

Лекция 2.

Парокомпрессионные холодильные машины. Холодильные агенты, требования к ним. Температурный режим парокомпрессионной холодильной машины. Цикл изменения состояния хладагента в lgP-i диаграмме. Подбор парокомпрессионной холодильной машины. Коэффициенты преобразования энергии (холодильный коэффициент, COP, EER).

Холодильные агенты, требования к ним

Рабочее вещество, посредством которого в холодильной машине осуществляется отвод теплоты от охлаждаемой среды, называется хладагентом. Физические и термодинамические свойства хладагента определяют технические характеристики холодильных машин и конструктивные и эксплуатационные требования к ним.

В соответствии со стандартом ГОСТ ISO 817-2014 система обозначений хладагента включает буквы R (Refrigerant) и цифры, условно обозначающие структуру молекулы. Наиболее распространенные хладагенты - искусственно полученные соединения, образованные путем полного или частичного замещения атомов водорода в углеводородах (метан, этан, пропан) на атомы хлора, фтора и брома. Каждому хладагенту должен быть присвоен идентифицирующий номер, состоящий из 2-4 цифр. Первой цифрой справа является количество атомов фтора (F) в соединении. Второй цифрой справа является число на единицу большее, чем количество атомов водорода (H) в соединении. Третьей цифрой справа является число на единицу меньшее, чем количество атомов углерода (C) в соединении. Когда эта цифра равна нулю, ее не включают в номер. Четвертой цифрой справа является количество двойных связей углерод-углерод в соединении. Например, R134a (CH_2FCF_3). Когда данная цифра равна нулю, ее не включают в номер.

Смеси обозначают номерами хладагентов серии 400 или 500. Смесь, состоящая из двух или более хладагентов, соотношение составов жидкой и паровой фаз которых одинаково при установленном давлении, но может быть

разным при других условиях, называется азеотропной (azeotrope). Смесь, состоящая из двух или более хладагентов, соотношение составов жидкой и паровой фаз которых не равно при любых условиях, называется зеотропной (zeotrope).

Зеотропные смеси обозначают идентифицирующим номером из серии 400. Азеотропные смеси обозначают идентифицирующим номером из серии 500. Чтобы отличить разные зеотропные смеси, имеющие одинаковые хладагенты, но разный состав, после номера добавляют прописную букву (А, В, С...).

Требования к хладагентам связаны с безопасностью использования: токсичность, влияние на окружающую среду, взрывопожаробезопасность. Важно, чтобы холодильный агент обладал невысоким критическим давлением, значительной удельной холодопроизводительностью для соответствующего температурного режима, термической стабильностью, стабильностью в смеси с маслом, был не горюч, нетоксичен, имел невысокую стоимость.

В отличие от хладагентов, которые представляют собой чистые вещества или азеотропные смеси, хладагенты R 407C, R410A являются неazeотропными смесями хладагентов R32 (дифторметана), R125 (пентафторэтана) и R134a. Процентное содержание компонентов в R407C следующее: 23% R32, 25% R125 и 52% R134a, в R410A : 50% R32 и 50% R125. Неazeотропные смеси отличаются тем, что не имеют постоянной температуры насыщения при постоянном абсолютном давлении. Как следствие, температура хладагента на входе в испаритель ниже, чем на выходе из него, а в конденсаторе, наоборот, температура на входе выше, чем на выходе.

Для хладагента R407C характерна температурная текучесть: он испаряется в температурном диапазоне 4,4°C. Явление температурной текучести следует учитывать при подборе поверхностного воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока с хладагентом R407C. Для хладагента

R407C можно говорить только о среднем значении температуры испарения, которая и принимается при расчете фреонового воздухоохладителя. При выборе компрессора используется температура насыщенных паров хладагента при давлении всасывания в компрессор.

R410A является псевдо-азеотропной смесью, то есть его температура при фазовых переходах практически не изменяется. Поэтому при утечке из системы состав смеси в контуре остается без изменений, что позволяет добавить необходимое количество после ремонта и избежать полной регенерации хладагента.

Температурный режим работы парокомпрессионной холодильной

Определяющим для работы парокомпрессионной холодильной машины является температурный режим ее работы. Для конкретной холодильной машины при ее работе давление конденсации и испарения определяются температурой испарения и температурой конденсации, которые зависят соответственно от температуры охлаждаемой среды и температуры среды, охлаждающей конденсатор, и само устанавливаются в зависимости от значения этих параметров. При расчете и подборе холодильной машины расчетный температурный режим назначается в зависимости от значений температуры охлаждаемой среды в испарителе и охлаждающей среды в конденсаторе.

Температурный режим парокомпрессионной холодильной машины определяется значениями следующих температур:

температура испарения;

температура конденсации;

температура всасывания паров рабочего вещества в компрессор;

температура переохлаждения жидкого рабочего вещества.

Одним из отличий действительных циклов является наличие конечной разности температур в процессе теплообмена рабочего вещества с охлаждае-

мой и охлаждающей средой. В действительном цикле одноступенчатой холодильной машины расчетная температура испарения определяется в зависимости от вида охлаждаемой среды.

