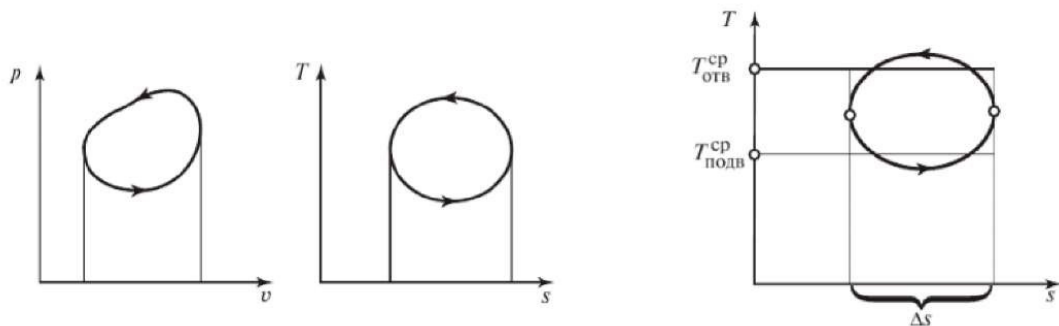


План лекции:

1. Обратные тепловые циклы
2. Цикл воздушной холодильной установки
3. Цикл парокомпрессионной холодильной установки
4. Вопросы для дистанционного освоения лекции

1. ОБРАТНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ

Охлаждение тел до температуры ниже температуры окружающей среды осуществляется с помощью **холодильных установок**, работающих по обратному тепловому циклу. **Обратным называют цикл, в котором работа сжатия превышает работу расширения и за счет подведенной работы теплота передается от холодного источника к горячему.**



Теплоту, отбираемую из холодного источника, обычно обозначают Q_2 ; теплоту, отдаваемую горячему источнику, Q_1 , а работу, подводимую в цикле, $L_{ц}$. В удельных величинах можно записать:

$$q_1 = q_2 + l_{ц} \quad (1)$$

т.е. горячему источнику в обратном процессе передается теплота, равная сумме теплоты, отбираемой из холодного источника, и теплоты, эквивалентной подводимой в цикле работе.

Подобно теплосиловой установке холодильная установка включает в себя устройство для сжатия рабочего тела (компрессор или насос) и устройство, в котором происходит расширение рабочего тела.

Рабочие тела холодильных установок называют хладагентами; расширение рабочего тела может происходить с совершением полезной работы (в поршневой машине или турбомашине) и без совершения работы, т.е. принципиально необратимо (посредством дросселирования). **Применение принципиально необратимого способа расширения рабочего тела (без отдачи полезной работы) коренным образом отличает схему холодильной установки от схемы теплосиловой установки, где необратимость играет лишь сопутствующую и отрицательную роль.**

Машины, применяемые в холодильных установках для охлаждения рабочего тела (хладагента) в процессе его расширения с совершением работы, называют **детандерами**. Из рассмотрения T,s -диаграммы следует, что при расширении от давления p_1 до давления p_2 наибольшее понижение температуры будет достигнуто в том случае, когда расширение происходит по изэнтропе. Поэтому детандеры снабжаются тщательной

теплоизоляции, чтобы процесс расширения был по возможности близок к адиабатному. Детандеры подразделяются на поршневые и турбинные (турбодетандеры). Принципиальная схема поршневого детандера сходна со схемой поршневого двигателя, а схема турбодетандера - со схемой турбины.

