для хладагента R717
Энтальпия, кДж/кг

Задание 6

Рассчитать схему двухступенчатой компрессионной холодильной установки с экономайзером (рис. 6.1), работающей на фреоне R134а. Холодопроизводительность 25 кВт. Расчетная температура кипения хладагента -20°C . Температура конденсации 35°C . Перегрев парожидкостной смеси в экономайзере принимаем равным 7°C , $\Delta t = t_8 - t_6 = 10^{\circ}\text{C}$. Перегрев перед компрессором принимаем равным 10°C . Адиабатные КПД компрессоров первой и второй ступени составляют 0,8.

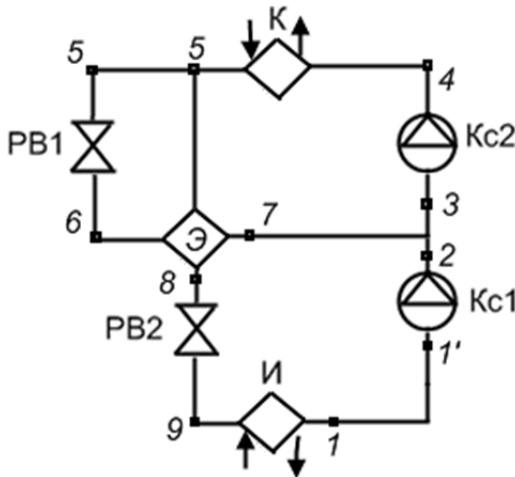


Рис. 6.1. Принципиальная схема холодильной машины с экономайзером:
 И – испаритель; Кс1, Кс2 – компрессоры первой и второй ступеней;
 Т – теплообменник; К – конденсатор; PB1, PB2 – регулирующие вентили;
 Э – экономайзер

По $\lg P-i$ диаграмме (рис. 6.2) находим параметры рабочего агента в характерных точках цикла.

	1	1'	2	3	4	5	6	7	8	9
$t, ^{\circ}\text{C}$	-20	-10	20	20	16	35	4	11	14	-20
$P, \text{бар}$	1,33	1,33	3,43	3,43	3,43	8,87	3,43	3,43	3,26	1,33
$i, \text{кДж/кг}$	387	395	420	414	1515	249	249	408	220	220
$v, \text{м}^3/\text{кг}$		0,154			0,065					

Параметры в точке 2 определяются с учетом неизоэнтропности процесса сжатия в компрессоре первой ступени:

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i^2} = 395 + \frac{415 - 395}{0,8} = 420 \text{ кДж/кг.}$$

1. Находим промежуточное давление P_m :

$$P_m = \sqrt{P_k \cdot P_{и}} = \sqrt{1,33 \cdot 8,87} = 3,43.$$

2. Параметры пара на выходе из экономайзера (точка 7) лежат в области перегретого пара, так как теплота, отобранная в экономайзере, расходуется сначала на испарение, а затем на перегрев паровой фазы до температуры 11 °С.

Температура жидкого хладагента на выходе из экономайзера (точка 8) определяется из условия $\Delta t = t_8 - t_6$. Тогда $t_8 = 10 + 4 = 14$ °С.

3. Параметры хладагента на всасывании в компрессор второй ступени определяются из уравнения смешения:

$$G_I \cdot i_2 + (G_{II} - G_I) \cdot i_7 = G_{II} \cdot i_3.$$

4. Расход хладагента через компрессор первой ступени:

$$G_I = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{25}{387 - 220} = 0,15 \text{ кг/с.}$$

5. Расход хладагента через компрессор второй ступени определяется из теплового баланса экономайзера:

$$G_I \cdot (i_5 - i_8) = (G_{II} - G_I) \cdot (i_7 - i_6),$$

$$G_{II} = \frac{G_I \cdot (i_5 - i_8)}{i_7 - i_6} + G_I = \frac{0,15 \cdot (249 - 220)}{408 - 249} + 0,15 = 0,177 \text{ кг/с.}$$

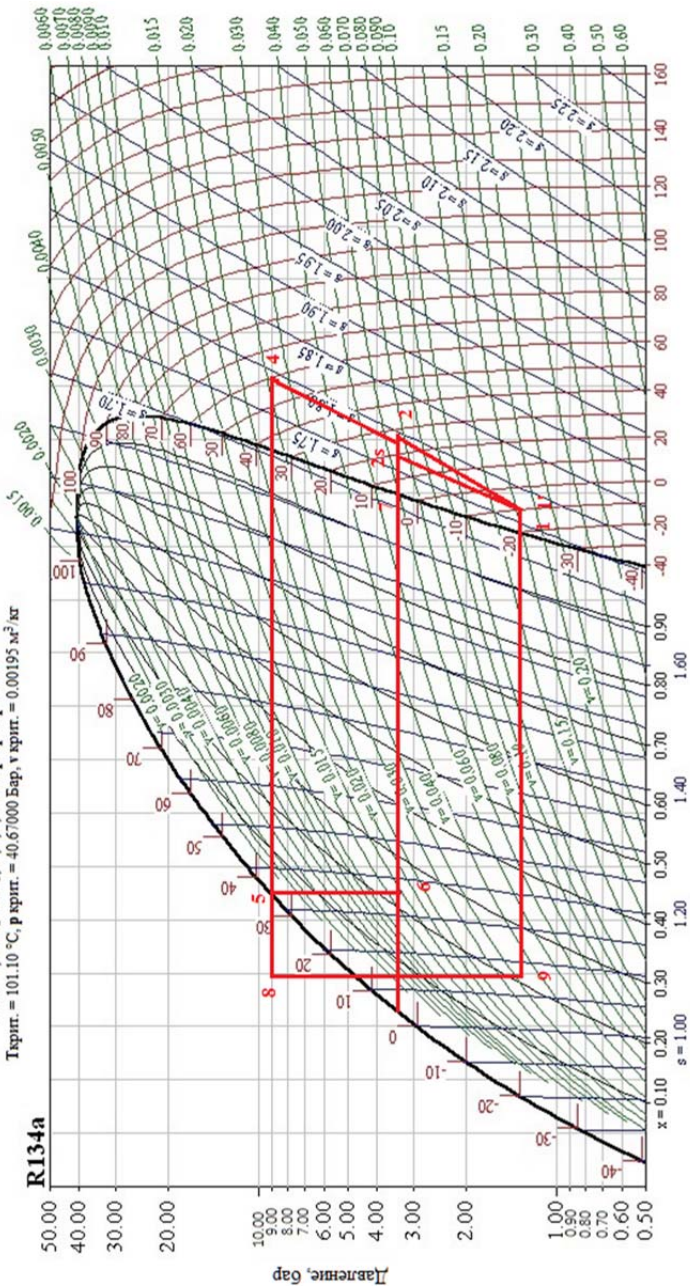
Тогда энтальпия в точке 3 составит:

$$i_3 = \frac{G_1 \cdot i_2 + (G_{II} - G_1) \cdot i_7}{G_2} = \frac{0,15 \cdot 420 + 0,027 \cdot 408}{0,177} = 418 \text{ кДж/кг.}$$

6. С учетом неизоэнтропности процесса сжатия во второй ступени компрессора:

$$i_4 = i_3 + \frac{i_{4s} - i_3}{\eta_i^2} = 418 + \frac{440 - 418}{0,8} = 445 \text{ кДж/кг.}$$

R134a, CH_2FCF_3 , 1,1,1,2-тетрафторэтан
 Төрлөг: $t = 101.10^\circ\text{C}$; p хэргт. = 40.67000 Бар, v хэргт. = 0.00195 $\text{м}^3/\text{кг}$



140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560
 Энгалши, kJ/kg

Рис. 6.2. Построение цикла для хладагента R134a

Задание 7

Рассчитать схему двухступенчатой компрессионной холодильной установки с двукратным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением для замораживания мяса, работающей на аммиаке R717 (рис. 7.1). Холодопроизводительность 120 кВт. Расчетная температура кипения хладагента $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Принимаем переохлаждение после конденсатора на $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Параметры наружного воздуха: температура $28\text{ }^{\circ}\text{C}$. Влажность $\varphi = 42\%$. Охлаждение конденсатора – воздушное. Определить параметры в характерных точках схемы, тепловые нагрузки аппаратов, мощность компрессора, холодильный коэффициент и КПД установки.

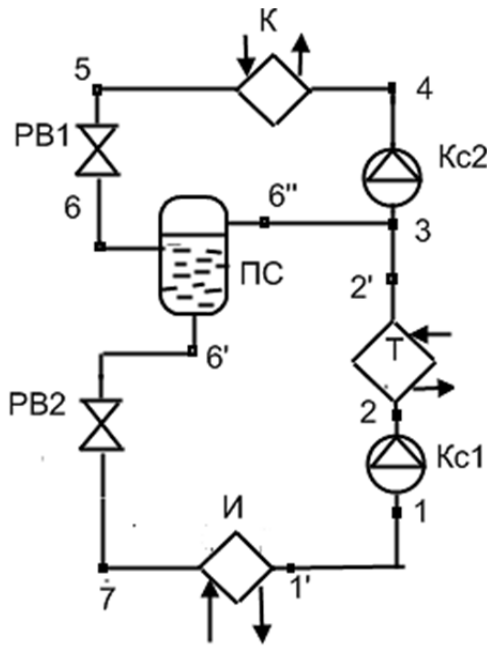


Рис. 7.1. Принципиальная схема двухступенчатой машины с двукратным дросселированием:

И – испаритель; Кс1, Кс2 – компрессоры первой и второй ступеней;
Т – теплообменник; К – конденсатор; РВ1, РВ2 – регулирующие вентили;
ПС – промежуточный сосуд

1. В установках с воздушным охлаждением конденсатора температура конденсации принимается на 9–11 °С (для аммиачных ХМ) выше расчетной температуры наружного воздуха. Подогрев воздуха в конденсаторе составляет $\Delta t = 5\text{--}6$ °С. Для заданных условий температура воздуха по смоченному термометру, которая определяется с помощью $i\text{--}d$ диаграммы влажного воздуха, составляет 19 °С.