Когда теплота в испаритель холодильной машины подводится от жидкого теплоносителя: воды, рассола, водного раствора этиленгликоля при непрямом охлаждении, то температура испарения, °C:

$$t_u = t_{срж} - (5 \div 8),$$

где $t_{срж}$ - средняя температура жидкости на входе и выходе из испарителя, перепад температуры жидкого теплоносителя:

$$\Delta t_{ж} = 4 \div 6^{\circ} C .$$

Когда охлаждаемая среда - воздух при непосредственном охлаждении или в случае теплового насоса, то температура испарения, °C:

$$t_u = t_{срв} - 10 ,$$

где $t_{срв}$ - средняя температура воздуха на входе и выходе из конденсатора, а перепад температуры воздуха:

$$\Delta t_{в} = 6 \div 10^{\circ} C .$$

Начальная температура воздуха на входе в испаритель при непосредственном охлаждении принимается равной температуре наружного воздуха для соответствующего периода года или температуре смеси наружного и удаляемого воздуха для фреоновых воздухоохладителей центральных кондиционеров и расчетной температуре внутреннего воздуха для внутренних блоков сплит систем или систем VRF.

Если теплота конденсации отводится водой, то температура конденсации, °C:

$$t_{\kappa} = t_{cpw} + (5 \div 8),$$

где t_{cpw} - средняя температура воды на входе и выходе из конденсатора,

допустимый перепад температуры охлаждающей среды в конденсаторе, °C:

$$\Delta t_w = 4 \div 6^{\circ} C,$$

предельный - $8 \div 10^{\circ} C$.

При применении водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают начальную температуру $t_w = 20^{\circ} C$, а при использовании оборотной воды, охлаждаемой в мокрой градирне, начальная температура воды определяется:

$$t_w = t_{mtn} + (34)^{\circ} C,$$

где t_{mtn} - расчетная температура наружного воздуха по "мокрому" термометру для теплого периода.

Когда теплота конденсации отводится воздухом, то температура конденсации, °C:

$$t_{\kappa} = t_{cpe} + (8 \div 15),$$

где t_{cpe} - средняя температура воздуха на входе и выходе из конденсатора,

перепад температур воздуха в конденсаторе:

$$\Delta t_{\kappa} = 6 \div 10^{\circ} C.$$

Начальная температура воздуха на входе в конденсатор при охлаждении наружным воздухом принимается равной расчетной температуре наружного воздуха для соответствующего периода года, принятой при проектировании системы кондиционирования воздуха для соответствующего географического пункта. Параметры наружного воздуха для расчета конденсаторов с воздуш-

ным охлаждением, сухих охладителей и вентиляторных градирен следует принимать с учетом места их размещения (в тени, на солнце, на плоской кровле вблизи крыш или стен и др.), но не менее расчетных параметров наружного воздуха для систем холодоснабжения и кондиционирования воздуха:

а) для холодильных машин и установок с конденсаторами воздушного охлаждения, расположенных в тени – не менее чем на 3 °С выше температуры сухого термометра (параметры Б) и на 5 °С выше – для конденсаторов, облучаемых солнцем;

б) для вентиляторных градирен, расположенных в тени – на 1,5 °С выше температуры мокрого термометра по параметрам «Б» и на 3 °С выше для вентиляторных градирен, облучаемых солнцем.

При размещении конденсаторов воздушного охлаждения и вентиляторных градирен на плоской кровле, на расстоянии от стен не более 3 м со всех сторон, расчетные значения температур, указанные в перечислениях а) и б) настоящего пункта, следует увеличивать на 5 °С и 3 °С соответственно.

Температура всасывания паров рабочего вещества в компрессор, называемая температурой перегрева, определяется:

$$t_{1'} = t_u + (15 \div 20) .$$

Перегрев на всасывании необходим для того, чтобы обеспечить безопасную работу компрессора, так как попадание жидкости в компрессор не допустимо.

Температура переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем определяется при воздушном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_{\kappa} - (4 \div 7),$$

при водяном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_{\kappa} - (2 \div 3).$$

Приведенные перепады температуры являются ориентировочными, они зависят от рабочего вещества, типа теплообменников испарителя и конденсатора.

Стандартный температурный режим, при котором производители приводят выходные характеристики холодильных машин(кондиционеров) в каталоге обычно определяется параметрами охлаждаемого воздуха или воды на входе в испаритель и параметрами воздуха или воды, охлаждающей конденсатор.

Теоретический и реальный цикл одноступенчатой паровой компрессионной машины в lgP-i диаграмме

Диаграмма lgP-i состояния рабочего вещества построена следующим образом(рис.1).