Для характеристики эффективности цикла холодильной установки применяется так называемый **холодильный коэффициент** ε , определяемый следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{ц}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (2)$$

Если воспользоваться понятием о средних температурах подвода и отвода теплоты в цикле, то можно записать:

$$q_2 = T_{\text{подв}}^{\text{ср}} \Delta s; \quad q_1 = T_{\text{отв}}^{\text{ср}} \Delta s \quad (3)$$

здесь $T_{\text{подв}}^{\text{ср}}$ - средняя температура подвода теплоты к хладагенту от холодного источника; $T_{\text{отв}}^{\text{ср}}$ - средняя температура отвода теплоты от хладагента к горячему источнику; Δs - изменение энтропии между крайними точками цикла. С учетом этих соотношений уравнение (2) может быть представлено в виде:

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{подв}}^{\text{ср}}}{T_{\text{отв}}^{\text{ср}} - T_{\text{подв}}^{\text{ср}}} \quad (4)$$

Чем выше значение ε , тем более эффективен цикл холодильной установки: тем меньшую работу $l_{ц}$ нужно затратить, чтобы отвести от охлаждаемого тела (холодный источник) одно и то же количество теплоты q_2 .

Одной из основных характеристик теплосиловых установок является мощность установки. **Холодильные установки характеризуются холодопроизводительностью - количеством теплоты, отбираемой от охлаждаемого объекта в единицу времени.** Обычно холодопроизводительность измеряется в кДж/ч (или в Вт).

Нетрудно показать, что обратимый холодильный цикл Карно является наиболее эффективным из всех холодильных циклов, осуществляемых в заданном интервале постоянных температур. Естественно, что, так же как и в случае теплосиловых циклов, циклы реальных холодильных установок отличаются от цикла Карно.

Холодильные установки по виду хладагентов делятся на две основные группы:

газовые (в частности, воздушные) **холодильные установки**, в которых хладагент - воздух - находится в состоянии, далеком от линии насыщения;

паровые холодильные установки, в которых в качестве хладагентов используются пары различных веществ. Паровые холодильные установки подразделяются на **парокомпрессионные, парожеткорные и абсорбционные.**

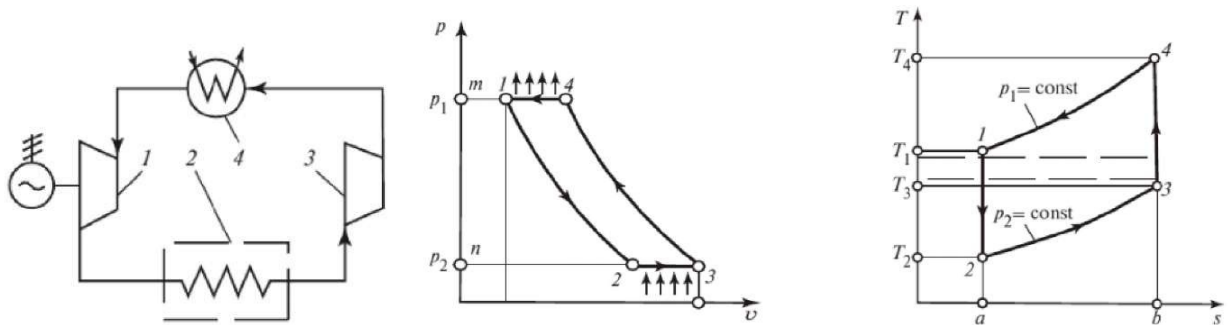
Отдельную группу составляют термоэлектрические холодильные установки, принцип действия которых основан на использовании эффекта Пельтье, а также установки, основанные на термомагнитном эффекте Эттингсхаузена. В холодильных установках этого типа хладагент отсутствует.

Холодильные установки, работающие при температурах ниже 120 К, принято называть **криогенными установками.**

К холодильным установкам относятся и устройства для получения предельно низких температур методом, например, адиабатного размагничивания парамагнитных солей.

2. ЦИКЛ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Воздушная холодильная установка была одним из первых типов холодильных установок, примененных на практике.