2. Тогда температура конденсации составит:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{с.т}} + \Delta t + 11 \text{ °С} = 19 + 5 + 11 = 35 \text{ °С}.$$

3. По $\lg P\text{--}i$ диаграмме (рис. 7.1) находим параметры рабочего агента в характерных точках цикла

	1	1'	2	2'	3	4	5	6	6'	6''	7
$t, \text{°С}$	–40	–20	88	20	16	133	20	–8	–8	–8	–40
$P, \text{бар}$	0,71	0,71	3,26	3,26	3,26	15	15	3,26	3,26	3,26	0,71
$i, \text{кДж/кг}$	1405	1455	1675	1525	1515	1750	290	290	165	1445	165
$v, \text{м}^3/\text{кг}$		1,6			0,42						

4. Определяем отношение давлений:

$$\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{и}}} = \frac{15}{0,71} = 21.$$

Это подтверждает необходимость использования двухступенчатого сжатия паров в компрессоре.

5. Находим промежуточное давление P_m :

$$P_m = \sqrt{P_{\text{к}} \cdot P_{\text{и}}} = \sqrt{0,71 \cdot 15} = 3,26.$$

6. Температуру всасываемых паров в аммиачных ХМ для первой ступени принимают на 10–20 °С выше температуры кипения хладагента. Принимаем перегрев на 20 °С.

7. Состояние рабочего вещества при всасывании в компрессор второй ступени (в точке 3) находим из уравнения смешения:

$$G_2 \cdot i_3 = G_1 \cdot i_2 + (G_2 - G_1) \cdot i_{6''}.$$

Здесь G_1 и G_2 – расходы хладагента, проходящего через компрессоры первой и второй ступеней сжатия. G_1 определяется соотношением:

$$G_1 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{i_1 - i_7} = \frac{120}{1405 - 165} = 0,097 \text{ кг/с.}$$

Расход хладагента через вторую ступень компрессора G_2 – из уравнения материального баланса промежуточного сосуда:

$$G_2 = G_1 + G_2 \cdot x_6,$$

где x_6 – степень сухости хладагента, поступающего в промежуточный сосуд:

$$x_6 = \frac{i_6 - i_6'}{i_6'' - i_6'}.$$

$$\text{Тогда } G_2 = G_1 \cdot \frac{i_6'' - i_6'}{i_6'' - i_6} = 0,097 \cdot \frac{1445 - 165}{1445 - 290} = 0,11 \text{ кг/с.}$$

Тогда энтальпия в точке 3:

$$i_3 = \frac{G_1 \cdot i_2' + (G_2 - G_1) \cdot i_6''}{G_2} = \frac{0,097 \cdot 1525 + (0,11 - 0,097) \cdot 1445}{0,11} = 1515 \text{ кДж/кг.}$$

8. Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_k = G_2 \cdot (i_4 - i_5) = 0,11 \cdot (1750 - 185) = 172 \text{ кВт.}$$

9. Работа сжатия компрессора первой ступени:

$$N_1 = G_1 \cdot (i_2 - i_1') = 0,097 \cdot (1675 - 1455) = 21,3 \text{ кВт.}$$

10. Работа сжатия компрессора второй ступени:

$$N_2 = G_2 \cdot (i_4 - i_3) = 0,11 \cdot (1750 - 1515) = 25,9 \text{ кВт.}$$

11. Холодильный коэффициент:

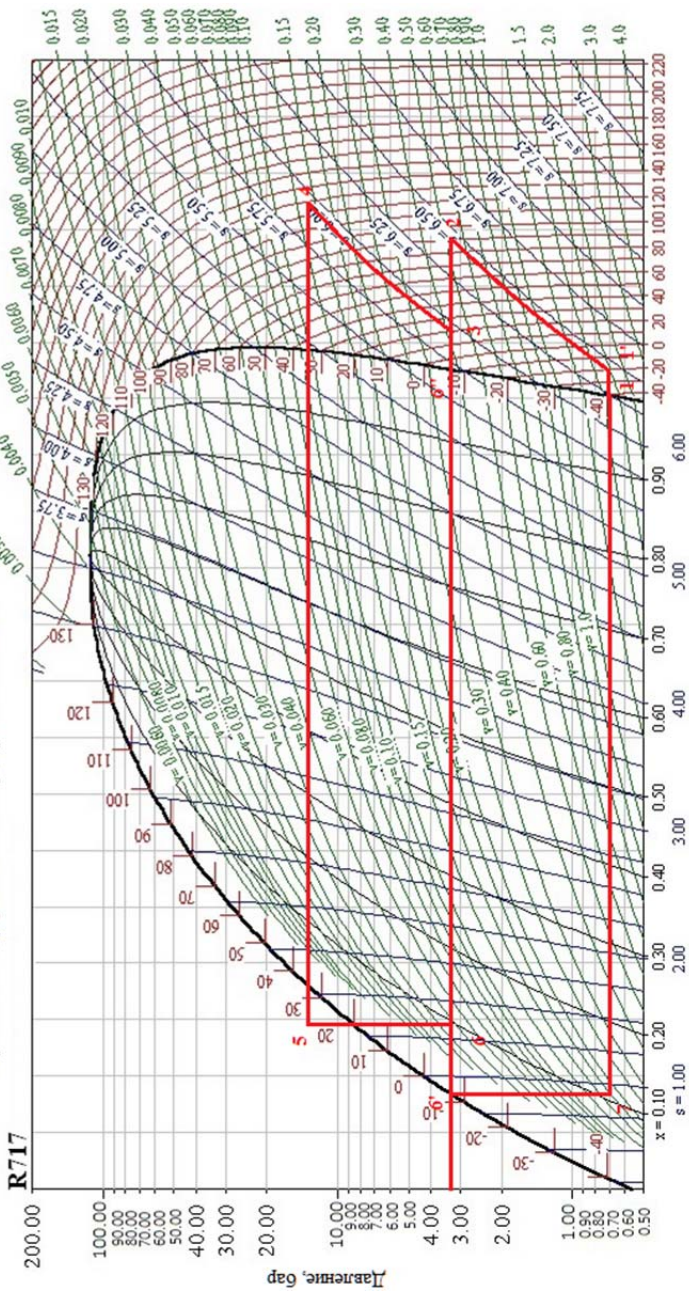
$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_1 + N_2} = \frac{120}{21,3 + 25,9} = 2,54.$$

12. Коэффициент полезного действия установки по хладагенту:

$$\eta = \frac{(\tau_q)_0 \cdot Q_0}{N_1 + N_2} = \frac{120 \cdot 0,26}{21,325,9} = 66 \text{ \%}.$$

Здесь $(\tau_q)_H = 1 - \frac{T_{\text{о.с.}}}{T_0} = 1 - \frac{293}{233} = -0,26.$

R717, NH₃, Аммиак
 T крит. = 132.35 °C, p крит. = 113.53000 Бар, v крит. = 0.00427 м³/кг



0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000
 Энтальпия, кДж/кг

Рис. 7.1. Построение цикла для хладагента R717

Задание 8

Выполнить тепловой расчет и подобрать компрессоры холодильной установки для условий предыдущей задачи.

По $\lg P-i$ диаграмме (рис. 7.1) находим параметры рабочего агента в характерных точках цикла

	1	1'	2	2'	3	4	5	6	6'	6''	7
$t, ^\circ\text{C}$	-40	-20	88	20	16	133	20	-8	-8	-8	-40
$P, \text{бар}$	0,71	0,71	3,26	3,26	3,26	15	15	3,26	3,26	3,26	0,71
$i, \text{кДж/кг}$	1405	1455	1675	1525	1515	1750	290	290	165	1445	165
$v, \text{м}^3/\text{кг}$		1,6			0,42						

1. Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_7 = 1405 - 165 = 1240 \text{ кДж/кг.}$$

2. Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_k = G_2 \cdot (i_4 - i_5) = 0,11 \cdot (1750 - 185) = 172 \text{ кВт.}$$

3. Работа сжатия компрессора первой ступени:

$$N_1 = G_1 \cdot (i_2 - i_{1'}) = 0,097 \cdot (1675 - 1455) = 21,3 \text{ кВт.}$$

4. Работа сжатия компрессора второй ступени:

$$N_2 = G_2 \cdot (i_4 - i_3) = 0,11 \cdot (1750 - 1515) = 25,9 \text{ кВт.}$$

5. Требуемая холодопроизводительность компрессора:

$$Q_d = k \cdot \Sigma Q_t,$$

где k – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах, для температуры кипения -40°C принимается равным 1,1 (табл. 8.1).

$$\text{Тогда } Q_d = 1,1 \cdot \Sigma Q_t = 1,1 \cdot 120 = 132 \text{ кВт.}$$

Таблица 8.1

Определение коэффициента потерь в зависимости от температуры кипения хладагента

Способ охлаждения	Значения коэффициента k при $t_0, ^\circ\text{C}$		
	-10	-30	-40
Непосредственное	1,05	1,07	1,10
Косвенное: без аккумуляции холода	1,10	1,12	1,17
с аккумуляцией холода	1,20		

6. Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора первой ступени:

$$V_T^1 = \frac{G_1 \cdot v_1}{\lambda_1},$$

где λ_1 – коэффициент подачи компрессора.