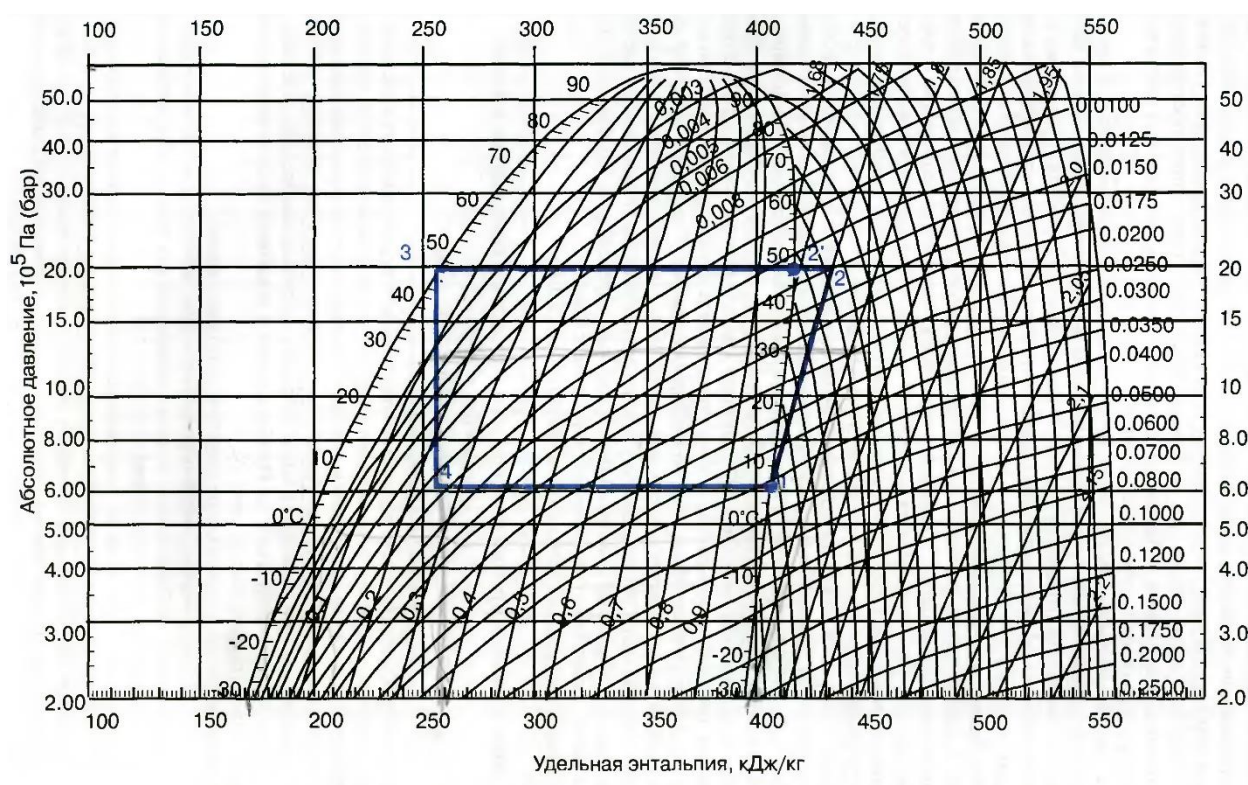


Рис.1 Диаграмма lgP-i и теоретический цикл изменения состояния хладагента

На оси абсцисс откладывается логарифм давления 10^5 Па(бар), на оси ординат-энthalпия рабочего вещества в кДж/кг. На диаграмму нанесена пограничная

кривая, которая делит диаграмму на несколько областей. Самая верхняя точка кривой соответствует точке критического состояния рабочего вещества.

Между кривой- область смешанного состояния рабочего вещества, частично жидкости, частично пара - влажного пара, левее кривой- область жидкого состояния рабочего вещества, правее- область перегретого пара. На левой части кривой до критической точки (линия жидкости) $x=0$, что соответствует состоянию кипящей жидкости при соответствующем давлении, на правой части кривой от критической точки (линия насыщенного пара) $x=1$, что соответствует состоянию насыщенного пара. Между граничными кривыми нанесены промежуточные линии степени сухости пара. Линии постоянной температуры в области влажного пара совпадают с линиями постоянного давления, в области жидкого состояния – с линиями постоянной энтальпии, в области перегретого пара представляют из себя кривые, направленные вниз. На диаграмму нанесены также наклонные области перегретого пара линии постоянного удельного объема или изохоры. Удельный объем - это величина обратная плотности рабочего вещества в соответствующем состоянии.

Каждая точка на диаграмме соответствует определенному состоянию рабочего вещества, по двум известным параметрам (кроме давления и температуры) определяются другие термодинамические параметры состояния. Для достижения высокой точности могут быть использованы таблицы состояния соответствующего хладагента, преимуществом диаграммы является ее наглядность и удобство определения удельных величин. Каждая линия на диаграмме - процесс изменения термодинамических параметров состояния рабочего вещества, длина отрезков, определяющая разность энтальпий, характеризует удельное количество теплоты, отводимое в процессе конденсации, подводимое в процессе испарения, удельное количество внешней работы, совершаемой в компрессоре. Идеальные процессы испарения - от линии жидкости до линии насыщенного пара, процессы конденсации – от линии пара до линии жидкости.

На $\lg P-i$ диаграмме может быть построен теоретический цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины со всасыванием насыщенных паров (рис.1). Насыщенный пар $t.1$ всасывается и адиабатически сжимается в компрессоре до состояния $t.2$ по линии постоянной энтропии $s=0$, далее из перегретого пар превращается в насыщенный – процесс $2-2'$, который конденсируется – процесс $2' -3$ при постоянном давлении конденсации, в дросселирующем устройстве происходит снижение давления от давления конденсации до давления испарения – процесс $3-4$. При дросселировании хотя и происходит резкое уменьшение давления и температуры, но нет теплообмена с окружающей средой, поэтому энтальпия неизменна.