Хладагент (воздух) расширяется в детандере 1 от давления p_1 , до давления p_2 , совершая работу, отдаваемую детандером внешнему потребителю (например, производя электроэнергию с помощью соединенного с детандером электрогенератора). Воздух, охлажденный в результате процесса адиабатного расширения в детандере от температуры T_1 до температуры T_2 , поступает в охлаждаемый объем 2, из которого он отбирает теплоту. Процесс передачи теплоты от охлаждаемого объема к воздуху происходит при постоянном давлении воздуха $p_2 = \text{const}$. Отвод теплоты из охлаждаемого объема возможен только в том случае, если температура воздуха в течение всего изобарного процесса отбора теплоты будет меньше, чем температура охлаждаемого объема. В принципе температура воздуха на выходе из охлаждаемого объема T_3 может сравняться с температурой охлаждаемых тел; на практике же она всегда немного ниже этой температуры. На выходе из охлаждаемого объема воздух направляется в компрессор, где его давление повышается от p_2 до p_1 (при этом температура воздуха возрастает от T_3 до T_4). Сжатый компрессором воздух поступает в охладитель 4. Охладитель представляет собой теплообменник поверхностного типа, в котором температура воздуха снижается вследствие отдачи теплоты охлаждающей воде, циркулирующей через охладитель. В принципе, температура воздуха на выходе из охладителя T_1 может быть сделана сколь угодно близкой к температуре охлаждающей воды, однако на практике температура воздуха всегда несколько выше температуры охлаждающей воды. Процесс в охладителе происходит при постоянном давлении воздуха ($p_1 = \text{const}$).

Цикл воздушной холодильной установки на p, v -диаграмме состоит из процессов: 1-2 - адиабатный процесс расширения воздуха в детандере; 2-3 - изобарный процесс отвода теплоты из охлаждаемого объема; 3-4 - процесс сжатия в компрессоре; 4-1 - изобарный процесс охлаждения воздуха в охладителе. На этой диаграмме 3-4-1 - линия сжатия воздуха, а 1-2-3 - линия расширения. Работа, затрачиваемая на привод компрессора, изображается площадью $m-4-3-n-m$, а работа, производимая воздухом в детандере, - площадью $m-1-2-n-m$. Следовательно, работа $l_{ц}$, затрачиваемая в цикле воздушной холодильной установки, изображается площадью 1-2-3-4-1.

Процесс в компрессоре может осуществляться либо по адиабате, либо по изотерме, либо по политропе с показателем $1 < n < k$. При одном и том же отношении давлений p_1/p_2 наибольшее увеличение температуры газа в компрессоре имеет место при адиабатном сжатии. Теплоотвод от воздуха интенсифицируется при увеличении температурного перепада между воздухом и водой. Однако при заданной температуре

охлаждающей воды увеличение температуры воздуха влечет за собой увеличение затраты работы.

Как видно из T,s -диаграммы, цикл воздушной холодильной машины можно рассматривать как обращенный цикл газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$ и адиабатным сжатием воздуха в компрессоре. На T,s -диаграмме теплота q_2 , отводимая из охлаждаемого объема, изображается площадью $a-2-3-b-a$; работа, затрачиваемая в цикле - площадью $1-2-3-4-1$ и теплота, отдаваемая охладителю, - площадью $1-a-b-4-1$.

Давление воздуха в воздушных холодильных установках обычно невелико (как правило, не выше 500 кПа). С помощью воздушных холодильных установок температура в охлаждаемом объеме может поддерживаться в широком диапазоне. Поэтому при расчетах циклов воздушных холодильных установок воздух в общем случае следует рассматривать как реальный газ. Однако в тех случаях, когда температура в охлаждаемом объеме значительно выше критической температуры воздуха (последняя равна $-140,7^\circ\text{C}$, или 132,5 К), воздух можно считать идеальным газом с постоянной теплоемкостью.