7. Определим коэффициент подачи λ . Его можно определить из соотношения:

$$\lambda = \frac{V_D}{V_V} = \lambda_i \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл},$$

где V_D^1, V_T^1 – действительная и теоретическая объемные производительности компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$;

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_m} - \text{коэффициент подогрева};$$

$\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности, равный 0,98.

$\lambda_i = \lambda_c \cdot \lambda_{др}$ – индикаторный коэффициент всасывания; $\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования, равный 0,95; λ_c – объемный коэффициент

$$\lambda_c = 1 - c_0 \left[\left(\frac{P_m}{P_0} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right],$$

где λ_c – относительная величина объема вредного пространства, 2–6 %;

$$\lambda_c = 1 - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{3,26}{0,71} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,897.$$

$$\lambda_i = \lambda_c \cdot \lambda_{дп} = 0,897 \cdot 0,95 = 0,852.$$

$$\lambda_w = \frac{233}{265} = 0,879.$$

$$\lambda_1 = 0,852 \cdot 0,879 \cdot 0,98 = 0,735.$$

Величина коэффициента подачи может быть принята по графику (рис. 4.2) в зависимости от соотношения $\frac{P_m}{P_{и}} = \frac{P_{н}}{P_{вс}}$ в зависимости от типа компрессора.

8. Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора первой ступени составит:

$$V_T^1 = \frac{0,097 \cdot 1,6}{0,735} = 0,211.$$

9. Аналогично рассчитываем теоретическую и действительную объемную производительность компрессора второй ступени.

$$V_T^2 = \frac{G_2 \cdot v_3}{\lambda_2}.$$

$$\lambda_1 = 0,852 \cdot 0,86 \cdot 0,98 = 0,718.$$

$$V_T^2 = \frac{0,11 \cdot 0,42}{0,718} = 0,064 \text{ м}^3/\text{с}.$$

10. По значению $V_T^1 = 0,211 \text{ м}^3/\text{с}$ и $V_T^2 = 0,064 \text{ м}^3/\text{с}$ по табл. 8.2 принимаем к установке аммиачный двухступенчатый агрегат марки АД130-7-4 объемной производительностью ступени низкого давления $V_d^1 = 0,243 \text{ м}^3/\text{с}$, и объемной производительностью ступени высокого давления $V_d^2 = 0,0836 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таблица 8.2

Данные для подбора аммиачной холодильной машины

Показатель	Аммиачные двухступенчатые агрегаты		
	АД130-7-4	АД260-7-4	1АД260-7-4
Диапазон работы, °С	-35...-55	-33...-55	-25...-55
Холодопроизводительность при $t_0 = -40 \text{ °С}$, $t_k = 35 \text{ °С}$, кВт	157	314	314
Мощность, потребляемая обоими компрессорами при $t_0 = -40 \text{ °С}$, $t_k = 35 \text{ °С}$, кВт	97,8	196	196
Объемный расход охлаждающей воды, л/с	2,5	3,9	3,9
Характеристики компрессорного агрегата ступени низкого давления: – марка агрегата – компрессора – теоретическая объемная производительность, $\text{м}^3/\text{с}$ – мощность электродвигателя, кВт – частота вращения электродвигателя, с^{-1}	АН130-7-6 5ВХ-350/2,6Б 0,243 55 24,67	АН260-7-6 ВХ260-7-6 0,486 100 24,67	1АН260-7-6 ВХ260-7-6 0,486 160 24,67
Характеристики компрессорного агрегата ступени высокого давления: – марка агрегата – компрессора – теоретическая объемная производительность, $\text{м}^3/\text{с}$ – мощность электродвигателя, кВт – частота вращения электродвигателя, с^{-1}	А110-7-0 П110-7-0 0,0836 75 24,67	А220-7-0 П220-7-0 0,167 132 34,67	А220-7-0 П220-7-0 0,167 132 34,67
Марка промежуточного сосуда	600СПА	800СПА	800СПА
Масса, кг	6400	8290	8510

11. Проверяем коэффициент рабочего времени:

$$b = \frac{\sum V_T}{\sum V_d} = \frac{0,275}{0,326} = -0,84.$$

Коэффициент рабочего времени должен находиться в пределах 0,67–0,92. Компрессор выбран правильно. Характеристики выбранного агрегата представлены в таблице (см. приложение).

12. Определим действительный массовый расход:

$$G_{\text{д}}^1 = \frac{\lambda_1 \cdot V_{\text{д}}^1}{v_1} = \frac{0,735 \cdot 0,243}{1,6} = 0,112 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{д}}^2 = \frac{\lambda_2 \cdot V_{\text{д}}^2}{v_3} = \frac{0,718 \cdot 0,0836}{0,42} = 0,143 \text{ кг/с}.$$

13. Действительная холодопроизводительность компрессора:

$$Q_{0,\text{д}} = G_{\text{д}}^1 \cdot q_0 = 0,112 \cdot 1240 = 138,8 \text{ кВт}.$$

14. Мощность привода агрегата ступени низкого давления:

– теоретическая мощность сжатия

$$N_{\text{т}}^1 = G_{\text{д}}^1 \cdot l_1 = 0,112 \cdot (1675 - 1455) = 24,6 \text{ кВт};$$

– действительная (индикаторная) мощность сжатия⁴

$$N_i^1 = \frac{N_{\text{т}}^1}{\eta_i} = \frac{24,6}{0,8} = 30,8 \text{ кВт};$$

– мощность на валу компрессора (эффективная мощность)⁵

$$N_e^1 = \frac{N_i^1}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{30,8}{0,9} = 34,2 \text{ кВт};$$

⁴ Индикаторный КПД для малых и средних компрессоров принимается равным 0,7–0,8 (большие значения относятся к более крупным компрессорам).

⁵ При отношении $\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} = \frac{3,26}{0,71} = 4,6 \approx 5$ механический КПД компрессора принимается равным 0,9.

– электрическая мощность (мощность, потребляемая электродвигателем из сети)⁶

$$N_{\text{эл}}^1 = \frac{N_e^1}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{34,2}{0,9} = 38 \text{ кВт.}$$

15. Мощность привода агрегата ступени низкого давления:

– теоретическая мощность сжатия

$$N_{\text{т}}^2 = G_{\text{д}}^2 \cdot l_2 = 0,143 \cdot (1750 - 1515) = 33,1 \text{ кВт};$$

– действительная (индикаторная) мощность сжатия⁷

$$N_i^2 = \frac{N_{\text{т}}^2}{\eta_i} = \frac{33,1}{0,7} = 47,3 \text{ кВт};$$

– мощность на валу компрессора (эффе́ктивная мощность)⁸

$$N_e^2 = \frac{N_i^2}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{47,3}{0,9} = 52,6 \text{ кВт};$$

– электрическая мощность (мощность, потребляемая электродвигателем из сети)⁹

$$N_{\text{эл}}^2 = \frac{N_e^2}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{52,6}{0,9} = 58,4 \text{ кВт.}$$

$$\sum N = N_{\text{эл}}^1 + N_{\text{эл}}^2 = 38 + 58,4 = 96,4 \text{ кВт.}$$

⁶ КПД электродвигателя для крупных компрессоров принимается равным 0,9–0,95.

⁷ Индикаторный КПД для малых и средних компрессоров принимается равным 0,7–0,8 (большие значения относятся к более крупным компрессорам).

⁸ При отношении $\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} = \frac{3,26}{0,71} = 4,6 \approx 5$ механический КПД компрессора принимается равным 0,9.

⁹ КПД электродвигателя для крупных компрессоров принимается равным 0,9–0,95.

16. Тепловая нагрузка на конденсатор без учета потерь в процессе сжатия:

$$Q_k = G_d^2 \cdot q_k = 0,143 \cdot (1750 - 185) = 224 \text{ кВт.}$$

17. Тепловая нагрузка на конденсатор с учетом потерь (действительная нагрузка):

$$Q_{k,d} = Q_{0,d} + N_{эл}^1 + N_{эл}^2 = 138,8 + 38 + 58,4 = 235,2 \text{ кВт.}$$

Задание 9

Выполнить тепловой расчет и подобрать компрессоры для аммиачной холодильной машины, работающей на две температуры кипения (-30°C и -5°C) (рис. 9.1), если в результате расчета теплопритоков в камеры получены следующие значения расчетной холодопроизводительности: $Q_{0(-30)} = 160 \text{ кВт}$, $Q_{0(-5)} = 55 \text{ кВт}$. Конденсаторы испарительного типа. Охлаждение камер осуществляется двухступенчатой холодильной установкой с фиксированным промежуточным давлением.