Реальный цикл отличается от идеального цикла за счет переохлаждения в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством, перегрева между испарителем и компрессором, отличия реального процесса сжатия от идеального, связанного с теплообменом компрессора с окружающей средой, потерями давления во всасывающих и нагнетательных патрубках компрессора, утечками и протечками рабочего вещества и т.д. Приближенный к реальному цикл изменения состояния хладагента изображен на рис.2. Основные отличия этого цикла от теоретического следующие:

- $1-1'$ - процесс, учитывающий перегрев насыщенных паров в испарителе и соединительных трубопроводах, перегрев необходим для того, чтобы обеспечить безопасную работу компрессора;
- $1'-1''$ - потери давления во всасывающем патрубке поршневого компрессора, точка $1''$ характеризует состояние паров, поступающих в компрессор;
- реальный процесс сжатия протекает по политропе – процесс $1''-2''$, а не по адиабате из-за теплообмена рабочего вещества в компрессоре с окружающей средой, и т.д.;

- положение точки 2''' учитывает потери давления в нагнетательном патрубке компрессора;
- 3-3' - процесс переохлаждения паров в трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством;
- 3'-3'' – процесс потерь давления в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством.

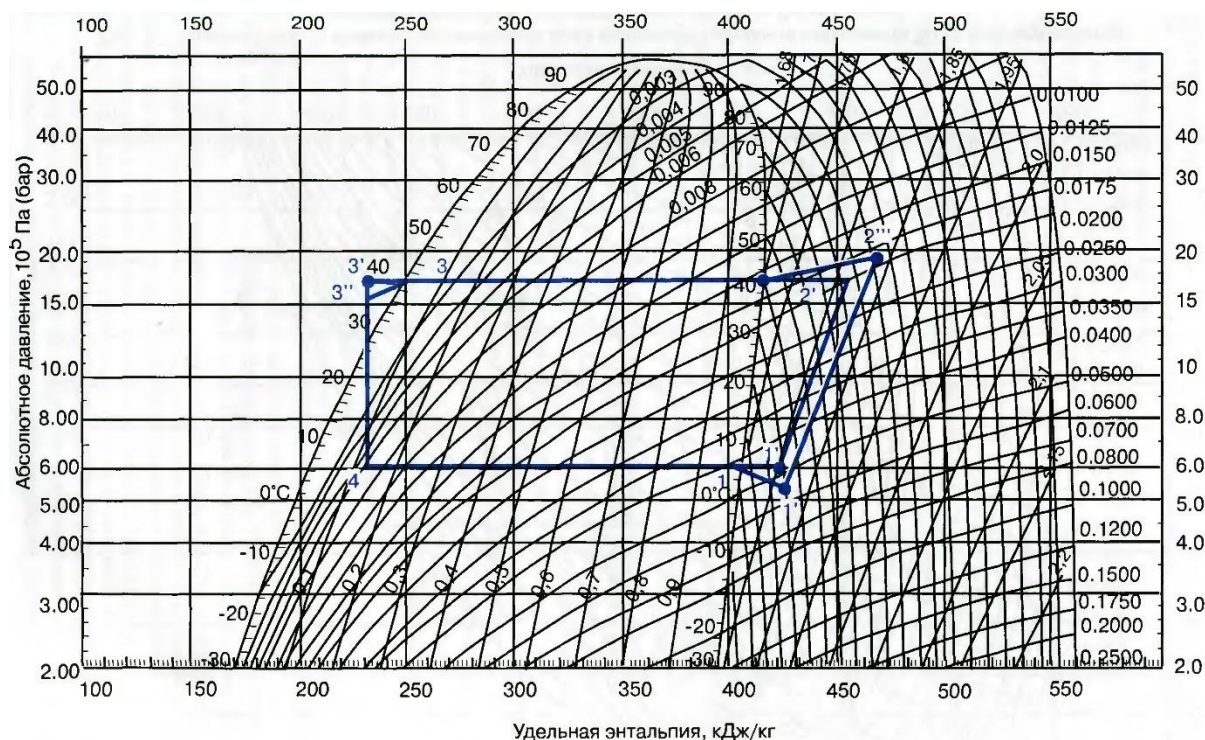


Рис.2. Реальный цикл изменения состояния хладагента в lgP-i диаграмме

Обычно при расчете парокомпрессионной холодильной машины строится цикл, приближенный к реальному, но при этом учитываются только перегрев паров перед компрессором 1-1' и переохлаждение жидкости после конденсации 3-3', процесс сжатия изображается по линии постоянной энтропии как адиабатное сжатие (рис.3). Отличие реального процесса сжатия в компрессоре от идеального учитывается введением соответствующих коэффициентов в расчет: коэффициента подачи, индикаторного коэффициента полезного действия, механического коэффициента полезного действия холодильной машины.