Теплота q_2 , отбираемая воздухом из охлаждаемого объема (холодного источника) в изобарном процессе 2-3, равна

$$q_2 = h_3 - h_2, \quad (5)$$

а теплота q_1 , отдаваемая воздухом охлаждающей воде в охладителе (горячему источнику) в изобарном процессе 4-1, равна:

$$q_1 = h_4 - h_1 \quad (6)$$

Считая воздух идеальным газом с постоянной теплоемкостью, получаем:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)} = \frac{1}{\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} - 1}. \quad (7)$$

Для адиабатных процессов: $T_4/T_3 = (p_4/p_3)^{(k-1)/k}$, $T_1/T_2 = (p_1/p_2)^{(k-1)/k}$. Поскольку для изобарных процессов $p_1 = p_4$, $p_2 = p_3$, то из (13.12) и (13.13) очевидно, что:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}. \quad (8)$$

С учётом этого соотношения нетрудно показать, что

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (9)$$

Подставляя (9) в (7), получаем:

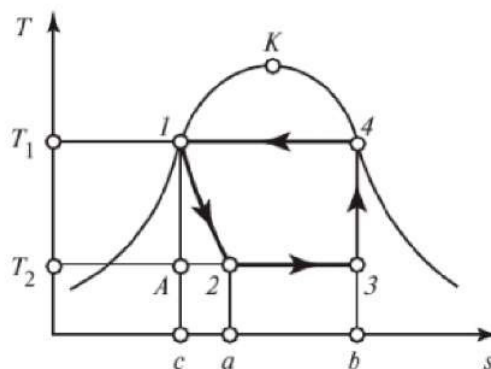
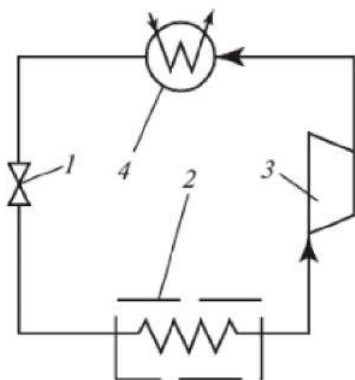
$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{1}{(p_1/p_2)^{(k-1)/k} - 1} \quad (10)$$

Воздушные холодильные установки с поршневым компрессором были распространены во второй половине XIX в., однако уже с начала XX в. они практически перестали применяться в промышленности из-за их малой экономичности. В настоящее

время широко применяются установки с турбокомпрессорами и с регенерацией, благодаря чему возрастает экономичность воздушных холодильных установок и расширяется область их применения.

3. ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Осуществить в холодильной установке подвод и отвод теплоты по изотермам удастся в том случае, если в качестве хладагента используется влажный пар какой-либо легкокипящей жидкости, т.е. жидкости, у которой температура кипения при атмосферном давлении меньше температуры окружающей среды ($< 20\text{ }^{\circ}\text{C}$). В этом смысле подобный цикл напоминает теплосиловой цикл Ренкина, осуществляемый во влажном паре также с целью обеспечения изотермических процессов подвода и отвода теплоты.



Сжатый в компрессоре 3 до давления p_1 влажный пар поступает в охладитель (конденсатор) 4, где за счет отдачи теплоты охлаждающей воде происходит конденсация пара. Процесс конденсации происходит по изобаре-изотерме 4-1, так что из конденсатора выходит жидкость в состоянии насыщения, соответствующем точке 1 на T,s -диаграмме. В случае, когда процесс отвода теплоты происходит по изотерме, разность температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды может быть весьма малой.

Казалось бы, что далее жидкий хладагент должен быть направлен в детандер. Однако создание детандера, в котором расширяется и совершает работу не газ и даже не пар, а насыщенная жидкость, представляет собой трудную задачу. Поэтому в холодильных установках, использующих в качестве хладагентов влажные пары легкокипящих жидкостей, как правило, детандеры не применяются и вместо процесса расширения с отдачей внешней работы используется процесс расширения без отдачи внешней работы, т.е. **процесс дросселирования**. Вспомним, что дросселирование влажного пара всегда происходит с понижением температуры. Процесс адиабатного дросселирования сопровождается ростом энтропии дросселируемого вещества; энтальпия вещества в результате адиабатного дросселирования не изменяется.