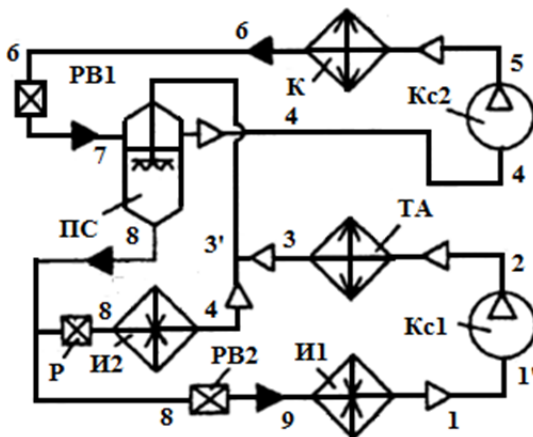


Рис. 9.1. Принципиальная схема холодильной машины на две температуры кипения:

И – испаритель; Кс1, Кс2 – компрессоры первой и второй ступеней;

ТА – теплообменный аппарат; К – конденсатор; PB1, PB2 – регулирующие вентили; P – регулятор расхода; ПС – промежуточный сосуд

1. Для Минска параметры наружного воздуха составляют $t_n = 28^\circ\text{C}$, $\varphi = 56\%$. Температуру воздуха по смоченному термометру определяем с помощью $i-d$ диаграммы влажного воздуха. Она составляет 21°C . В аммиачных установках с испарительными конденсаторами температура конденсации принимается в зависимости от температуры наружного воздуха по смоченному термометру $t_{н.м}$ и плотности теплового потока q_F , оптимальное значение которой составляет $2,5 \text{ кВт/м}^2$ (рис. 9.2). Таким образом, температура конденсации $t_k = 36^\circ\text{C}$.

2. По $\lg P-i$ диаграмме (рис. 9.3) находим параметры рабочего агента в характерных точках цикла

	1	1'	2	3	3'	4	5	6	7	8	9
$t, ^\circ\text{C}$	-30	-15	60	20	8	-5	98	36	-5	-5	-30
$P, \text{ бар}$	1,3	1,3	3,7	3,7	3,7	3,7	15	15	3,7	3,7	1,3
$i, \text{ кДж/кг}$	1420	1450	1610	1520	1500	1450	1660	360	360	180	180
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$		1,0				0,35					

3. Определяем отношение давлений:

$$\frac{P_k}{P_n} = \frac{15}{1,3} = 11,5.$$

Отношение давлений подтверждает необходимость использования двухступенчатого компрессора.

4. Промежуточное давление P_m выбираем соответствующим давлением кипения при температуре -5°C .

5. Температуру всасываемых паров в аммиачных ХМ для первой ступени принимают на $10-20^\circ\text{C}$ выше температуры кипения хладагента. Принимаем перегрев на 15°C .

6. Состояние рабочего вещества при входе в промежуточный сосуд (точка 3') определяется из уравнения смешения:

$$(G_1 + G_m) \cdot i_{3'} = G_1 \cdot i_3 + G_m \cdot i_4,$$

где G_1 и G_m – расходы хладагента, проходящего через компрессоры первой ступени сжатия и испаритель И2. G_1 определяется соотношением:

$$G_1 = \frac{Q_{0(-30)}}{q_{0(-30)}} = \frac{Q_{0(-30)}}{i_1 - i_9} = \frac{160}{1420 - 180} = 0,129 \text{ кг/с.}$$

Тогда G_m определяется:

$$G_m = \frac{Q_{0(-5)}}{q_{0(-5)}} = \frac{Q_{0(-5)}}{i_4 - i_8} = \frac{55}{1450 - 180} = 0,043 \text{ кг/с.}$$

Тогда энтальпия в точке 3' составит:

$$i_{3'} = \frac{G_1 \cdot i_3 + G_m \cdot i_4}{G_1 + G_m} = \frac{0,129 \cdot 1520 + 0,043 \cdot 1450}{0,129 + 0,043} = 1502 \text{ кДж/кг.}$$

7. Расход хладагента через вторую ступень компрессора G_2 определяется из уравнения теплового баланса промежуточного сосуда:

$$G_2 \cdot i_6 + (G_1 + G_m) \cdot i_{3'} = G_2 \cdot i_4 + (G_1 + G_m) \cdot i_8.$$

Отсюда

$$G_2 = \frac{(G_1 + G_m) \cdot (i_{3'} - i_8)}{i_4 - i_6} = \frac{(0,129 + 0,043) \cdot (1495 - 180)}{1450 - 360} = 0,104 \text{ кг/с.}$$

8. Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_k = G_2 \cdot (i_5 - i_6) = 0,104 \cdot (1660 - 360) = 135 \text{ кВт.}$$

9. Работа сжатия компрессора первой ступени:

$$N_1 = G_1 \cdot (i_2 - i_{1'}) = 0,129 \cdot (1610 - 1450) = 20 \text{ кВт.}$$

10. Работа сжатия компрессора второй ступени:

$$N_2 = G_2 \cdot (i_5 - i_4) = 0,104 \cdot (1660 - 1450) = 21 \text{ кВт.}$$

11. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{Q_{0(-30)} + Q_{0(-5)}}{N_1 + N_2} = \frac{160 + 55}{20 + 21} = 5.$$

12. Требуемая холодопроизводительность компрессора первой ступени:

$$Q_d = k \cdot \Sigma Q_T,$$

где k – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах, для температуры кипения -30 °С принимается равным 1,12 (см. рис. 9.3).

Тогда $Q_d = 1,12 \cdot \Sigma Q_m = 1,12 \cdot 160 = 179,2$ кВт.

13. Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора первой ступени:

$$V_T^1 = \frac{G_1 \cdot v_{1'}}{\lambda_1},$$

где λ_1 – коэффициент подачи компрессора.

14. Определим коэффициент подачи λ . Его можно определить из соотношения:

$$\lambda_c = 1 - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{3,7}{1,3} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,944.$$

$$\lambda_i = \lambda_c \cdot \lambda_{др} = 0,944 \cdot 0,95 = 0,897.$$

$$\lambda_w = \frac{243}{268} = 0,907.$$

$$\lambda_1 = 0,897 \cdot 0,907 \cdot 0,98 = 0,79.$$

15. Тогда требуемая теоретическая объемная производительность компрессора первой ступени составит:

$$V_T^1 = \frac{0,129 \cdot 1,0}{0,79} = 0,163.$$

16. Аналогично рассчитываем теоретическую и действительную объемную производительность компрессора второй ступени.

$$V_T^2 = \frac{G_2 \cdot v_3}{\lambda_2}, \quad \lambda_1 = 0,866 \cdot 0,867 \cdot 0,98 = 0,736.$$

$$V_T^2 = \frac{0,104 \cdot 0,35}{0,736} = 0,049 \text{ м}^3/\text{с}.$$

17. По значению $V_T^1 = 0,163 \text{ м}^3/\text{с}$ и $V_T^2 = 0,049 \text{ м}^3/\text{с}$ по табл. 9.1 принимаем к установке один агрегат с винтовым компрессором (бустерный) АН130-7-6 объемной производительностью $V_D^1 = 0,236 \text{ м}^3/\text{с}$, и агрегат А 80-7-2 с поршневым компрессором и объемной производительностью $V_D^2 = 0,058 \text{ м}^3/\text{с}$.

18. Проверяем коэффициент рабочего времени:

$$b_1 = \frac{\sum V_T^1}{\sum V_D^1} = \frac{0,163}{0,236} = 0,69;$$

$$b_2 = \frac{\sum V_T^2}{\sum V_D^2} = \frac{0,049}{0,058} = 0,85.$$

Коэффициент рабочего времени должен находиться в пределах 0,67–0,92. Компрессор выбран правильно.

Определим действительный массовый расход:

$$G_D^1 = \frac{\lambda_1 \cdot V_D^1}{v_1} = \frac{0,79 \cdot 0,236}{1,0} = 0,186 \text{ кг/с};$$

$$G_D^2 = \frac{\lambda_2 \cdot V_D^2}{v_3} = \frac{0,736 \cdot 0,058}{0,35} = 0,121 \text{ кг/с}.$$

19. Мощность привода агрегата ступени низкого давления:
– теоретическая мощность сжатия

$$N_T^1 = G_d^1 \cdot l_1 = 0,186 \cdot (1610 - 1450) = 29,8 \text{ кВт};$$

- действительная (индикаторная) мощность сжатия¹⁰

$$N_i^1 = \frac{N_T^1}{\eta_i} = \frac{29,8}{0,8} = 37,3 \text{ кВт};$$

- мощность на валу компрессора (эффективная мощность)¹¹

$$N_e^1 = \frac{N_i^1}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{37,3}{0,9} = 41,4 \text{ кВт};$$

- электрическая мощность (мощность, потребляемая электродвигателем из сети)¹²

$$N_{\text{эл}}^1 = \frac{N_e^1}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{41,4}{0,9} = 46 \text{ кВт}.$$

20. Мощность привода агрегата ступени низкого давления:
– теоретическая мощность сжатия

$$N_T^2 = G_d^2 \cdot l_2 = 0,121 \cdot (1660 - 1450) = 25,6 \text{ кВт};$$

- действительная (индикаторная) мощность сжатия

$$N_i^2 = \frac{N_T^2}{\eta_i} = \frac{25,6}{0,7} = 36,6 \text{ кВт};$$

¹⁰ Индикаторный КПД для малых и средних компрессоров принимается равным 0,7–0,8 (большие значения относятся к более крупным компрессорам).

¹¹ При отношении $\frac{P_n}{P_{\text{вс}}} = \frac{3,26}{0,71} = 4,6 \approx 5$ механический КПД компрессора принимается равным 0,9.

¹² КПД электродвигателя для крупных компрессоров принимается равным 0,9–0,95.