Холодопроизводительность парокомпрессионной холодильной машины:

$$Q_x = M_x q_x;$$

где M_x - массовый расход хладагента, кг/с, определяемый:

$$M_x = \frac{\lambda V_h}{\nu_1};$$

где λ - коэффициент подачи компрессора;

V_h - теоретический объем компрессора или для поршневого компрессора - геометрический объем, описываемый поршнем;

ν_1 - удельный объем рабочего вещества в точке всасывания в компрессор, м³/кг;

q_x - удельная холодопроизводительность, определяемая из $lgP-I$ диаграммы при построении цикла для соответствующего температурного режима как разность энтальпий соответствующих точек, кДж/кг.

Электрическая мощность, потребляемая электродвигателем компрессора, кВт:

$$N_{\text{э}} = \frac{N_i}{\eta_m \eta_{\text{э}}};$$

где N_i -индикаторная мощность, кВт :

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i},$$

N_m - теоретическая мощность, кВт:

$$N_m = M_x l_m ;$$

$\eta_i, \eta_m, \eta_{\text{э}}$ - коэффициенты полезного действия: индикаторный, механический к.п.д. компрессора и к.п.д. электродвигателя;

l_m - удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, определяемая из $lgP-I$ диаграммы при построении цикла для соответствующего температурного режима как разность энтальпий соответствующих точек кДж/кг.

Холодильный коэффициент или коэффициент преобразования энергии, как отношение холодопроизводительности холодильной машины к потребляемой электрической мощности холодильным агрегатом:

$$\varepsilon_x = \frac{Q_x}{N_g + N_e + N_n}, \quad (1)$$

где N_g, N_n - мощность, потребляемая вентилятором и насосом холодильного агрегата, кВт.

Тепловой коэффициент (коэффициент преобразования энергии в режиме теплового насоса):

$$\varepsilon_m = \frac{Q_k}{N_g + N_e + N_n}, \quad (2)$$

где Q_k - количество теплоты, обводимое в конденсаторе, определяемое из уравнения энергетического баланса холодильной машины

$$Q_k = Q_x + N_i;$$

либо по удельному количеству теплоты:

$$Q_k = M_x q_k.$$

Все показатели работы холодильной машины могут быть определены расчетом на основе построения цикла изменения состояния хладагента на $lgP-i$ диаграмме для определенного температурного режима работы холодильной машины.

Анализ приведенных зависимостей позволяет сделать вывод о том, что холодопроизводительность, потребляемая мощность, холодильный и тепловой коэффициенты парокомпрессионной холодильной машины являются функциями температуры и давления испарения, температуры и давления конденсации, причем зависимость эта неявная, так все величины, входящие в формулы, являются нелинейной функцией этих параметров. В свою очередь температура испарения и конденсации определяются значениями температуры среды, охлаждающей конденсатор, и среды, поступающей в испаритель.

Для чиллера, работающего в режиме охлаждения, определяющими являются температура жидкости, выходящей из испарителя, и температура воздуха или воды, поступающих в конденсатор. В режиме теплового насоса при воздушном охлаждении определяющими является температура воздуха, поступающего в испаритель, непосредственно связанная с постоянно изменяющейся температурой наружного воздуха, а также температура теплоносителя в системе отопления или горячего водоснабжения. При водяном охлаждении чиллера определяющими являются температура воды, поступающей в испаритель от источника низкопотенциальной теплоты, и температура теплоносителя потребителя теплоты.

Показатели могут быть определены расчетом на основе построения цикла на $\lg P-i$ диаграмме для определенного температурного режима работы холодильной машины, определяемого решением системы уравнений, описывающих ее работу совместно с потребителями холода и системой охлаждения конденсатора для режима охлаждения или источниками низкопотенциальной теплоты и потребителями теплоты для режима теплового насоса.