Жидкость при давлении p_1 и температуре T_1 направляется в дроссельный (или, как иногда говорят, редуцирующий) вентиль 1, где она дросселируется до давления p_2 . Из редуцирующего вентиля выходит влажный пар при температуре T_2 и с малой степенью сухости. Необратимый процесс дросселирования в редуцирующем вентиле изображен на T,s -диаграмме линией 1-2.

На выходе из редуцирующего вентиля влажный пар направляется в помещенный в охлаждаемом объеме испаритель 2, где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, содержащаяся во влажном паре жидкость испаряется; степень сухости влажного пара при этом возрастает. Изобарно-изотермический процесс подвода теплоты к хладагенту в испарителе от охлаждаемого объема изображается на T,s -диаграмме линией 2-3.

Давление выбирается таким образом, чтобы соответствующая этому давлению температура насыщения была несколько ниже температуры охлаждаемого объема. В отличие от детандера редукционный вентиль позволяет осуществлять плавное регулирование температуры в охлаждаемом объеме посредством изменения степени открытия редукционного вентиля, обуславливающей давление и температуру влажного пара в испарителе.

Из испарителя пар высокой степени сухости направляется в компрессор, где он адиабатно сжимается от давления p_2 , до давления p_1 . В процессе адиабатного сжатия (линия 3-4) степень сухости пара возрастает, так что из компрессора выходит сухой насыщенный пар.

Обычно пар после охлаждаемого объема сепарируется, в результате чего влага отделяется и в компрессор поступает сухой насыщенный пар; это приводит к повышению КПД компрессора. Заметим, что в разных режимах работы установки возможны случаи, когда состояние пара, выходящего из компрессора, может оказаться как в области насыщения, так и в области перегрева. Затем пар направляется в конденсатор 4, и цикл замыкается.

Такого рода установка называется парокompрессионной, так как в ней сжатие влажного пара осуществляется с помощью компрессора. Рассмотренный цикл отличается от обратного цикла Карно только тем, что охлаждение хладагента от температуры T_1 , до температуры T_2 вместо обратимой адиабаты расширения в детандере происходит по необратимой адиабате расширения в дроссельном вентиле 1-2. Необратимость процесса дросселирования приводит к некоторому уменьшению холодопроизводительности цикла по сравнению с обратным циклом Карно.

В рассматриваемом **цикле парокompрессионной холодильной установки** работа, затрачиваемая на привод компрессора, осуществляющего адиабатное сжатие хладагента, равна:

$$l_k = h_4 - h_3. \quad (11)$$

Поскольку расширение хладагента в этом цикле происходит без отдачи внешней работы (в процессе расширения $h_1 = h_2$), очевидно, что работа, затрачиваемая в цикле, равна работе компрессора l_k .

Теплота, подводимая к хладагенту в охлаждаемом объеме, равна:

$$q_2 = h_3 - h_2. \quad (12)$$

Подставляя эти значения в уравнение (2), получаем следующее выражение для холодильного коэффициента парокompрессионного цикла:

$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} \quad (13)$$

Как показывают расчеты, значение ε цикла парокompрессионной холодильной установки отличается от ε холодильного цикла Карно значительно меньше, чем у цикла воздушной холодильной установки. Таким образом, парокompрессионная холодильная установка имеет по сравнению с воздушной холодильной установкой значительно более высокий холодильный коэффициент, а также обеспечивает большую холодопроизводительность. **Парокompрессионная холодильная установка при малом температурном интервале термодинамически более совершенна, чем воздушная холодильная установка. При большом температурном интервале выгоднее окажется газовая холодильная установка.**

Основные требования, предъявляемые к хладагентам парокомпрессионных установок, сводятся к тому, чтобы, во-первых, тот интервал температур, в котором осуществляется цикл, лежал между критической и тройной точками этого вещества (т.е. чтобы в этом интервале температур мог существовать влажный пар); во-вторых, нужно, чтобы в этом интервале температур давление насыщенных паров хладагента было, с одной стороны, не слишком низким (это потребовало бы применения глубокого вакуума в установке и тем самым существенно усложнило бы ее), а с другой стороны, не слишком высоким (это тоже привело бы к усложнению установки).