– мощность на валу компрессора (эффективная мощность)

$$N_e^2 = \frac{N_i^2}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{36,6}{0,9} = 40,6 \text{ кВт};$$

– электрическая мощность (мощность, потребляемая электродвигателем из сети)

$$N_{\text{эл}}^2 = \frac{N_e^2}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{40,6}{0,9} = 45 \text{ кВт}.$$

$$\sum N = N_{\text{эл}}^1 + N_{\text{эл}}^2 = 46 + 45 = 91 \text{ кВт}.$$

21. Тепловая нагрузка на конденсатор без учета потерь в процессе сжатия:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{д}}^2 \cdot q_{\text{к}} = 0,121 \cdot (1660 - 360) = 159 \text{ кВт}.$$

22. Действительная холодопроизводительность компрессоров каждой ступени:

$$Q_0^1 = Q_{0\text{т}}^1 \cdot \frac{V_{\text{д}}^1}{V_{\text{т}}^1} = 160 \cdot \frac{0,236}{0,163} = 231 \text{ кВт};$$

$$Q_0^2 = Q_{0\text{т}}^2 \cdot \frac{V_{\text{д}}^2}{V_{\text{т}}^2} = 55 \cdot \frac{0,058}{0,049} = 65 \text{ кВт}.$$

23. Тепловая нагрузка на конденсатор с учетом потерь (действительная нагрузка):

$$Q_{\text{к,д}} = Q_0^1 + Q_0^2 + N_{\text{эл}}^1 + N_{\text{эл}}^2 = 231 + 65 + 45 + 46 = 386 \text{ кВт}.$$

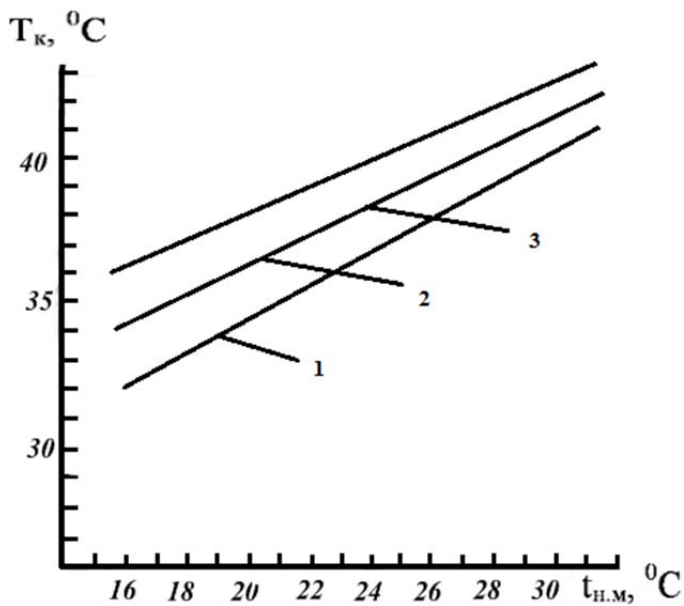


Рис. 9.2. Зависимость температуры конденсации от температуры наружного воздуха по смоченному термометру:
 1 – $q_F = 2,0 \text{ кВт/м}^2$; 2 – $q_F = 2,5 \text{ кВт/м}^2$; 3 – $q_F = 3,0 \text{ кВт/м}^2$

Таблица 9.1

Данные для подбора компрессорных агрегатов

Показатель	Одноступенчатые агрегаты с поршневыми компрессорами							Двухступенчатый агрегат с поршневым компрессором АД55-7-5	Одноступенчатые агрегаты с винтовыми компрессорами														
	A40-7-2	A-80-7-2	A110-7-0	A110-7-1	A110-7-2	A110-7-3	A220-7-0		A220-7-1	A220-7-2	A220-7-3	21A280-7-0	21A280-7-1	21A280-7-2	21A280-7-3	A350-7-0	A350-7-1	A350-7-2	A350-7-3	АН130-7-6	АН60-7-6	АН260-7-6	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15									
Холодопроизводительность, кВт: при $t_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$ при $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$ при $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{np}} = -10\text{ }^\circ\text{C}$	- 44,6	- 92,8	- 140	- 140	- 280	- 280	- 280	635($t_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$) -	- 300	790 -	- 405	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -
Потребляемая мощность, кВт: при $t_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$ при $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$ при $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{np}} = -10\text{ }^\circ\text{C}$	- 15	- 30	- 42,4	- 42,4	- 85,9	- 85,9	- 85,9	112($t_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$) -	- 90,5	165 -	- 137	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -
Количество заряженного масла ХА-30 или ХА-23, кг	8	10	20	20	20	20	20	80	80	130	130	130	230	230									
Объемный расход охлаждающей воды, м ³ /ч	1	1	1,5	1,5	2	2	2	6	6	10	10	8	13	13									

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Теоретическая объемная производительность компрессора, м ³ /с	0,029	0,058	0,0836	0,0836	0,167	0,167	0,128 (СНД) 0,043 (СВД)	0,175	0,175	0,236	0,236	0,236	0,486	0,486
Мощность электродвигателя, кВт	18,5	37	75	55	132	90	55	180	132	200	160	55	100	160
Частота вращения, с ⁻¹	24,67	24,67	24,67	24,67	24,67	24,67	25	49,5	49,5	50	50	50	50	50
Габаритные размеры, мм:														
– длина	1750	1960	2155	2145	2345	2295	2960	2550	2550	3000	3000	2800	3580	3580
– ширина	800	870	1275	1275	1275	275	1200	1230	1230	2000	2000	1025	1400	1400
– высота	845	925	1330	1330	1350	1350	1330	1422	1420	2200	2200	1933	2530	2530
Масса, кг	800	1000	2240/ 2260	2125/ 2145	2730/ 2750	2600/ 2620	2290	2100	1950	3245/ 3395	3120/ 3270	2800	4065	4250
Условный диаметр трубопроводов, мм														
– на входе хладагента	50	65	80	80	100	100	80(СНД)/ 65(СВД)	150	150	150	150	125	200	200
– на выходе хладагента	50	50	65	65	80	80	65(СНД)/ 65(СВД)	100	100	100	100	100	150	150
– на входе и выходе охлаждающей воды	15	15	20	20	32	32	25	25	25	40	40	40	40	40

Задание 10

Выполнить тепловой расчет и подобрать компрессоры для холодильной установки с тремя температурами кипения и фиксированным промежуточным давлением (рис. 10.1), если в результате расчета теплопритоков в камеры получены следующие значения расчетной холодопроизводительности: $Q_{0(-40)} = 190$ кВт, $Q_{0(-30)} = 140$ кВт, $Q_{0(-10)} = 50$ кВт. Перегрев на всасывании всех компрессоров принимаем равным 10°C . Температура паров на выходе из змеевика промежуточного сосуда принимается -5°C .

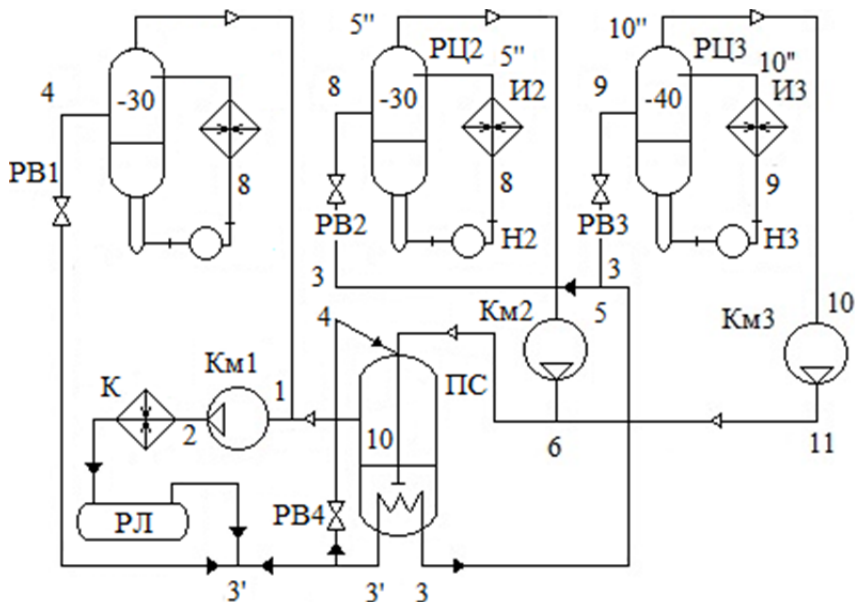


Рис. 10.1. Принципиальная схема компаундной холодильной машины на три температуры кипения с фиксированным давлением:

И1, И2, И3 – испаритель на разные температуры кипения;

Км1, Км2, Км3 – компрессоры; РЦ1, РЦ2, РЦ3 – ресиверы циркуляционные;

РЛ – ресивер линейный; К – конденсатор; РВ1, РВ2, РВ3, РВ4 – регулирующие вентили; Н1, Н2, Н3 – насосы; ПС – промежуточный сосуд

Для Минска параметры наружного воздуха составляют $t_n = 28^\circ\text{C}$, $\varphi = 56\%$. Температуру воздуха по смоченному термометру определяем с помощью $i-d$ диаграммы влажного воздуха. Она состав-

ляет 21 °С. В аммиачных установках с испарительными конденсаторами температура конденсации принимается в зависимости от температуры наружного воздуха по смоченному термометру $t_{н.м}$ и плотности теплового потока q_F , оптимальное значение которой составляет 2,5 кВт/м² (см. рис. 9.2). Таким образом, температура конденсации $t_k = 36$ °С.

По $\lg P-i$ диаграмме (рис. 10.2) находим параметры рабочего агента в характерных точках цикла.

Точка	t , °С	P , бар	i , кДж/кг	v , м ³ /кг
1	0	3,0	1470	0,44
1''	-10	3,0	1440	
2	115	15	1710	
3'	36	15	365	
3	-5	15	180	
4	-10	3,0	365	
5	-20	1,3	1445	1,0
5''	-30	1,3	1420	
6	-10	3,0	1575	
7'	-10	3,0	150	
8	-30	1,3	180	
9	-40	0,71	180	
10	-30	0,71	1435	1,625
10''	-40	0,71	1405	
11	-10	3,0	1650	

Массовый расход циркулирующего хладагента, который необходимо отвести от циркуляционных ресиверов, определяется отдельно для каждой температуры кипения.

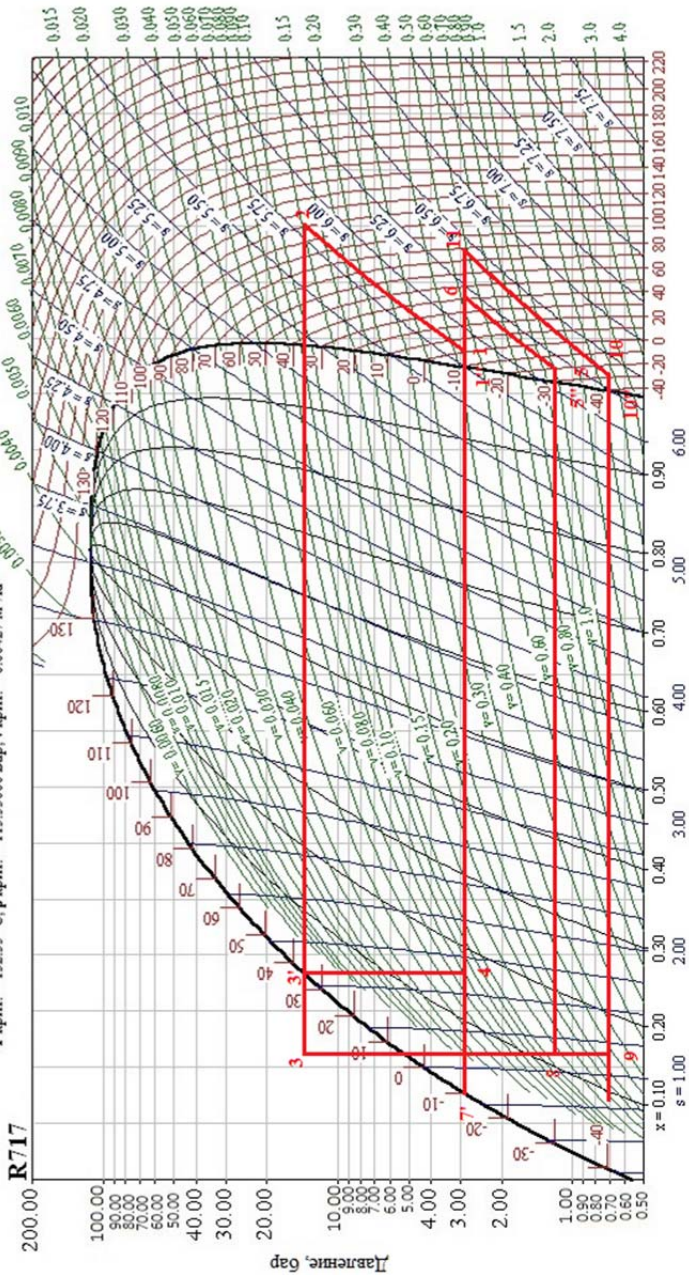
$$G_{-40} = \frac{Q_{0(-40)}}{q_{0(-40)}} = \frac{Q_{0(-40)}}{i_{10''} - i_9} = \frac{190}{1405 - 180} = 0,155 \text{ кг/с.}$$

$$G_{-30} = \frac{Q_{0(-30)}}{q_{0(-30)}} = \frac{Q_{0(-30)}}{i_{5''} - i_8} = \frac{140}{1420 - 180} = 0,113 \text{ кг/с.}$$

$$G_{-10} = \frac{Q_{0(-10)}}{q_{0(-10)}} = \frac{Q_{0(-10)}}{i_{1''} - i_4} = \frac{50}{1440 - 365} = 0,047 \text{ кг/с.}$$

R717, NH₃, Аммиак

Т крит. = 132.35 °С, р крит. = 113.55000 Бар, γ крит. = 0.00427 м³/кг



Энтальпия, кДж/кг

Рис. 10.2. Построение цикла для хладагента R717

Расход пара в компрессоре Км1, через который проходят пары не только из системы с температурой кипения -10 , но и из систем с температурами -30 и -40 °С, определяется из уравнения смешения:

$$(G_{-40} \cdot i_{11} + G_{-30} \cdot i_6 + (G_{\text{км}} - G_{-10}) \cdot i_3 - G_{-40} \cdot i_3 - G_{-30} \cdot i_3) + G_{-10} \cdot i_1'' = G_{\text{км}} \cdot i_1''.$$

После соответствующих преобразований имеем:

$$G_{\text{км}} = G_{-10} + G_{-30} \cdot \frac{i_6 - i_3}{i_1'' - i_4} + G_{-40} \cdot \frac{i_{11} - i_3}{i_1'' - i_4} = 0,405 \text{ кг/с.}$$

Для определения требуемой теоретической объемной производительности компрессора определим коэффициенты подачи из диаграммы (рис. 10.2).

$$\text{При } t = -10 \text{ °С } \frac{P_{\text{к}}}{P_{-10}} = 5, \quad \lambda_{\text{км}} = 0,78.$$

$$\text{При } t = -30 \text{ °С } \frac{P_{-10}}{P_{-30}} = 2,3, \quad \lambda_{-30} = 0,87.$$

$$\text{При } t = -40 \text{ °С } \frac{P_{10}}{P_{-40}} = 4,2, \quad \lambda_{-40} = 0,84.$$

Тогда требуемая производительность компрессоров составит:

$$V_{\text{Т}}^{-40} = \frac{G_{-40} \cdot v_{10}}{\lambda_{-40}} = \frac{0,155 \cdot 1,625}{0,84} = 0,3, \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$V_{\text{Т}}^{-30} = \frac{G_{-30} \cdot v_5}{\lambda_{-30}} = \frac{0,113 \cdot 1,0}{0,87} = 0,13, \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$V_{\text{Т}}^{\text{км}} = \frac{G_{\text{км}} \cdot v_{10}}{\lambda_{\text{км}}} = \frac{0,047 \cdot 0,44}{0,78} = 0,23, \text{ м}^3/\text{с.}$$

По табл. 9.2 принимаем к установке для работы на температуру кипения $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ два бустерных компрессорных агрегата АН130-7-6 суммарной объемной производительностью $V_{\text{д}}^{-40} = 2 \cdot 0,236 = 0,47\text{ м}^3/\text{с}$, и один такой же агрегат для работы на температуру кипения $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для ступени высокого давления подбираем один компрессорный агрегат А220-7-1 и один агрегат А110-7-2 суммарной объемной производительностью $V_{\text{д}}^{\text{KM}} = 0,836 + 0,167 = 0,25\text{ м}^3/\text{с}$.

Проверяем коэффициент рабочего времени:

$$b = \frac{\sum V_{\text{т}}}{\sum V_{\text{д}}^1} = \frac{0,3 + 0,13 + 0,23}{0,47 + 0,236 + 0,25} = 0,69.$$

Определим действительный массовый расход:

$$G_{\text{д}}^{-40} = \frac{\lambda_{-40} \cdot V_{\text{д}}^{-40}}{\nu_{10}} = \frac{0,84 \cdot 0,47}{1,625} = 0,24\text{ кг/с}.$$

$$G_{\text{д}}^{-30} = \frac{\lambda_{-30} \cdot V_{\text{д}}^{-30}}{\nu_5} = \frac{0,87 \cdot 0,236}{1,0} = 0,21\text{ кг/с}.$$

$$G_{\text{д}}^{\text{KM}} = \frac{\lambda_{\text{KM}} \cdot V_{\text{д}}^{\text{KM}}}{\nu_1} = \frac{0,78 \cdot 0,25}{0,44} = 0,44\text{ кг/с}.$$

Мощность привода агрегата компрессоров:

– теоретическая мощность сжатия:

$$N_{\text{т}}^{-40} = G_{\text{д}}^{-40} \cdot (i_{11} - i_{10}) = 0,24 \cdot (1650 - 1435) = 52,2\text{ кВт};$$

$$N_{\text{т}}^{-30} = G_{\text{д}}^{-30} \cdot (i_6 - i_5) = 0,21 \cdot (1575 - 1445) = 27\text{ кВт};$$

$$N_{\text{т}}^{\text{KM}} = G_{\text{д}}^{\text{KM}} \cdot (i_2 - i_1) = 0,44 \cdot (1710 - 1470) = 106,6\text{ кВт};$$

– действительная (индикаторная) мощность сжатия:

$$N_i^{-40} = \frac{N_T^{-40}}{\eta_i} = \frac{52,2}{0,8} = 65,3 \text{ кВт};$$

$$N_i^{-30} = \frac{N_T^{-30}}{\eta_i} = \frac{27}{0,8} = 33,4 \text{ кВт};$$

$$N_i^{\text{KM}} = \frac{N_T^{\text{KM}}}{\eta_i} = \frac{106,6}{0,8} = 133,3 \text{ кВт};$$

– мощность на валу компрессора (эффективная мощность):

$$N_e^{-40} = \frac{N_i^{-40}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{65,3}{0,9} = 72,5 \text{ кВт};$$

$$N_e^{-30} = \frac{N_i^{-30}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{33,4}{0,9} = 37 \text{ кВт};$$

$$N_e^{\text{KM}} = \frac{N_i^{\text{KM}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{133,3}{0,9} = 148 \text{ кВт};$$

– электрическая мощность (мощность, потребляемая электродвигателем из сети):

$$N_{\text{эл}}^{-40} = \frac{N_e^{-40}}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{72,5}{0,9} = 81 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{эл}}^{-30} = \frac{N_e^{-30}}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{37}{0,9} = 42 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{эл}}^{\text{KM}} = \frac{N_e^{\text{KM}}}{\eta_{\text{эл}}} = \frac{148}{0,9} = 165 \text{ кВт}.$$

Установленная мощность электродвигателей подобранных компрессоров составляет 55 и 132 кВт, то есть существует запас мощности.

Тепловая нагрузка на конденсатор без учета потерь в процессе сжатия:

$$Q_k = G_d^{KM} \cdot q_k = G_d^{KM} \cdot (i_2 - i_3) = 0,44 \cdot (1710 - 365) = 598 \text{ кВт.}$$

Действительная холодопроизводительность компрессоров каждой ступени:

$$Q_0^{-40} = Q_{0T}^{-40} \cdot \frac{V_d^{-40}}{V_T^{-40}} = 190 \cdot \frac{0,47}{0,3} = 298 \text{ кВт;}$$

$$Q_0^{-30} = Q_{0T}^{-30} \cdot \frac{V_d^{-30}}{V_T^{-30}} = 140 \cdot \frac{0,236}{0,13} = 250 \text{ кВт;}$$

$$Q_0^{-10} = Q_{0T}^{-10} \cdot \frac{V_d^{KM}}{V_T^{KM}} = 50 \cdot \frac{0,25}{0,23} = 54 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка на конденсатор с учетом потерь (действительная нагрузка):

$$Q_{к,д} = Q_0^{-40} + Q_0^{-30} + Q_0^{-10} + N_{эл}^{-40} + N_{эл}^{-30} + N_{эл}^{KM} = \\ = 298 + 250 + 54 + 81 + 42 + 165 = 893 \text{ кВт.}$$

Широкое распространение получили также многотемпературные установки с применением ресивера, совмещающего функции промежуточного сосуда и циркуляционного ресивера – компаундного циркуляционного ресивера КРЦ. Схема такой установки представлена на рис. 10.3.

Расчет данной схемы аналогичен предыдущей задаче, за исключением расхода хладагента через компрессор КМ1:

$$G_{KM} = G_{-10} + G_{-30} \cdot \frac{i_6 - i_7}{i_1'' - i_4} + G_{-40} \cdot \frac{i_{11} - i_7}{i_1'' - i_4}.$$

После этого определяются объемные производительности компрессоров и осуществляется их подбор по рассмотренной ранее методике.

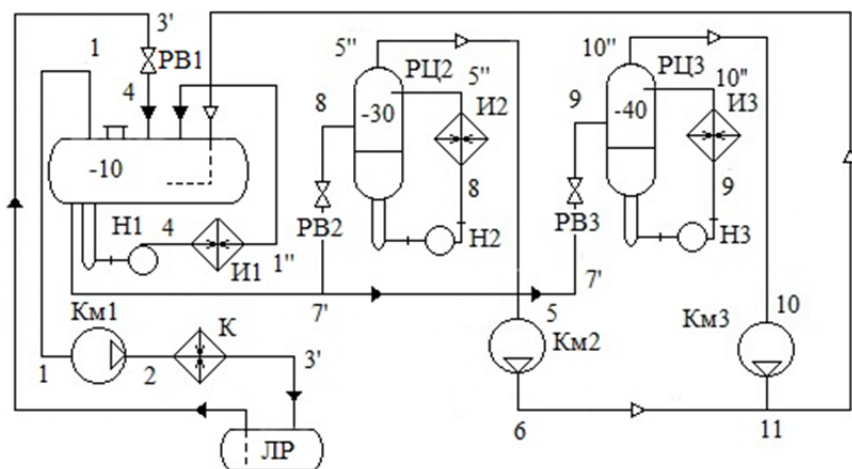


Рис. 10.3. Схема холодильной установки на три температуры кипения с компаундным ресивером:

И1, И2, И3 – испаритель на разные температуры кипения;
 Км1, Км2, Км3 – компрессоры; РЦ1, РЦ2, РЦ3 – ресиверы циркуляционные;
 РЛ – ресивер линейный; К – конденсатор; PB1, PB2, PB3, PB4 – регулирующие
 вентили; Н1, Н2, Н3 – насосы; ПС – промежуточный сосуд

Задание 11

Выполнить расчет парозжекторной холодильной машины холодопроизводительностью 375 кВт и рассчитать основные параметры эжектора. Схема холодильной машины представлена на рис. 11.1. Холодильная машина используется для охлаждения воды с температуры 8 °С до 4 °С. Тип конденсатора – с водяным охлаждением, температура охлаждающей воды на входе 28 °С, на выходе 35 °С. Коэффициент эжекции $u = 0,239$. Рабочее тело – вода. Температура греющего (рабочего) пара на выходе из генератора 145 °С.

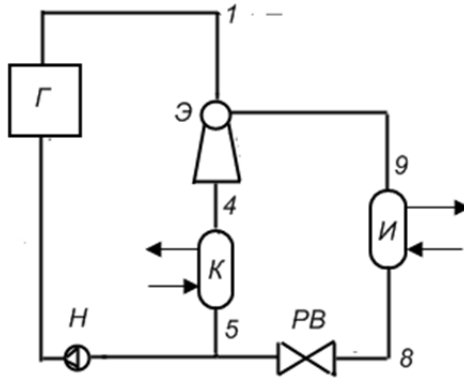


Рис. 11.1. Схема парожеткторной холодильной машины

Расчет холодильной машины начинается с построения цикла в $\lg P-i$ диаграмме (рис. 11.2). Поскольку вода является непосредственно рабочим телом, то низшая температура цикла (температура кипения) соответствует требуемой температуре охлаждения, то есть 4°C .

Температура и давление конденсации, аналогично парокомпрессионным холодильным машинам, определяется параметрами охлаждающей среды. Температура конденсации для установок с водяным охлаждением принимается на $2-4^\circ\text{C}$ выше температуры воды, уходящей из конденсатора. Следовательно, $T_k = 38^\circ\text{C}$.

Строится цикл в диаграмме, определяются параметры рабочего тела в характерных точках цикла

№ точки	Давление P , бар	Температура t , $^\circ\text{C}$	Энтальпия i , кДж/кг	Удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$
1	5	145	2750	0,4
2	0,008	4	2060	140
2s	0,008	4	1935	
3	0,008	4	2369	
4s	0,077	90	2650	
4	0,077	125	2832	28
5	0,077	38	175	
6	0,008	145	690	
7	0,008	4	175	
8	0,008	4	0	
9	0,008	4	2500	

Рассчитаем скорости потоков в разных элементах эжектора.
Теоретическая скорость рабочего пара на выходе из сопла:

$$\omega_{1s} = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_{2s})} = \sqrt{2 \cdot (2750 - 1935) \cdot 1000} = 1278 \text{ м/с.}$$

Значение истинной скорости расширения рабочего пара (скорость пара на выходе из сопла):

$$\omega_1 = \omega_{1s} \cdot \varphi_1 = 1278 \cdot 0,92 = 1175 \text{ м/с.}$$

Теоретическая скорость смеси на входе в камеру смешения:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{1 + u} = \frac{1175}{1,239} = 948 \text{ м/с.}$$

Действительная скорость в камере смешения:

$$\omega_3 = \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \frac{\omega_1}{1 + u} = 0,975 \cdot 0,925 \cdot \frac{1175}{1,239} = 855 \text{ м/с.}$$

Скорость смеси на выходе из диффузора принимают равной 70–90 м/с.

Действительный процесс расширения рабочего пара в сопле эжектора (1–2) отличается от теоретического (1–2_s) и протекает с возрастанием энтропии. Энтальпия в конце действительного процесса сжатия (точка 2) определяется соотношением:

$$i_2 = i_1 - \varphi_1^2 \cdot (i_1 - i_{2s}).$$

Скоростной коэффициент φ_1 рекомендуется принимать равным 0,92. Тогда

$$i_2 = 2750 - 0,92^2 \cdot (2750 - 1935) = 2060 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия смеси в конце процесса смешения определяется соотношением

$$i_3 = \frac{i_2 + \Delta i + u \cdot i_9}{1 + u},$$

где изменение энтальпии пара в камере смешения из-за потерь кинетической энергии струи пара.

$$\begin{aligned}\Delta i &= 0,5 \cdot \omega_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\varphi_2^2 \cdot \varphi_3^2}{1 + u} \right) = 0,5 \cdot 1175^2 \cdot \left(1 - \frac{0,975^2 \cdot 0,925^2}{1,239} \right) = \\ &= 403\,000 \text{ Дж/кг} = 403 \text{ кДж/кг}.\end{aligned}$$

Тогда

$$i_3 = \frac{2060 + 403 + 0,239 \cdot 2500}{1,239} = 2369 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия в конце процесса сжатия в диффузоре (точка 4) определяется соотношением:

$$i_4 = 0,5 \cdot (\omega_3^2 - \omega_4^2) + i_3 = 0,5 \cdot \frac{855^2 - 80^2}{1000} + 2369 = 2832 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная холодопроизводительность цикла составит:

$$q_0 = i_9 - i_7 = 2500 - 175 = 2325 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная теплота, отводимая охлаждающей воде в конденсаторе:

$$q_k = i_4 - i_5 = 2832 - 175 = 2657 \text{ кДж/кг}.$$

Количество теплоты, подведенное к рабочему пару в генераторе:

$$q_r = i_1 - i_5 = 2750 - 175 = 2600 \text{ кДж/кг}.$$

Расход холодного пара через испаритель холодильной машины:

$$G_x = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{375}{2325} = 0,161 \text{ кг/с}.$$

Расход рабочего пара определяется через кратность циркуляции a , которая является обратной коэффициенту эжекции u :

$$G_p = \frac{G_x}{u} = \frac{0,161}{0,238} = 0,675 \text{ кг/с.}$$

Тепловой коэффициент холодильной машины составит:

$$\xi = \frac{q_0}{a \cdot q_T} = \frac{2325 \cdot 0,239}{2600} = 0,21.$$

Тепловая нагрузка конденсатора составит:

$$Q_k = q_k \cdot (G_x + G_p) = 2657 \cdot (0,161 + 0,675) = 2146 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка генератора:

$$Q_T = q_T \cdot G_p = 2600 \cdot 0,675 = 1755 \text{ кВт.}$$

После построения цикла и определения параметров в характерных точках цикла выполняется расчет конструктивных параметров элементов эжектора.

Сопло

Площадь входного сечения сопла (м^2):

$$f_p = \frac{G_p \cdot v_1}{\omega_p} = \frac{0,675 \cdot 0,3}{40} = 0,005 \text{ м}^2.$$

Площадь критического сечения сопла (м^2):

$$f_{\text{кр}} = \frac{G_p}{b \cdot \sqrt{\frac{P_p}{v_1}}} = \frac{0,675}{0,635 \cdot \sqrt{\frac{0,7 \cdot 1000000}{0,3}}} = 0,0007 \text{ м}^2.$$

Тогда диаметр критического сечения составит:

$$d_{kp} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{kp}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0007}{3,14}} = 0,0298 \text{ м.}$$

Площадь выходного сечения сопла (м²):

$$f_{p1} = \frac{G_p \cdot v_2}{\omega_1} = \frac{0,675 \cdot 140}{1175} = 0,0804 \text{ м}^2.$$

Диаметр выходного сечения сопла:

$$d_{p1} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{p1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0804}{3,14}} = 0,32 \text{ м.}$$

Длина расширяющейся части сопла:

$$l_{kc} = \frac{d_{p1} - d_{kp}}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,32 - 0,0298}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{10}{2}\right)} = 1,66 \text{ м.}$$

Камера смешения

Площадь сечения цилиндрической камеры смешения:

$$f_3 = \frac{(G_x + G_p)}{b \cdot \sqrt{\frac{P_k}{v_4}}} = \frac{(0,675 + 0,161)}{0,635 \cdot \sqrt{\frac{0,077 \cdot 1\,000\,000}{28}}} = 0,025 \text{ м}^2.$$

Диаметр сечения цилиндрической части камеры смешения:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025}{3,14}} = 0,178 \text{ м.}$$

Длину цилиндрической части камеры смешения принимают равной ее диаметру.

Площадь конической части камеры смешения:

$$f_2 = \beta \cdot f_3 = 2,5 \cdot 0,025 = 0,0625 \text{ м}^2.$$

Диффузор

Площадь сечения на выходе диффузора:

$$f_3 = \frac{(G_x + G_p) \cdot v_4}{\omega_4} = \frac{(0,675 + 0,161) \cdot 28}{80} = 0,29 \text{ м}^2.$$

Диаметр сечения на выходе из диффузора:

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_4}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,29}{3,14}} = 0,61 \text{ м}.$$

Длина диффузора:

$$l_d = \frac{d_4 - d_3}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,61 - 0,178}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{7}{2}\right)} = 3,53 \text{ м}.$$

R718, H₂O, Water

$T_{крит.} = 374,14\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{крит.} = 220,89000\text{ Бар}$, $v_{крит.} = 0,00315\text{ м}^3/\text{кг}$

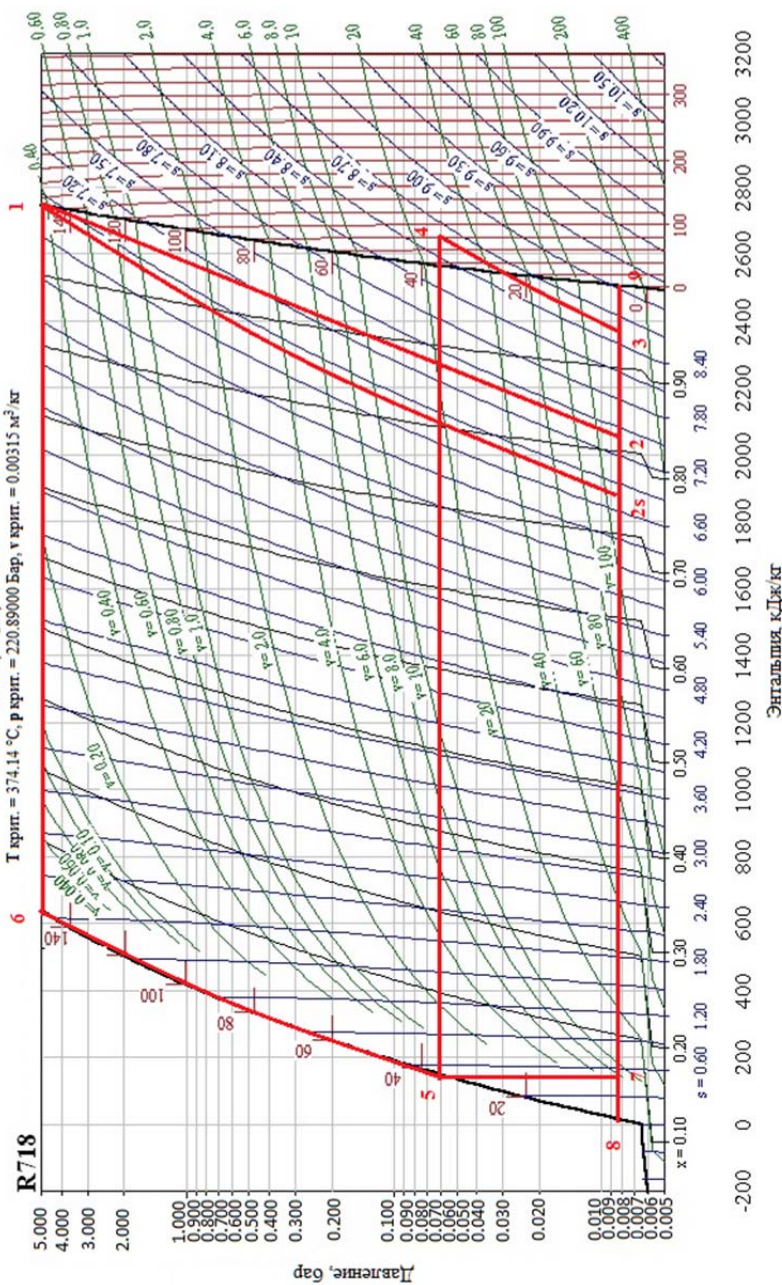


Рис. 11.2. Построение цикла для хладагента R718

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дячек, П. И. Холодильные машины и установки : учебное пособие / П. И. Дячек. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 427 с.
2. Холодильные машины : учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко [и др.]; под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехник, 2006. – 944 с.
3. Брайдерт, Г.-Й. Проектирование холодильных установок. Расчеты, параметры, примеры / Г.-Й Брайдерт; пер. с нем. Л. Н. Казанцевой. – Москва: Техносфера, 2006. – 336 с.
4. Улейский, Т. Н. Холодильное оборудование / Т. Н. Улейский, Р. И. Улейская. – Ростов н/Д: «Феникс», 2000. – 320 с.
5. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин : учебное пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Е. М. Бамбушек [и др.]; под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.
6. Быков, А. В. Холодильные машины. Справочник / под ред. А. В. Быкова. – Москва: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
7. Теплообменные аппараты холодильных машин / Г. Н. Данилова [и др.]. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с.
8. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин [и др.]; под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
9. Холодильная техника / В. Ф. Лебедев [и др.]; под ред. В. Ф. Лебедева. – Москва: Агропромиздат, 1986. – 335 с.
10. Обзор хладагентов. Издание 13. A501-13. – Bitzer Internftional. – 36 с.
11. Рей, Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл; пер. с англ. Е. И. Янговского. – Москва: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
12. Свердлов, Г. З. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Г. З. Свердлов, Б. К. Явнель. – Москва: Пищевая промышленность, 1978. – 264 с.
13. Холодильные машины и аппараты : каталог-справочник: в 3 ч. / под ред. А. В. Быкова. – Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1970. – Ч. 1. – 119 с.

14. Холодильные машины и аппараты : каталог-справочник: в 3 ч. / под ред. А. В. Быкова. – Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1970. – Ч. 2. – 168 с.

15. Холодильные машины и аппараты : каталог-справочник: в 3 ч. / под ред. А. В. Быкова. – Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. – Ч. 3. – 80 с.

16. Чумак, И. Г. Холодильные установки / И. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Г. Чу克林. – Москва: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 344 с.

17. Холодильные установки / И. Г. Чумак [и др.]. – Москва: Агропромиздат, 1991. – 495 с.

18. Чумак, И. Г. Холодильные установки. Проектирование / И. Г. Чумак, Д. Г. Никульшина. – Киев: Вища школа, 1988. – 280 с.

19. Явнель, Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Б. К. Явнель. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 223 с.

Учебное издание

ИВАЩЕНКО Елена Юрьевна
ЗВЕРОК Андрей Сергеевич

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-36 20 01 «Низкотемпературная техника»

Редактор *В. И. Акулёнок*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 30.09.2020. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 4,83. Уч.-изд. л. 3,77. Тираж 100. Заказ 943.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.