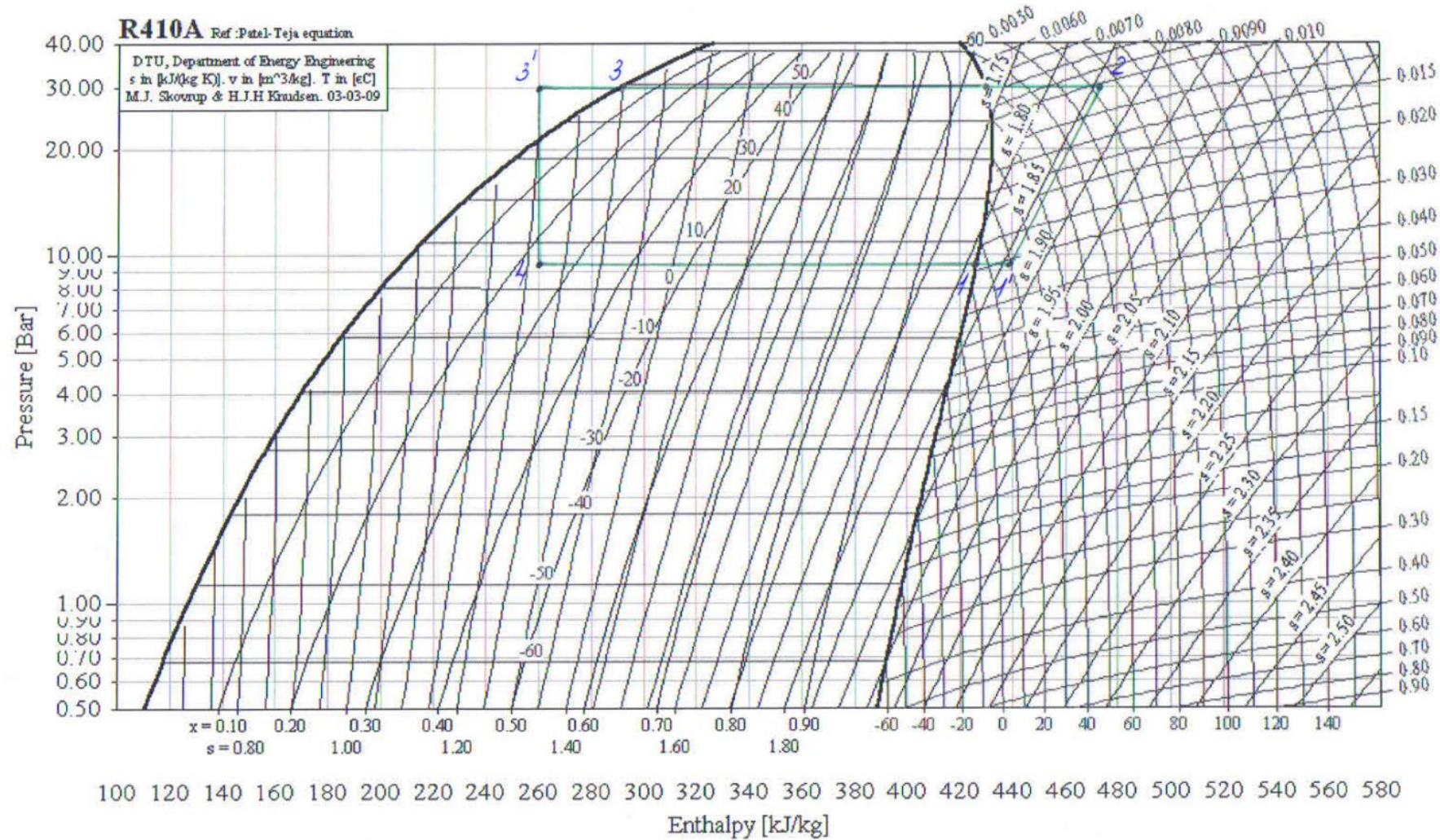


Рис. 3. Цикл изменения состояния хладагента R410A на lgP-i диаграмме

Анализ графических зависимостей позволяет сделать следующие выводы. При изменении температуры испарения в режиме охлаждения происходят одинаковые по знаку изменения работы компрессора и удельной холодопроизводительности, влияние изменения температуры испарения сказывается больше, чем температуры конденсации. При увеличении температуры испарения холодопроизводительность увеличивается. В чиллере в режиме охлаждения поддерживается относительное постоянство температуры испарения, связанное с определенными относительно постоянными значениями температуры охлаждаемой среды. При увеличении температуры конденсации холодопроизводительность уменьшается.

При работе чиллера в режиме теплового насоса, когда конденсатор охлаждается воздухом, температура испарения является функцией изменяющейся температуры наружного воздуха. С уменьшением температуры наружного воздуха, температура испарения понижается, при этом также уменьшается количество теплоты, отводимое от конденсатора, то есть снижается теплопроизводительность. При определенной температуре наружного воздуха, начиная с $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, значительно уменьшается тепловой коэффициент, и работа чиллера в режиме теплового насоса становится неэффективной.

С увеличением температуры теплоносителя у потребителя теплоты (системы отопления или горячего водоснабжения) тепловой коэффициент и теплопроизводительность парокомпрессионной холодильной машины уменьшаются.

Подбор холодильной машины

Подбор холодильных машин производится одним из трех методов: путем пересчета холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталоге, по графическим характеристикам

холодильных машин или по таблицам, по теоретической объемной подаче компрессора, входящего в комплект холодильной машины.

Перерасчет холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный(указанный в каталогах) проводят по формуле:

$$Q_x^c = Q_x^p \frac{\lambda^c q_x^c v_1^p}{\lambda^p q_x^p v_1^c},$$

где параметры с верхним индексом р(рабочий) соответствуют рабочему режиму работы парокompрессионной машины, параметры с верхним индексом с (спецификационный) соответствуют температурному режиму работы, при котором приведено значение холодопроизводительности в каталоге.

Значения λ, q_x, v_1 определяют по таблицам состояния рабочего вещества или на основе построения цикла изменения состояния хладагента на диаграмме lgP-i.

Второй способ подбора и определения текущих значений тепло- и холодопроизводительности по таблицам или графикам является наиболее простым и употребительным. Чаще всего применяется для чиллеров. Наиболее точным является третий метод, основанный на тепловом расчете холодильного цикла машины при расчетном режиме.