Верхняя температура цикла парокомпрессионной холодильной установки T_1 примерно одинакова для циклов, осуществляемых с различными веществами, поскольку она определяется значением температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор. Так же как и в конденсаторах теплоэлектростанций, в конденсаторах холодильников температура охлаждающей воды может изменяться в пределах от 0 до 30 °С. В среднем в разного рода оценочных расчетах можно считать, что температура охлаждающей воды 20 °С, и в соответствии с этим значением принять верхнюю температуру цикла (т.е. температуру конденсации при верхнем давлении цикла p_4) равной 25-30 °С.

Нижняя температура цикла T_2 задается заранее в зависимости от назначения холодильной установки. Парокомпрессионные холодильные установки применяются для получения и поддержания в охлаждаемом объеме температур от 0 до -120 °С, а иногда и ниже. Понятно, что при конструировании холодильной установки выбор хладагента определяется интервалом температур, в котором работает установка. Желательно, чтобы при нижней температуре цикла T_2 давление насыщенных паров хладагента было близко к атмосферному; это позволило бы упростить установку, предъявляя к ней меньшие требования в отношении вакуумной плотности.

Из T, s - диаграммы следует, что теплота, отбираемая из охлаждаемого объема за один цикл (площадь $a-2-3-b-a$), тем больше, чем больше разность энтропий $s_3 - s_2$, поскольку

$$q_2 = T_2 (s_3 - s_2). \quad (14)$$

Разность $(s_3 - s_2)$ тем больше, чем «шире» цикл, т.е. чем больше разность энтропии $(s_4 - s_1)$, причем:

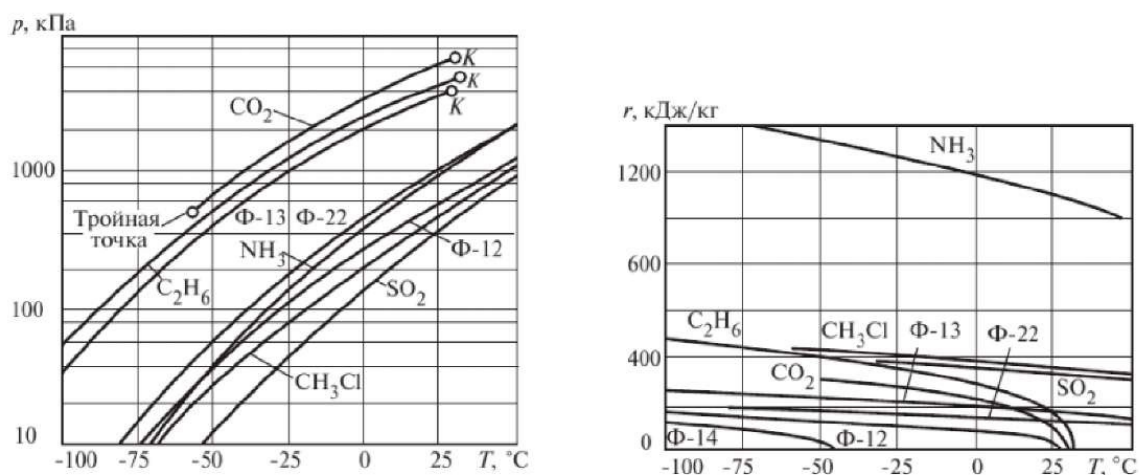
$$s_4 - s_1 = \frac{r}{T_1} \quad (15)$$

где r - **теплота парообразования данного хладагента при температуре T_1** . Отсюда следует, что при одном и том же расходе хладагента в установке холодопроизводительность цикла тем выше, чем больше теплота парообразования хладагента при верхней температуре цикла. Таким образом, величина r может служить одним из критериев для оценки хладагента.