Исходными данными для расчета являются: количество вырабатываемого холода Q_x , определяемое как сумма затрат холода на обработку воздуха в системе кондиционирования воздуха и потерь холода в изолированных трубопроводах (10% от затрат), температура холодной воды на входе и выходе из системы холодоснабжения фэнкойлов и воздухоохладителей центрального кондиционера $t_{жн}$ и $t_{жк}$, способ охлаждения конденсатора холодильной машины и температура охлаждающей среды (воды или воздуха).

Задачей теплового расчета холодильной машины является определение требуемой объемной подачи компрессора, его подбор, определение тепловой нагрузки на конденсатор и испаритель, подбор конденсатора и испарителя.

Порядок расчета холодильной машины:

1. Составляют расчетную схему парокомпрессионной холодильной машины. Обычно используется одноступенчатая холодильная машина (рис.4).
2. Выбирают расчетный температурный режим работы установки: t_u, t_k, t_1, t_3 , °C.

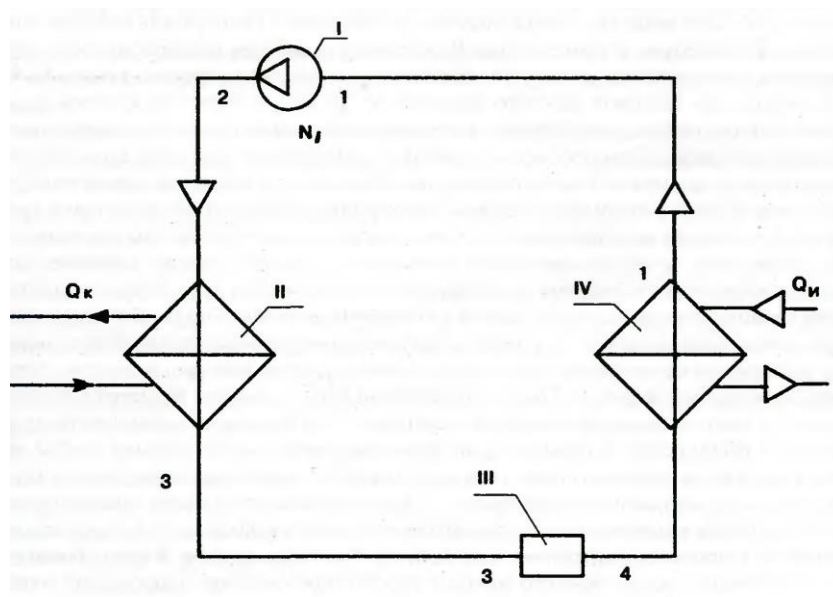


Рис. 4. Схема одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины:

I- компрессор, II- конденсатор, III- дросселирующий клапан, IV- испаритель

3. Строят цикл изменения состояния хладагента R 410A в холодильной машине на диаграмме $\lg P-i$ (рис.3):

- наносят на диаграмму t_1 на линию $x=1$ при температуре испарения t_u и t_3 на линию $x=2$ при температуре конденсации t_k , проводят линии постоянной температуры и изобары P_u и P_k , соответствующие t_u и t_k ;

- продолжают линию P_u до пересечения с изотермой температуры перегрева t_1 , (кривая линия в области перегретого пара) в точке 1';

- через т.1' проводят линию постоянной энтропии до ее пересечения с изобарой $P_k = \text{const}$ в т.2;

- проводят линию изотермы t_3 , в области жидкости, которая совпадает с линией постоянной энтальпии $i_{3'} = \text{const}$, и на ее пересечении с изобарами P_u и P_k получают точки 3' и 4;

- определяют энтальпию хладагента во всех точках цикла и удельный объем его паров v_1' , м³/кг, в точке 1'.

4. Определяют удельные характеристики цикла:

удельная холодопроизводительность, кДж/кг:

$$q_x = i_{1'} - i_4 ;$$

удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе, кДж/кг:

$$q_k = i_2 - i_{3'} ;$$

удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, кДж/кг:

$$l = i_2 - i_{1'} .$$

5. Определяют требуемый массовый расход хладагента M_x , кг/с:

$$M_x = \frac{Q_x}{q_x} .$$

6. Требуемая объемная производительность компрессора V_k , м³/с:

$$V_k = \frac{M v_{1'}}{\lambda} ,$$

где λ - коэффициент подачи компрессора, который учитывает объемные потери, которыми сопровождается действительный процесс сжатия.

Коэффициент подачи спирального компрессора принимают в диапазоне $\lambda = 0,9 \dots 0,95$.

Определяют степень повышения давления:

$$\Lambda = \frac{P_{\kappa}}{P_u}.$$

По значениям V_{κ} и Λ выбирают компрессор так, чтобы подача компрессора V'_{κ} была больше величины, полученной при расчете.

7. Определяют действительную холодопроизводительность компрессора, кВт:

$$Q'_x = M'_x q_x,$$

где M'_x - действительный массовый расход хладагента, кг/с:

$$M'_x = \frac{\lambda V'_{\kappa}}{v'_1}.$$

8. Электрическая мощность компрессора, кВт:

а) теоретическая $N_m = M'_x l_m$;

б) индикаторная $N_i = \frac{N_m}{\eta_i}$;

в) на валу электродвигателя $N_{\varepsilon} = \frac{N_i}{\eta_m \eta_{\varepsilon}}$,

где η_i $\eta_{мех}$ $\eta_{эл}$ - коэффициенты полезного действия; индикаторный $\eta_i = 0,8-0,9$, механический $\eta_m = 0,9$; электродвигателя $\eta_{\varepsilon} = 0,85 - 0,9$.

9. Определяют тепловую нагрузку на конденсатор Q_{κ} , кВт, из уравнения энергетического баланса холодильной машины:

$$Q_{\kappa} = Q'_x + N_i.$$

10. Для подбора конденсатора определяют требуемую площадь теплопередающей поверхности конденсатора, м²:

$$A_k = \frac{Q_k \cdot 10^3}{k_k \Delta t_{cp}^k},$$

где k_k - коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м²К), определяемый для определенного типа конденсатора по соответствующей литературе с использованием критериальных зависимостей;

Δt_{cp}^k - среднелогарифмический температурный перепад, определяемый по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \quad (3)$$

где $\Delta t_{\delta} = t_k - t_{wh}^k$; t_{wh}^k - температура охлаждающей среды на входе в конденсатор, °С; $\Delta t_m = t_k - t_{wh}^k - \Delta t_k$ (рис.6).

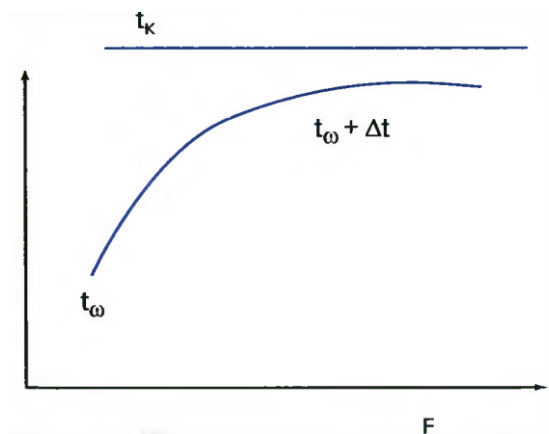


Рис. 6. Схема движения теплообменивающихся сред в конденсаторе

Расход воды, охлаждающей конденсатор, кг/час:

$$G_w = \frac{3600 Q_k}{c_w \Delta t_k}.$$

11. Требуемая площадь поверхности испарителя определяется аналогично

$$A_u = \frac{Q_x \cdot 10^3}{k_u \Delta t_{cp}^u},$$

где k_u - коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м²·К),
определяемый для определенного типа испарителя по соответствующей
литературе с использованием критериальных зависимостей;

Δt_{cp}^u для испарителя находится также по (3), где Δt_o и Δt_m
определяются из графика рис. 7: $\Delta t_o = t_{wk} - t_u$; $\Delta t_m = t_{wn} - t_u$.

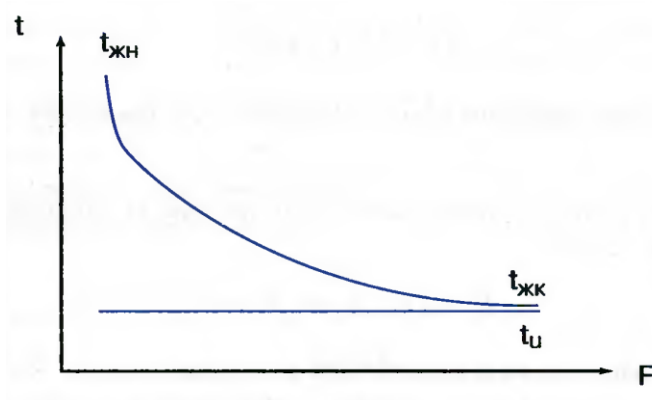


Рис. 7. Схема движения теплообменивающихся сред в испарителе

При сравнении холодильных машин используются коэффициенты, оценивающие эффективность их работы: степень энергетической эффективности холодильного цикла (агрегата) и эффективность использования электрической энергии для выработки холода и теплоты.

Степень энергетической эффективности холодильного цикла (COP coefficient of performance), называемая в отечественной практике теоретическим холодильным коэффициентом цикла (Карно), определяется по формуле

$$\varepsilon_{xm} = \frac{q_x}{l},$$

q_x — удельная теоретическая холодопроизводительность, определяемая как разность энтальпий насыщенного хладагента при температуре испарения (давлении всасывания паров в компрессор) и энтальпии жидкого хладагента на входе в испаритель, кДж/кг;

l – удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, как разность энтальпий сжатых паров хладагента на выходе из компрессора и перегретого пара на входе в компрессор, кДж/кг.

Значение COP или $\varepsilon_{\text{хт}}$ реального цикла холодильной машины будет меньше за счет неизбежных потерь мощности и уменьшения действительной холодопроизводительности по сравнению с теоретической.

В отечественной практике эти показатели называются действительным холодильным и тепловым коэффициентом агрегата. Действительный холодильный коэффициент реальной холодильной машины определяется, как отношение ее действительной холодопроизводительности, выраженной в Вт, к потребляемой электрической мощности холодильным агрегатом в Вт по формуле 1.

Действительный тепловой коэффициент теплового насоса определяется по формуле 2.