Для парокомпрессионных холодильных установок было предложено много различных хладагентов. **Рассмотрим наиболее широко применяемые хладагенты.**

Отметим вначале, что для указанного интервала температур **вода не может быть применена в качестве хладагента**, поскольку, во-первых, температура тройной точки воды равна 0,01 °С (и, следовательно, ниже этой температуры двухфазная смесь состоит не из пара и воды, а из пара и льда) и, во-вторых, давление насыщения воды при температурах даже выше тройной точки весьма мало (в тройной точке $p_3 = 610.8$ Па, а

при 5 °С - 871,8 Па). Поэтому водяной пар неприменим в холодильных установках, обеспечивающих $T_2 < 3$ °С.



На рисунке представлена зависимость давления насыщения различных хладагентов от температуры в интервале температур от -100 до +50 °С и температурная зависимость теплоты парообразования хладагентов в том же интервале температур.

Диоксид углерода, который был одним из первых хладагентов, примененных в холодильной технике, имеет при $T_1 = 20$ °С значительное давление насыщенных паров (5700 кПа), что приводит к усложнению холодильной аппаратуры, использующей этот хладагент; даже при $T_1 = -30$ °С давление паров диоксида углерода составляет 1430 кПа.

Хорошим хладагентом является аммиак NH_3 . При $T_1 = 20$ °С давление насыщенных паров аммиака составляет 857 кПа, тогда как атмосферному давлению (98 кПа) соответствует температура насыщения, равная -34 °С. Следовательно, создание аммиачной парокомпрессионной холодильной установки на температуры $T_2 > -34$ °С не требует применения вакуума, что, естественно, значительно упрощает конструкцию установки. Следует отметить также, что **аммиак имеет значительно большую теплоту парообразования** и, следовательно, обеспечивает большую холодопроизводительность на 1 кг хладагента. Эти качества делают аммиак одним из лучших хладагентов, широко применяемых в промышленных холодильных установках. Недостатками аммиака являются его токсичность и коррозионная активность по отношению к цветным металлам, вследствие чего в бытовых холодильных установках аммиак не применяется.

Большое распространение в качестве хладагентов получили так называемые фреоны - фторхлорпроизводные простейших предельных углеводородов (в основном метана). Отличительными качествами фреонов являются их химическая стойкость, нетоксичность, отсутствие взаимодействия с конструкционными материалами (при $T < 200$ °С). Температура кипения при атмосферном давлении для фреонов различных типов изменяется в широком интервале температур. Так, фреон-14 (CF_4) при атмосферном давлении кипит при -128 °С; фреон-13 (CClF_3) - при -82 °С; фреон-22 (CHClF_2) - при -40,8 °С.

Наиболее распространенным из фреонов является фреон-12, используемый, в частности, во многих бытовых холодильниках. По своим термодинамическим свойствам фреон-12 сходен с аммиаком, однако имеет меньшую, чем аммиак, теплоту парообразования.

4. ВОПРОСЫ ДЛЯ ДИСТАНЦИОННОГО ОСВОЕНИЯ ЛЕКЦИИ

1. Назовите коренное отличие в схеме холодильной установки от схемы теплосиловой установки.
Ответ:
2. Нарисуйте схему воздушной холодильной установки и запишите формулу, определяющую холодильный коэффициент такой установки.
Ответ:
3. Нарисуйте схему и цикл парокомпрессионной холодильной установки. Укажите в цикле принципиально необратимый процесс.
Ответ:
4. Запишите формулу определяющую холодильный коэффициент парокомпрессионной холодильной установки.
Ответ:
5. Перечислите основные требования, предъявляемые к хладагентам парокомпрессионных установок. Запишите названия наиболее широко применяемых хладагентов.
Ответ:
Фамилия Имя Отчество:
Группа:
Подпись:
Дата: