



24 АПРЕЛЯ 2025 Г.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Модуль учебной программы

ЦОЙ А.П., ГРАНОВСКИЙ А.С.
ТОО «ТЕНИЗ»
Казахстан, Алматы



ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Описание модуля	2
1. Принципы работы парокомпрессионной холодильной машины..	3
1.1. Как работает холодильная машина?	3
1.2. Схема работы холодильной машины.....	3
1.3. Классификация холодильных машин по температуре охлаждаемого объекта	6
1.4. Теоретическое определение параметров цикла холодильной машины	7
1.5. Теоретическое определение параметров цикла холодильной машины	8
1.3.1. Требуемая температура охлаждаемого объекта	8
1.3.2. Температура кипения хладагента	8
1.3.3. Температура конденсации хладагента.....	9
1.3.4. Перегрев хладагента в испарителе.....	10
1.3.5. Переохлаждение хладагента в конденсаторе.....	10
1.4. Измерение параметров цикла на действующей холодильной машине	10
1.4.1. Температура кипения хладагента в испарителе	10
1.4.2. Температура конденсации хладагента в конденсаторе.....	11
1.4.3. Перегрев хладагента на выходе из испарителя	11
1.4.4. Измерение переохлаждения хладагента на выходе из конденсатора.....	12
1.4.5. Измерение температуры нагнетания.....	13
1.5. Требуемая холодопроизводительность Q_0	13
2. Расчёт цикла холодильной машины	14
2.1. Диаграмма $\lg p - i$	14
2.2. Построение цикла идеальной холодильной машины	15
2.3. Расчет цикла одноступенчатой холодильной машины	17
2.4. Реальный цикл охлаждения с учетом потерь	21
2.5. Показатели COP, EER, SEER	23
3. Циклы реальных холодильных машин	24
3.1. Работа холодильной машины в режиме теплового насоса.....	24
3.2. Действительный цикл с регенеративным теплообменником и герметичным компрессором	25
3.3. Цикл холодильной машины с экономайзером	27
Контрольные вопросы.....	28
Рекомендуемая литература	28
Видеоролики	28
Тестовые вопросы.....	29
Приложение 1. Коэффициенты подачи компрессоров	30
Приложение 2. Глоссарий	31

ОПИСАНИЕ МОДУЛЯ

После прохождения данного модуля вы сможете:

1. Понимать принцип работы холодильной машины;
2. Описывать процессы, происходящие внутри холодильной машины;
3. Называть основные компоненты холодильного контура;
4. Называть трубопроводы холодильной машины;
5. Определять нормальное значение температуры кипения и температуры конденсации для заданной холодильной машины;
6. Определять соответствуют ли параметры цикла холодильной машины нормальным значениям;
7. Производить построение цикла холодильной машины на диаграмме $\lg p - i$;
8. Рассчитывать электрическую мощность, потребляемую компрессором.

Требуемые учебные материалы:

1. Распечатки диаграммы $\lg p - i$ для хладагентов R22, R134a, R404a, R410a;
2. Листы бумаги, ручка или карандаш, линейка, электронный калькулятор;
3. Манометрический коллектор с механическими манометрами;
4. Любой электронный термометр;
5. Линейка холодильщика.

Презентация: «Цикл холодильной машины»

Требования к начальным знаниям и навыкам:

Перед прохождением данного модуля необходимо изучить модуль «Основные теоретические понятия».

Юридическая информация:

Передача пособия или его частей третьим лицам без разрешения авторов запрещена. Авторы данного пособия сделали все возможное, чтобы пособие содержало полную и достоверную информацию. При этом авторы не несут ответственность за любые последствия, возникшие в следствие применения представленной информации.

При наличии замечаний или предложений по содержанию данной инструкции просим направлять их на электронную почту: teniz@bk.ru.

1. ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

1.1. Как работает холодильная машина?

Мы уже знаем, что жидкости при испарении поглощают теплоту. Таким образом, чтобы осуществить охлаждение нужно поместить жидкость в некоторый сосуд (назовем его испарителем), и при этом снижая давление над поверхностью жидкости можно добиться снижения температуры кипения. Т.е., например, если какое-либо вещество при атмосферном давлении кипит при $+5^{\circ}\text{C}$, если мы хотим, чтобы вещество кипело при более низкой температуре, нам достаточно установить компрессор, который будет откачивать образующиеся пары из испарителя. В результате давление над поверхностью жидкости снизится и снизится температура кипения жидкости в испарителе. Теперь, регулируя производительность компрессора, мы можем получить практически любую нужную нам температуру кипения.

Однако, используемые в холодильных машинах рабочие вещества, как правило достаточно сложны в производстве и имеют высокую стоимость. В связи с этим, после того как они испарятся, нужно каким-то способом вернуть их в исходное агрегатное состояние. Обычно это осуществляется следующим образом.

Парообразное вещество нагнетается компрессором в другой сосуд (назовем его конденсатором), где оно сжимается до такой величины давления, чтобы при данном давлении температура конденсации вещества была выше температуры окружающей среды. Если при указанном давлении вещество начать охлаждать, отводя тепло в окружающую среду, его температура достигнет температуры конденсации и вещество начнет превращаться в жидкость. Когда вещество полностью превратится в жидкость, его можно повторно использовать для охлаждения.

Для этого необходимо соединить конденсатор и испаритель трубопроводом малого диаметра, чтобы его гидравлическое сопротивление было столь высоким, чтобы жидкий хладагент постепенно мог из конденсатора перетекать в испаритель.

1.2. Схема работы холодильной машины

Остановимся на принципе работы и физических процессах, происходящих в холодильной машине. Для примера рассмотрим работу холодильной машины для охлаждения воздуха (с воздухоохладителем) и конденсатором, охлаждаемым воздухом (конденсатором воздушного охлаждения).

Охлаждение в любой парокомпрессионной холодильной машине обеспечивается за счет непрерывной циркуляции хладагента по замкнутому циклу с осуществлением четырех физических процессов: сжатия, конденсации, дросселирования и кипения.

Принципиальная схема компрессионного цикла охлаждения показана на рис. 1.

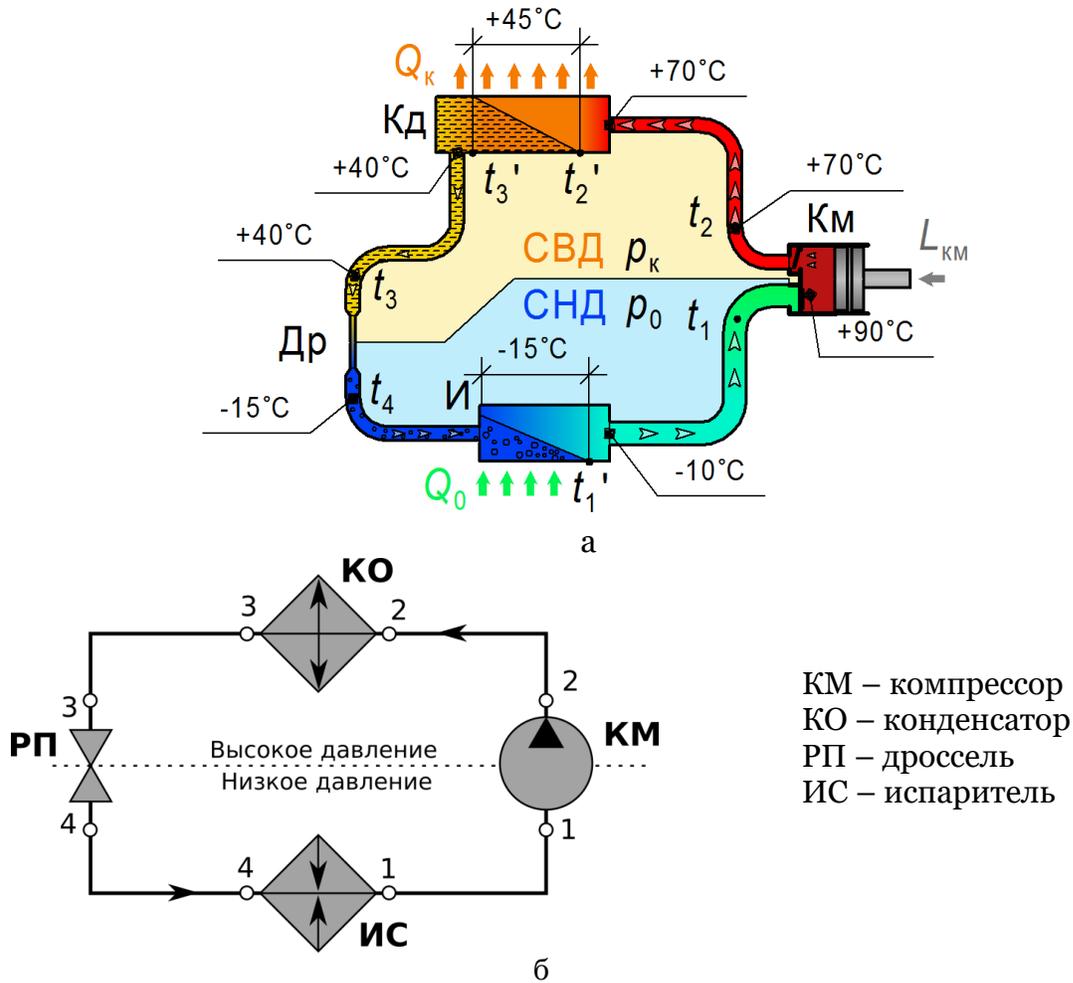


Рис. 1. Схема компрессионного холодильного цикла: а – схема холодильной машины; б – принципиальная схема (с использованием стандартных условных обозначений)

Начнем рассмотрение работы цикла с выхода испарителя (участок 1-1). Здесь хладагент находится в парообразном состоянии с низким давлением и температурой.

Парообразный хладагент всасывается компрессором (участок 1-2), который повышает его давление до давления конденсации p_k (10...40 бар) и температуру нагнетания t_2 повышает до 70...135 °С (участок 2–2).

Далее в конденсаторе (участок 2–3) при постоянном давлении конденсации p_k проходит три процесса:

1. В начальном участке конденсатора хладагент охлаждается от температуры нагнетания до температуры конденсации t_k .
2. На среднем участке парообразный хладагент **конденсируется**, т.е. при постоянной температуре переходит в жидкую фазу. Температура конденсации t_k как правило выше температуры окружающей среды на 10...20 °С.
3. В последней части конденсатора жидкий хладагент **переохлаждается**, т.е. его температура становится ниже температуры конденсации. На выходе из конденсатора (точка 3) хладагент находится в жидком состоянии при высоком давлении. Температура жидкости на выходе из конденсатора оказывается несколько ниже температуры конденсации. **Переохлаждение** Δt_{sc} в конденсаторах обычно составляет примерно 3...5 °С.

Затем хладагент в жидкой фазе при высокой температуре и давлении поступает в дроссель (или дросселирующее устройство) (участок 3–4), где

происходит **дросселирование**. При этом давление и температура хладагента резко уменьшаются. Часть жидкости при этом может испариться, переходя в парообразную фазу. Таким образом, в испаритель попадает смесь пара и жидкости (точка 4).

Жидкость кипит в испарителе (участок 4-1) при низком давлении кипения p_0 и температуре кипения t_0 , которая на 5...20 °С ниже температуры охлаждаемого объекта $t_{об}$. При этом хладагент отбирает тепло у охлаждаемого объекта, и вновь переходит в парообразное состояние.

Важно отметить, что компрессор может сжимать только парообразное вещество. Если в него попадет жидкость, сжать её он не сможет. Более того при такой ситуации в его рабочем органе сжатия будут происходить **гидроудары** (по 1000...3000 и более раз в минуту), в результате чего его механические узлы очень быстро выйдут из строя. Поэтому важно обеспечить такую работу испарителя холодильной машины, чтобы в нем весь хладагент полностью превращался в пар и не содержал в себе ни капли жидкости. Для этого достаточно обеспечить температуру пара на выходе из испарителя выше температуры кипения хладагента. Другим словами необходимо, чтобы хладагент на выходе из испарителя имел **перегрев** Δt_{sh} . В этом случае даже самые маленькие капельки хладагента испаряются, и в компрессор не попадает жидкость. Величина перегрева Δt_{sh} обычно составляет 5...8 °С, но в некоторых случаях может достигать 30 °С.

Перегретый пар выходит из испарителя (точка 1), и цикл возобновляется.

Таким образом, при работающем компрессоре хладагент постоянно циркулирует по замкнутому контуру, меняя свое агрегатное состояние с жидкого на парообразное и наоборот.

Общую информацию о состоянии хладагента на различных участках цикла можно представить в виде таблицы 1. Обратите внимание, что каждый из трубопроводов холодильной машины имеет определенное название:

Таблица 1 – Агрегатное состояние хладагента в разных участках холодильного цикла

Участок	Название участка	Процесс	Агрегатное состояние хладагента
1-1	Всасывающий трубопровод	–	Перегретый пар (с низким давлением и температурой)
1-2	Компрессор	Сжатие (адиабатное $s=\text{const}$)	Перегретый пар
2-2	Нагнетательный трубопровод	–	Перегретый пар (с высоким давлением и температурой)
2-3	Конденсатор	Конденсация (изобарная $p=\text{const}$)	Сначала перегретый пар, далее смесь пара и жидкости и на выходе переохлажденная жидкость
3-3	Жидкостной трубопровод	–	Переохлажденная жидкость (с высоким давлением и температурой)
3-4	Дроссель	Дросселирование ($i=\text{const}$)	Сначала переохлажденная жидкость, далее кипящая жидкость
4-4	Расширительный трубопровод	Кипение хладагента ($p=\text{const}$)	Кипящая жидкость (с низким давлением и температурой)
4-1	Испаритель	Кипение (изобарное $p=\text{const}$)	Сначала кипящая жидкость, на выходе перегретый пар (с низким давлением и температурой)

Всасывающий трубопровод – соединяет испаритель и компрессор;

Нагнетательный трубопровод – соединяет компрессор и конденсатор;

Жидкостной трубопровод – соединяет конденсатор и дроссель;

Расширительный трубопровод – соединяет дроссель и испаритель. Этого трубопровода во многих холодильных машинах нет, так как выход дросселя напрямую подключается к испарителю.

Все компрессионные циклы холодильных машин включают два определенных уровня давления. Граница между ними проходит через нагнетательный клапан на выходе компрессора с одной стороны и вход в дроссель с другой стороны. Нагнетательный клапан компрессора и выходное отверстие регулятора потока являются разделительными точками между сторонами высокого и низкого давлений в холодильной машине.

На стороне высокого давления находятся все элементы, работающие при давлении конденсации. На стороне низкого давления находятся все элементы, работающие при давлении кипения (испарения).

Несмотря на то, что существует много типов компрессионных холодильных машин, принципиальная схема цикла в них практически одинакова.

Важно также отметить, что все процессы в холодильной машине происходят одновременно и они взаимосвязаны между собой. Изменения в работе одного компонента холодильной машины влияют на работу всех остальных компонентов.

Простейшая схема холодильной машины рассматривается в видеороликах [V6, V7].

1.3. Классификация холодильных машин по температуре охлаждаемого объекта

Особенности конструкции холодильных машин в значительной степени зависят от того, какую температуру охлаждаемого объекта они поддерживают.

Холодильные машины могут быть классифицированы следующим образом:

1. **Высокотемпературные** (High temperature HT): температура охлаждаемого объекта выше 0°C (системы кондиционирования воздуха, чиллеры, холодильные установки для хранения охлажденных продуктов, тепловые насосы);
2. **Среднетемпературные** (Medium temperature MT): температура охлаждаемого объекта от -20°C до 0°C (холодильные установки для хранения замороженных продуктов);
3. **Низкотемпературные** (Low temperature LT): температура охлаждаемого объекта ниже -20°C (морозильные установки, хранение замороженных продуктов).

Границы температурных диапазонов указаны приблизительно. У разных производителей точные значения границ диапазонов могут отличаться.

1.4. Теоретическое определение параметров цикла холодильной машины

Таблица 2 – Температурный режим работы холодильной машины с конденсатором воздушного охлаждения

Параметр	Об.	Темп. режим	Значение	Пояснение	Где
Температура кипения	t_o	ЛТ	$t_{об} - (5...10) \text{ }^\circ\text{C}$	В бытовых кондиционерах до 20 $^\circ\text{C}$.	в испарителе
		МТ	$t_{об} - (5...15) \text{ }^\circ\text{C}$		
		НТ	$t_{об} - (10...20) \text{ }^\circ\text{C}$		
Температура конденсации	t_k	ЛТ	$t_{окр} + (8...12) \text{ }^\circ\text{C}$		в конденсаторе
		МТ, НТ	$t_{окр} + (10...20) \text{ }^\circ\text{C}$		
Температура нагнетания	t_2	все	$< (90...135) \text{ }^\circ\text{C}$	В зависимости от типа компрессора и хладагента.	На выходе из компрессора
Перегрев полезный (хладагента)	Δt_{sh}	все	4...10 $^\circ\text{C}$	Для машин с ТРВ.	На выходе из испарителя
			5...30 $^\circ\text{C}$	Для машин с капиллярной трубкой	
Переохлаждение (хладагента)	Δt_{sc}	все	3...5 $^\circ\text{C}$	При отсутствии теплообменников для переохлаждения хладагента	На выходе из конденсатора

$t_{об}$ – требуемая температура охлаждаемого объекта, $^\circ\text{C}$; $t_{окр}$ – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$

Таблица 3 – Изменение температуры воздуха при прохождении через теплообменники

Параметр	Об.	Темп. Режим	Значение	Пояснение	Где
Охлаждение в воздухоохладителе	$\Delta t_{в.и}$	ЛТ, МТ	2...10 $^\circ\text{C}$	Обычно не измеряется при диагностике	в испарителе
		НТ	8...12 $^\circ\text{C}$	В кондиционерах при высокой скорости вентилятора	
			10...15 $^\circ\text{C}$	В кондиционерах при низкой скорости вентилятора	
Нагрев	$\Delta t_{в.к}$	все	3...8 $^\circ\text{C}$		в конденсаторе

Стоит обратить внимание, что представленные сведения о цикле работы холодильной машины будут в дальнейшем постоянно требоваться при проведении диагностики холодильных машин, при их ремонте, при подборе деталей на замену (т.е., другими словами, они будут нужны всегда). Поэтому данные таблиц 1, 2 и 3 следует запомнить и постоянно держать в памяти.

1.5. Теоретическое определение параметров цикла холодильной машины

Как правило холодильные машины проектируют таким образом, чтобы основные параметры цикла находились в диапазонах, обозначенных в таблице 2. Совокупность перечисленных параметров называют **расчетным температурным режимом работы холодильной машины** (или просто расчетным режимом). Далее рассмотрим подробнее, каким образом можно оценивать возможные значения параметров цикла.

1.3.1. Требуемая температура охлаждаемого объекта

В первую очередь вам следует узнать какую температуру охлаждаемого объекта $t_{об}$ должна поддерживать рассматриваемая холодильная машина.

Как правило минимальная температура охлаждаемого объекта, которую может поддерживать данная машина, представлена:

1. На табличке с характеристиками холодильной машины на корпусе;
2. В паспорте;
3. В документации завода-изготовителя;
4. В настройках контроллера холодильной установки.

1.3.2. Температура кипения хладагента

Температура кипения хладагента t_0 должна быть ниже требуемой температуры охлаждаемого объекта. Для большинства холодильных машин температура кипения хладагента на 5...10 К ниже минимальной температуры охлаждаемого объекта, которую они могут поддерживать.

Пример: имеем бытовой холодильник, в морозильной камере которого температура должна поддерживаться на уровне -12°C . Необходимо оценить температуру кипения хладагента t_0 .

Решение:

Температура кипения хладагента будет находиться в следующем диапазоне:

$$t_{0,\max} = t_{об} - 5 = -12 - 5 = -17^{\circ}\text{C};$$
$$t_{0,\min} = t_{об} - 10 = -12 - 10 = -22^{\circ}\text{C}.$$

Таким образом в большинстве случаев температура кипения во всех подобных холодильниках будет находиться в диапазоне $-15...-22^{\circ}\text{C}$.

Стоит отметить, что разница между температурой охлаждаемого объекта и температурой кипения хладагента как правило называется **температурным напором на испарителе $\Delta t_{и}$** .

В некоторых случаях температурный напор на испарителе может достигать 20К. К примеру, такое его значение можно встретить в торговых холодильных установках, которые должны поддерживать температуру камеры в широком диапазоне от -20 до $+10^{\circ}\text{C}$. В таких установках, к примеру может оказаться, что температура охлаждаемого объема в конкретной ситуации составляет -5°C , в то время как температура кипения будет составлять $-25...-30^{\circ}\text{C}$. Столь низкие температуры кипения заложены в установку исходя из необходимости снижения температуры в охлаждаемом объеме до -20°C .

Аналогичную ситуацию можно наблюдать в малых бытовых кондиционерах. Они как правило могут охлаждать воздух в помещении до $+16^{\circ}\text{C}$. Исходя из этого температура кипения хладагента t_0 в них составляет обычно $+5^{\circ}\text{C}$.

1.3.3. Температура конденсации хладагента

Температура конденсации хладагента для конденсаторов, охлаждаемых воздухом, как правило на 10...20°C выше температуры воздуха, поступающего в конденсатор.

При проектировании холодильной машины с конденсатором воздушного охлаждения следует считать, что расчетная температура воздуха, поступающего в конденсатор [5]:

$$t_{\text{окр}} = t_{\text{в.макс}} + \Delta t_{\text{с.р}} \cdot \beta_{\text{п}}$$

где $t_{\text{в.макс}}$ – максимальная температура атмосферного воздуха, принятая по столбцу 4 таблицы 2 для заданного города СНиП 23-01-99 (температура воздуха обеспеченностью 0,99 из таблицы «Климатические параметры теплого периода года»);

$\Delta t_{\text{с.р}}$ – дополнительный нагрев воздуха за счет действия солнечной радиации. Его следует принимать в зависимости от географической широты:

- Для южной зоны (широта ниже 50°): $\Delta t_{\text{с.р.}}=15^{\circ}\text{C}$;
- Для средней зоны (широта 50...60°): $\Delta t_{\text{с.р.}}=10^{\circ}\text{C}$;
- Для северной зоны (широта выше 60°): $\Delta t_{\text{с.р.}}=5^{\circ}\text{C}$.

$\beta_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий расположение конденсатора:

- на плоской кровле: 1,0;
- на стене, освещаемой солнечным светом: 0,7;
- в тени (с северной стороны здания): 0,3

Разницу между расчетной температурой окружающей среды и температурой конденсирующегося хладагента называют **температурным напором на конденсаторе** $\Delta t_{\text{к.макс}}$. С учетом температурного напора на конденсаторе, расчетная температура конденсации (°C):

$$t_{\text{к}} = t_{\text{окр}} + \Delta t_{\text{к.макс}}$$

При этом температурный напор на конденсаторе может произвольно задаваться разработчиком холодильной машины в диапазоне от 10 до 20°C. Однако его назначают таким образом, чтобы расчетная температура конденсации не превышала максимально-допустимую температуру конденсации для используемой модели компрессора. В большинстве случаев компрессоры могут работать при температуре конденсации не более +60°C.

Пример: определить расчетную температуру конденсации для холодильной машины с конденсатором воздушного охлаждения, расположенную в городе Алматы. Конденсатор подвержен воздействию солнечного света, так как расположен на плоской крыше здания.

Решение:

Под данным столбца 4 таблицы 2 СНиП 23-01-99 температура воздуха составляет +31,5°C. С учетом влияния солнечной радиации расчетная температура воздуха: $t_{\text{окр}} = 31,5 + 1 \cdot 15 = 46,5^{\circ}\text{C}$.

Далее очевидно, что если температурный напор на конденсаторе принять равным 15°C, то температура конденсации поднимется выше +60°C, что для некоторых моделей компрессоров недопустимо. Поэтому примем температурный напор на конденсаторе равным 10°C. Тогда $t_{\text{к}} = 46,5 + 10 = 56,5$. Заложенный температурный напор на конденсаторе далее будет необходимо учитывать при подборе конденсатора воздушного охлаждения.

Для уже действующей холодильной машины температурный напор на конденсаторе для конкретной холодильной машины приблизительно можно считать постоянным. Поэтому температура конденсации будет главным образом зависеть только от температуры воздуха, поступающего в конденсатор.

Пример: В действующей холодильной машине с обыкновенным конденсатором воздушного охлаждения, если температура окружающего воздуха будет $+25^{\circ}\text{C}$, температура конденсации будет иметь значение $+40^{\circ}\text{C}$.

При температуре окружающего воздуха $+35^{\circ}\text{C}$ в той же холодильной машине температура конденсации будет составлять $+50^{\circ}\text{C}$.

Важно понимать, что в большинстве холодильных установок температура конденсации не должна опускаться ниже определенного значения (как правило $+35\dots+40^{\circ}\text{C}$). Дело в том, что при более низкой температуре конденсации, давление в конденсаторе будет столь мало, что через дроссель не будет проходить достаточное количество хладагента. Поэтому, в холодильных установках, которые работают при низких температурах окружающей среды, при чрезмерном снижении температуры конденсации срабатывают автоматические устройства, которые не дают снизиться температуре конденсации еще сильнее.

1.3.4. Перегрев хладагента в испарителе

При предварительных оценках можно считать, что перегрев хладагента будет составлять от 5 до 10 К.

1.3.5. Переохлаждение хладагента в конденсаторе

Как правило величина переохлаждения хладагента во всех установках находится в диапазоне 3...5 К.

1.4. Измерение параметров цикла на действующей холодильной машине

Теперь, когда вы имеете общее представление о параметрах цикла холодильной машины, рассмотрим подробнее, как указанные параметры цикла измерить на действующей холодильной установке. Это необходимо, чтобы понять, функционирует ли холодильная машина должным образом.

Во-первых, необходимо включить холодильную машину, и дождаться момента, когда её работа стабилизируется. Для этого нужно подождать несколько минут до тех пор, пока холодильная машина не снизит температуру охлаждаемого объекта до требуемого значения. При этом измерения нужно проводить незадолго до момента, когда компрессор отключится из-за того, что в охлаждаемом объеме достигнута требуемая температура.

1.4.1. Температура кипения хладагента в испарителе

Чтобы определить температуру кипения хладагента:

1. Найдите в холодильной установке на стороне низкого давления манометр, расположенный как можно ближе к испарителю.
2. Убедитесь, что между этим манометром и испарителем нет каких-либо устройств, способных вызвать значительное изменения давления (к таким устройствам, например относятся регуляторы давления).
3. Включите холодильную машину и дождитесь момента, когда холодильная машина снизит температуру охлаждаемого объема до требуемого значения.

4. По манометру определите давление хладагента в испарителе.
5. Зная давление хладагента в испарителе, найдите любым доступным способом (по шкале манометра, при помощи линейки холодильщика или при помощи справочных таблиц) соответствующую ему температуру насыщенных паров хладагента. Указанная температура и будет являться температурой кипения хладагента в испарителе.

Помните, что при использовании манометров низкого давления обыкновенной точности (класс 1,5), их абсолютная погрешность составляет около $\pm 0,1$ Бар. А следовательно температура кипения хладагента будет определена с точностью $\pm 1,5^\circ\text{C}$.

1.4.2. Температура конденсации хладагента в конденсаторе

Чтобы определить температуру конденсации хладагента:

1. Найдите в холодильной установке на стороне высокого давления манометр, расположенный как можно ближе к конденсатору.
2. Убедитесь, что между этим манометром и конденсатором нет каких-либо устройств, способных вызвать значительное изменения давления (к таким устройствам, например относятся регуляторы давления).
3. Включите холодильную машину и подождите несколько минут.
4. По манометру определите давление хладагента в конденсаторе.
5. Зная давление хладагента в конденсаторе, найдите любым доступным способом (по шкале манометра, при помощи линейки холодильщика или при помощи справочных таблиц) соответствующую ему температуру насыщенных паров хладагента. Указанная температура и будет являться температурой конденсации хладагента в конденсаторе t_k .

При использовании манометров высокого давления обыкновенной точности (класс 1,5), их абсолютная погрешность составляет до $\pm 0,5$ Бар. А следовательно температура кипения хладагента будет определена с точностью $\pm 2,0^\circ\text{C}$.

1.4.3. Перегрев хладагента на выходе из испарителя

Чтобы измерить перегрев хладагента на выходе из испарителя:

1. Найдите в холодильной установке на стороне низкого давления манометр, расположенный как можно ближе к испарителю.
2. Убедитесь, что между этим манометром и испарителем нет каких-либо устройств, способных вызвать значительное изменения давления (к таким устройствам, например относятся регуляторы давления).
3. Закрепите термометр на всасывающем трубопроводе на выходе из испарителя (термометр должен быть теплоизолирован). Убедитесь, что между точкой размещения термометра и испарителем нет никаких кранов и аппаратов.
4. Включите холодильную машину и дождитесь момента, когда холодильная машина снизит температуру охлаждаемого объема до требуемого значения.
5. По манометру определите давление кипения хладагента в испарителе p_0 .
6. После этого сразу запишите температуру t_1 , которую показывает термометр.
7. Зная давление хладагента в испарителе p_0 , найдите любым доступным способом соответствующую ему температуру насыщенных паров

хладагента. Указанная температура и будет являться температурой кипения хладагента t_0 в испарителе.

8. Рассчитайте разность между температурой по термометру t_1 и температурой кипения хладагента t_0 :

$$\Delta t_{sh} = t_1 - t_0.$$

Полученный результат и будет являться перегревом хладагента на выходе из испарителя.

В малых холодильных установках как правило в качестве дросселя устанавливается капиллярная трубка. Это пассивное устройство, которое никак не регулирует подачу хладагента. В связи с этим в таких установках по мере роста тепловой нагрузки (и других параметров) на систему перегрев может изменяться пропорционально от 5 до 30 °С.

В более крупных установках с терморегулирующим вентилем, используемым в качестве дросселя, перегрев хладагента все время поддерживается на постоянном уровне в диапазоне от 5 до 8 °С.

Ранее было показано, что погрешность при измерении температуры кипения составляет около $\pm 1,5^\circ\text{C}$. Измерение температуры хладагента на выходе из испарителя тоже будет иметь погрешность как правило не менее $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Соответственно результат расчета перегрева может иметь погрешность до $\pm 2,0^\circ\text{C}$.

Как правило, если перегрев менее 5°C , существует вероятность выхода жидкого хладагента из испарителя. В практике установка перегрева на уровне 4°C допустима только в том случае, если вы используете высококачественные измерительные приборы, а также осуществляете регулярную проверку технического состояния холодильной установки.

Значения перегрева более 10°C как правило говорят о неправильной работе холодильной установки.

1.4.4. Измерение переохлаждения хладагента на выходе из конденсатора

Чтобы определить переохлаждение хладагента:

1. Найдите в холодильной установке на стороне высокого давления манометр, расположенный как можно ближе к конденсатору.
2. Убедитесь, что между этим манометром и испарителем нет каких-либо устройств, способных вызвать значительное изменения давления (к таким устройствам, например относятся регуляторы давления).
3. На жидкостном трубопроводе на выходе из конденсатора как можно ближе к нему закрепите термометр. Термометр следует теплоизолировать.
4. Включите холодильную машину и подождите несколько минут.
5. По манометру определите давление хладагента в конденсаторе p_k .
6. Сразу запишите температуру t_3 , которую показывает термометр.
7. Зная давление хладагента в конденсаторе, найдите любым доступным способом (по шкале манометра, при помощи линейки холодильщика или при помощи справочных таблиц) соответствующую ему температуру насыщенных паров хладагента. Указанная температура и будет являться температурой конденсации хладагента в конденсаторе t_k .
8. Далее рассчитайте разность между температурой конденсации t_k и температурой, которую показывает термометр t_3 :

$$\Delta t_{sc} = t_k - t_3.$$

Полученный результат и будет являться переохлаждением хладагента на выходе из конденсатора.

При использовании обыкновенных измерительных приборов погрешность при измерении переохлаждения может достигать $\pm 2,5^\circ\text{C}$. В связи с этим довольно часто в практике можно встретить ситуацию, когда измеренное значение переохлаждения имеет нулевое или даже отрицательное значение, хотя фактически переохлаждение хладагента присутствует и из конденсатора выходит только жидкий хладагент без пара.

Последовательность измерения перегрева и переохлаждения представлена в видеороликах V3.

1.4.5. Измерение температуры нагнетания

Для измерения температуры нагнетания необходимо:

1. Закрепить термометр на нагнетательном патрубке компрессора на расстоянии не более 200 мм от корпуса компрессора.
2. Включить холодильную машину и подождать, чтобы компрессор несколько раз включился.
3. Когда компрессор будет работать, измерьте температуру патрубка.

Как правило, измеренные параметры цикла будут находиться практически у любой холодильной машины в диапазонах, обозначенных в таблице 2. Отклонения от стандартных значений могут являться свидетельством неправильной работы холодильной машины.

Если по каким-либо причинам в холодильной установке нет манометра для измерения интересующего вас давления, следует произвести подключение манометрического коллектора к установке. Для этого необходимо следовать инструкциям из модуля «Операции, связанные с вскрытием холодильного контура».

При измерении температуры нагнетания погрешности могут составлять несколько градусов. Однако как правило на практике они не оказывают значительного влияния на результат наблюдения.

1.5. Требуемая холодопроизводительность Q_0

Когда говорят о холодопроизводительности следует различать разницу в таких понятиях, как: теплоприток к охлаждаемому объекту, расчетная тепловая нагрузка, требуемая холодопроизводительность, холодопроизводительность компрессора и холодопроизводительность испарителя.

Под **теплопритоком к охлаждаемому объекту** следует понимать, количество теплоты, которое необходимо отводить от охлаждаемого объекта, чтобы его температура поддерживалась на определенном значении.

Для пример рассмотрим холодильную камеру, температура в которой поддерживается на уровне 0°C . Если температура уличного воздуха $+30^\circ\text{C}$, то тепло из окружающей среды поступает через стенки в холодильную камеру. Также в холодильную камеру могут поступать продукты, которые выделяют тепло. В результате, чтобы температура воздуха в камере не изменялась, необходимо отводить столько тепла, сколько в нее поступает. Так как условия окружающей среды постоянно изменяются, теплоприток может очень сильно изменяться.

Как правило на стадии проектирования задаются максимальным теплопритоком, который может наблюдаться в наиболее жаркие летние дни. Данное

максимальное значение теплопритока, при котором холодильная машина должна поддерживать требуемую температуру называют **расчетной тепловой нагрузкой**.

Холодильная машина забирает теплоту из охлаждаемого объекта. Нужно понимать, что холодильная машина периодически отключается, чтобы произвести оттайки воздухоохладителей. Также следует понимать, что холодильная машина может со временем терять свою холодопроизводительность, к примеру из-за износа компрессора. Поэтому **требуемую холодопроизводительность** холодильной машины принимают немного больше расчетной тепловой нагрузки. Как правило компрессор и испаритель подбирают таким образом, чтобы в предельном случае их холодопроизводительность была равна требуемой холодопроизводительности.

Методика расчета требуемой холодопроизводительности представлена [1].

2. РАСЧЁТ ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

2.1. Диаграмма $\lg p - i$

Цикл охлаждения можно представить графически в виде диаграммы зависимости абсолютного давления и **теплосодержания (энтальпии i)**¹.

На диаграмме (рис. 2) по горизонтальной оси откладывается удельная энтальпия вещества в кДж/кг. По вертикальной оси откладывается абсолютное давление в барах. Обычно вертикальная ось изображена в так называемом «логарифмическом масштабе». Это означает, что расстояния между делениями данной шкалы постоянно уменьшаются. Причем расстояние между двумя делениями пропорционально логарифму отношения значений делений. К примеру, если между делениями 1 и 2 бара расстояние 10 мм. Между делениями 9 и 10 бар расстояние будет всего 1,5 мм. Использование логарифмического масштаба позволяет значительно сжать диаграмму по вертикали, что делает ее использование более удобным.

На диаграмме изображены две **пограничные кривые**: левая кривая кипящей (насыщенной) жидкости и правая кривая сухого (насыщенного) пара.

Две кривые соединяются в центре в **критической точке**, где теряются различия между жидкой и газообразной фазой вещества. Зона слева от кривой насыщенной жидкости соответствует состоянию жидкости. Зона справа от кривой насыщенного пара соответствует состоянию перегретого пара. Между кривыми размещается зона, соответствующая состоянию смеси жидкости и пара (влажный пар).

Изобарные процессы (происходящие при постоянном давлении $p = const$) на диаграмме изображаются горизонтальными прямыми линиями. В холодильной машине изобарными являются процессы конденсации и испарения, происходящие в конденсаторе и испарителе.

Процесс дросселирования в регуляторе потока происходит без изменения энтальпии ($i = const$) и поэтому изображается вертикальной прямой линией.

Изохорные процессы (происходящие без изменения объема газа) изображены плавными кривыми, проходящими из левого нижнего угла диаграммы в правый верхний угол (см. кривые v_1 и v_2 на рисунке). В холодильной машине изохорные

¹ Энтальпия (теплосодержание) по сути представляет собой сумму механической и тепловой энергии, который содержит в себе хладагент. Она определяется как сумма внутренней энергии и произведения давления на объем: $i = u + pv$, где i – энтальпия, Дж; u – внутренняя энергия хладагента, p – давление хладагента, Па; v – объем хладагента, м³

процессы не наблюдаются, однако при помощи изохор, изображенных на диаграмме, можно определить удельный объем вещества в любой точке цикла холодильной машины.

Адиабатические процессы (которые происходят без подвода или отвода теплоты при постоянной энтропии) изображаются на диаграмме наклонными прямыми линиями (на рисунке см. синие пунктирные кривые постоянной энтропии s_1 и s_2). В холодильной машине можно считать, что сжатие холодильного агента происходит адиабатически.

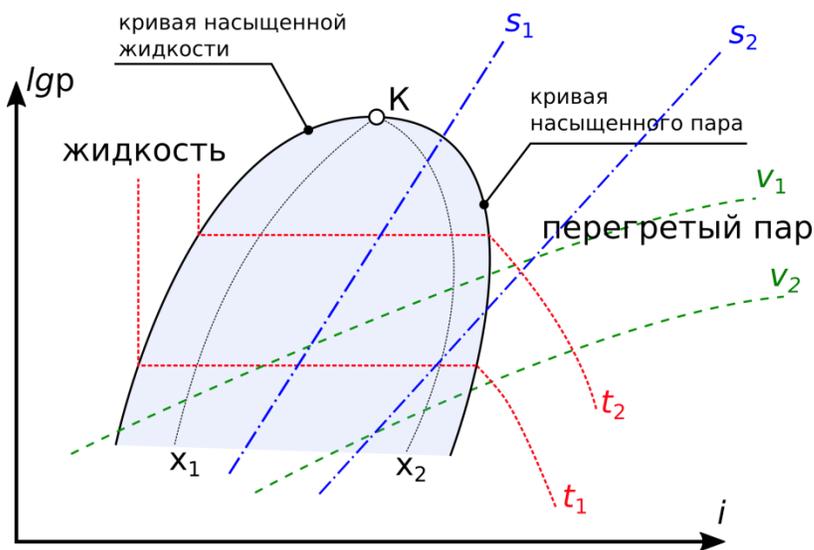


Рис. 2. Диаграмма давления и теплосодержания

2.2. Построение цикла идеальной холодильной машины

Рассмотрим схему теоретического (идеального) цикла охлаждения на диаграмме $lgr-i$ с тем, чтобы лучше суть происходящих процессов (рис. 3). Начнем с точки 1 – входа в компрессор.

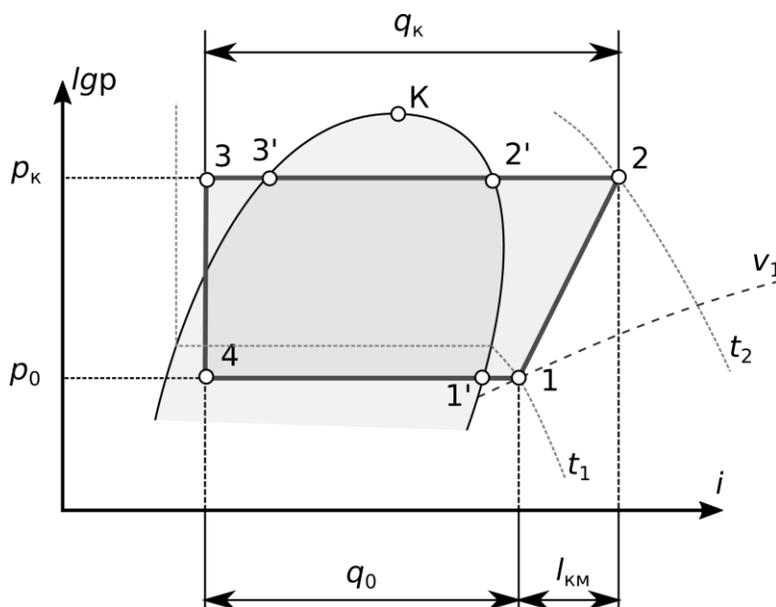


Рис. 3. Изображение теоретического цикла сжатия на диаграмме «Давление и энтальпия» $lgr-i$

Сжатие пара в компрессоре (1–2)

Хладагент в виде перегретого пара поступает в компрессор (точка 1). В процессе адиабатного сжатия при $s=\text{const}$ повышаются его давление и температура (точка 2). Энтальпия также повышается за счет расхода энергии на сжатие на величину, определяемую отрезком $l_{\text{км}}$, то есть проекцией линии 1–2 на горизонтальную ось.

Конденсация (2–3)

В конце процесса сжатия (точка 2) хладагент в виде горячего перегретого пара поступает в конденсатор, где теплота отводится в окружающую среду. Хладагент охлаждается. При этом его энтальпия уменьшается, но давление остается постоянным. Происходит конденсация хладагента и переход из состояния горячего пара в состояние горячей жидкости.

Процесс в конденсаторе происходит в три стадии: снятие перегрева (2–2'), собственно конденсация (2'–3') и переохлаждение жидкости (3'–3).

Рассмотрим кратко каждый этап.

Снятие перегрева (2–2')

Это первая часть процесса, происходящая в конденсаторе. В ней температура охлаждаемого пара снижается до температуры конденсации (точка 2'). На этом этапе происходит снижение температуры и не происходит изменение агрегатного состояния хладагента. На этом участке снимается примерно 10...20% общего теплосъема в конденсаторе.

Конденсация (2'–3')

В этой части хладагент конденсируется (превращается из пара в жидкость) при постоянной температуре. Происходит изменение агрегатного состояния хладагента с переходом насыщенного пара в состояние насыщенной жидкости. На этом участке снимается 60...80% тепла.

Переохлаждение жидкости (3'–3)

На этом этапе хладагент, находящийся в жидком состоянии, подвергается дальнейшему охлаждению, в результате чего его температура понижается. Получается переохлажденная жидкость без изменения агрегатного состояния.

Переохлаждение хладагента дает значительные энергетические преимущества: при нормальном функционировании понижение температуры хладагента на один градус соответствует повышению холодопроизводительности примерно на 1 % при том же уровне энергопотребления.

Количество тепла, выделяемого в конденсаторе

Участок 2–3 соответствует изменению энтальпии хладагента в конденсаторе и характеризует количество тепла, выделяемое хладагентом в конденсаторе.

Дросселирующее устройство (3–4)

Переохлажденная жидкость с параметрами в точке 3 поступает в дроссель (капиллярную трубку или терморасширительный вентиль), где происходит резкое снижение давления. При дросселировании обмена энергией с окружающей средой не происходит. Поэтому процесс идет при постоянной энтальпии (вертикальная прямая линия). Давление и температура хладагента снижаются. При пересечении левой пограничной кривой хладагента начинает превращаться в пар (кипеть). Поэтому на выходе из дросселирующего устройства (в точке 4) хладагент представляет собой холодную кипящую смесь жидкости и пара.

Испарение жидкости в испарителе (4–1)

Холодная смесь жидкости и пара (точка 4) поступает в испаритель, где она поглощает тепло от охлаждаемого объекта (потока воздуха). Приток тепла приводит

к увеличению энтальпии. Давление не изменяется. По мере подвода тепла количество жидкого хладагента уменьшается, а количество пара увеличивается. В точке $1'$ испаряется последняя капля жидкости. Далее пар хладагент перегревается (отрезок $1'-1$). За счет перегрева происходит испарение остающихся капель жидкости, чтобы в компрессор поступал только пар. Перегрев обычно должен быть не менее 4°C . Он происходит в последней части испарителя (20% площади).

Отрезок 4-1 соответствует изменению энтальпии хладагента в испарителе и характеризует количество тепла, поглощаемого хладагентом в испарителе.

2.3. Расчет цикла одноступенчатой холодильной машины

Циклы холодильных машин изображаются в термодинамических диаграммах и рассчитываются с их помощью. Чаще всего для этого используется диаграмма $\lg p-i$. Также иногда применяется другая диаграмма $S-T$, но она не рассматривается в данном курсе.

Для построения цикла на диаграмме необходимо знать следующие параметры: тип хладагента, температуру кипения в испарителе t_0 , температуру конденсации t_k , величину перегрева Δt_{sh} и переохлаждения Δt_{sc} .

Типичные значения перечисленных температурных параметров представлены ранее в таблице 2.

Пример:

Температура кипения в испарителе определяется в зависимости от желаемой температуры охлаждаемого объекта. Она обычно на $5...20\text{ K}$ ниже его температуры: $t_0 = t_{об} - (5 \dots 20\text{ K})$.

Температура конденсации в свою очередь должна быть на $10...20\text{ K}$ выше температуры уличного воздуха: $t_k = t_{окр} + (8 \dots 20\text{ K})$. Величина перегрева и переохлаждения выбираются в зависимости от конструкции холодильной машины.

Построение цикла производится в следующем порядке (см. рис. 3):

1. Выбирают диаграмму для соответствующего хладагента;
2. На левой пограничной кривой находят температуры кипения t_0 и конденсации t_k . Через данные точки проводят две прямые горизонтальные линии (изобары p_0 и p_k) через всю диаграмму до пересечения с вертикальной осью. На вертикальной оси находят значения давления кипения p_0 и конденсации p_k .
3. На пересечении изобары p_0 с правой пограничной кривой становится точка $1'$ – состояние сухого насыщенного пара в конце процесса кипения. На пересечении изобары p_k с правой пограничной линией становится точка $2'$ – начало процесса конденсации, а на левой пограничной линии точка $3'$ – конец процесса конденсации.
4. Рассчитывается температура хладагента на входе в компрессор: $t_1 = t_0 + \Delta t_{sh}$. Положение точки 1 определяется пересечением изобары кипения p_0 с изотермой t_1 .
5. Из точки 1 проводят адиабату ($s = const$) до пересечения с изобарой конденсации p_k . На пересечении ставят точку 2.
6. Рассчитывают температуру хладагента на выходе из конденсатора $t_3 = t_k - \Delta t_{sc}$. Положение точки 3 определяется пересечением изобары p_k с изотермой t_3 .
7. Из точки 3 опускается вертикальная прямая до пересечения с изобарой p_0 . На пересечении располагается точка 4.

8. Составляют таблицу с температурами, давлениями, энтальпиями в точках 1, 2, 3, 4.

Таблица 3 – Параметры хладагента в основных точках цикла

№ точки	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{Бар (а)}$	$i, \text{кДж/кг}$
1	X	X	X
2	X	X	X
3	X	X	X
4	X	X	X

Далее на основе полученных данных производят расчет основных параметров цикла холодильной машины.

Удельная холодопроизводительность (количества тепла, которое 1 кг хладагента забирает в испарителе):

$$q_0 = i_1 - i_4, \quad \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$$

Удельная теплота, отведенная в конденсаторе (количества тепла, которое 1 кг хладагента сбрасывает в окружающую среду в конденсаторе):

$$q_k = i_2 - i_3, \quad \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$$

Удельная работа компрессора для сжатия хладагента (количество энергии, которое должен затратить компрессор на сжатие 1 кг хладагента):

$$l_{\text{км}} = i_2 - i_1. \quad \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$$

Теоретический холодильный коэффициент цикла (без учета всех видов потерь энергии):

$$\varepsilon_{\text{т}} = \frac{q_0}{l_{\text{км}}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}.$$

Теоретический холодильный коэффициент показывает количество холода, которое производится на каждый ватт потребляемой мощности. Обычно он больше единицы. Он по сути является показателем эффективности холодильной машины, работающей на заданном хладагенте в заданном температурном режиме. Чем больше теоретический холодильный коэффициент – тем лучше.

Массовый расход хладагента:

$$G = \frac{Q_{0.\text{тр}}}{q_0}. \quad \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right]$$

где $Q_{0.\text{тр}}$ – требуемая холодопроизводительность холодильной машины, кВт.

Массовый расход хладагента G показывает, сколько хладагента должен перекачать компрессор за одну секунду, чтобы отвести заданное количество тепла от охлаждаемого объекта. В простейшем случае массовый расход хладагента будет одинаковым во всех компонентах холодильной машины и во всех трубопроводах.

Теоретический объем пара хладагента, всасываемый компрессором:

$$V_{\text{п}} = G \cdot v_1 \cdot 3600, \quad \left[\frac{\text{м}^3}{\text{час}} \right]$$

где v_1 – удельный объем пара, всасываемого компрессором (в точке 1), м³/кг. Данный параметр показывает какое количество пара каждую секунду компрессор должен забирать из испарителя.

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi = \frac{p_c}{p_0} \quad \left[\frac{\text{Бар(а)}}{\text{Бар(а)}} \right]$$

Степень повышения давления показывает во сколько раз увеличивается давление хладагента в компрессоре. Обратите внимание, что при расчёте следует использовать абсолютное давление конденсации и абсолютное давление кипения.

Далее для данного типа компрессора следует определить коэффициент подачи λ по справочным данным (рисунок 4)².

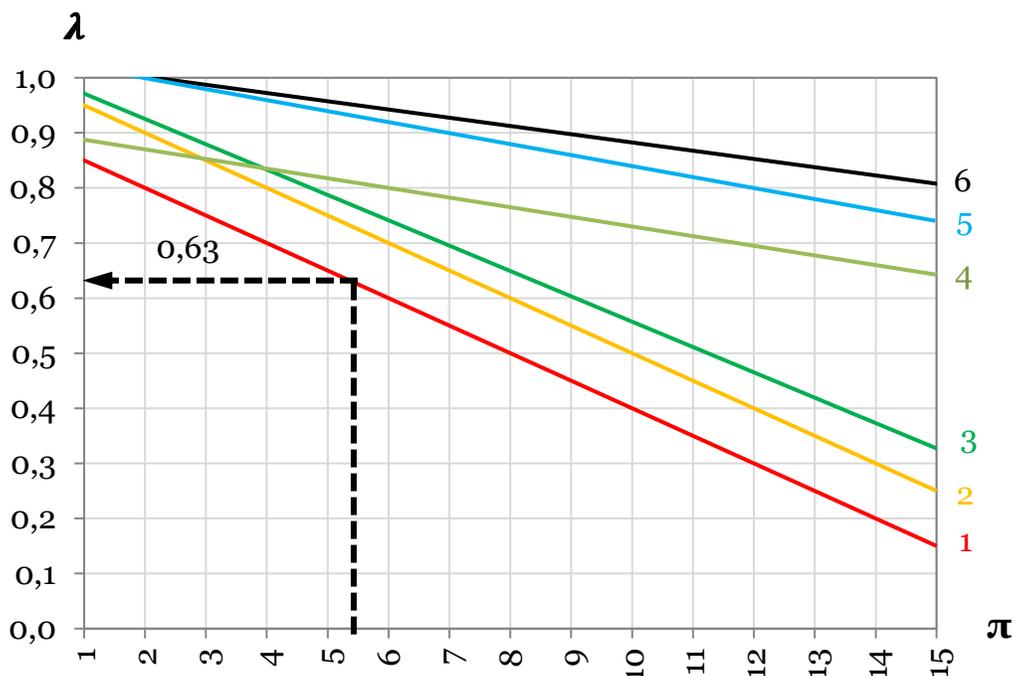


Рис. 4 – Справочные значения коэффициентов подачи компрессоров λ в зависимости от степени повышения давления π : 1 – герметичные поршневые и ротационные (старые модели); 2 – открытые поршневые (старые модели); 3 – полугерметичные поршневые (современные); 4 – винтовые (старые модели); 5 – винтовые (современные модели); 6 – спиральные (современные)

Пример. При степени повышения давления $\pi = 5,3$, для поршневого герметичного компрессора (старой модели) коэффициент подачи λ составляет примерно 0,63 (штриховая линия на рисунке выше).

Коэффициент подачи показывает какая часть от хладагента, поступившего в рабочий орган сжатия компрессора, фактически перекачивается на сторону высокого давления. Если коэффициент подачи равен единице – это значит, что весь поступивший в рабочий орган хладагент перекачивается на сторону нагнетания. Тем не менее в реальных компрессорах, часть сжимаемого хладагента возвращается на сторону низкого давления. К примеру, в поршневом компрессоре сжимаемый хладагент может перетекать через зазор между поршнем и гильзой, через всасывающий клапан. Также некоторая часть хладагента остается в цилиндре внутри мертвого объема компрессора. В результате коэффициент подачи для реального

² К сожалению, производители компрессоров обычно не публикуют данные о коэффициентах подачи. Поэтому представленные на рисунке значения нельзя считать абсолютно точными.

компрессора будет меньше единицы. При этом, чем выше степень повышения давления, тем больше будут потери хладагента и тем ниже будет коэффициент подачи.

Описываемый объем компрессора:

$$V_{\text{км}} = \frac{V_{\text{п}}}{\lambda}, \quad \left[\frac{\text{м}^3}{\text{час}} \right]$$

где λ – коэффициент подачи компрессора, определяемый в зависимости от отношения давления конденсации $p_{\text{к}}$ к давлению кипения хладагента в испарителе p_0 ($\pi = p_{\text{к}}/p_0$). Данная величина может быть определена по справочникам (см. приложение 1).

Для справки:

Описываемый объем компрессора – это параметр, который показывает какой объем пространства вытесняет рабочий орган компрессора в единицу времени. Для поршневого компрессора описываемый объем:

$$V_{\text{км}} = V_{\text{поршня}} \cdot n_{\text{поршней}} \cdot \nu \cdot 60 \quad \left[\frac{\text{м}^3}{\text{час}} \right]$$

где $V_{\text{поршня}}$ – объем поршня, м³;

$n_{\text{поршней}}$ – число поршней в компрессоре, шт.;

ν – частота вращения электродвигателя компрессора об/мин, которая для малых и средних поршневых компрессоров составляет обычно от 2900 до 3600 об/мин;

60 – коэффициент для расчета числа оборотов за час;

Из данной формулы можно найти требуемый объем поршня компрессора:

$$V_{\text{поршня}} = \frac{V_{\text{км}}}{n_{\text{поршней}} \cdot \nu \cdot 60} \quad [\text{м}^3]$$

По требуемому объему поршня можно выбрать конкретную модель компрессора, которая будет обеспечивать требуемую холодопроизводительность.

Теоретическая работа компрессора:

$$L_{\text{км}} = G \cdot l_{\text{км}} \quad [\text{кВт}]$$

Мощность электродвигателя для поршневого компрессора [1, с. 88]:³

$$N_{\text{э}} = \frac{L}{\eta_{\text{об}}}, \quad [\text{кВт}]$$

где $\eta_{\text{об}}$ – общий КПД компрессора, который для практических целей можно считать равным 0,5...0,8 (большие значения для больших компрессоров).

Для справки:

При необходимости точного расчёта общий КПД считают по формуле:

$$\eta_{\text{об}} = \eta_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{пер}}$$

η_i – индикаторный КПД компрессора;

³ Для каждого типа компрессоров существуют свои способы оценки потребляемой электрической мощности. Однако, наиболее надежным способом определения потребляемой электрической мощности, является изучение документации производителя компрессора. Представленный здесь способ расчета, хоть и дает в большинстве случаев результаты, приближенные к реальным, не следует считать универсальным.

η_m – механический КПД компрессора и механизма передачи движения от электродвигателя к рабочим органам компрессора;

$\eta_{эл}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя;

$\eta_{пер}$ – коэффициент полезного действия механической передачи.

Точные значения каждого из коэффициентов выше определяются по специальной литературе в зависимости от конструкции компрессора в специализированной литературе по компрессоростроению. Некоторые из указанных коэффициентов для справочных целей представлены ниже.

Индикаторный КПД η_i зависит от конструкции компрессора и от величины давлений в конденсаторе и испарителе. Он может быть определен приближено по эмпирической формуле Левина И.И.:

$$\eta_i = \lambda_\omega + b \cdot t_0,$$

где t_0 – температура кипения хладагента, °С;

b – коэффициент, который для аммиачных вертикальных компрессоров равен 0,001, для горизонтальных компрессоров 0,002, для вертикальных компрессоров на синтетических хладагентах 0,0025;

λ_ω – коэффициент подогрева, который приближено определяется по формуле $\lambda_\omega = T_0/T_k$.

Механический КПД η_m зависит от размера компрессора и в общем случае снижается с увеличением размера компрессора. Он принимается в диапазонах:

- для крупных компрессоров от 0,82 до 0,92;
- для малых и средних компрессоров, работающих на синтетических хладагентах от 0,84 до 0,97.

Электрический КПД $\eta_{эл}$ зависит от типа используемого электродвигателя и его размера и может изменяться в диапазоне от 0,75 до 0,9.

КПД механической передачи $\eta_{пер}$ зависит от типа используемой передачи от электродвигателя к компрессору. Например, для клиноременной передачи он может составлять 0,97...0,98 [4, с. 78].

Следует отметить, что на основе приведенной выше методики можно рассчитать основные параметры компрессора, требуемого для конкретной холодильной машины. Тем не менее в настоящее время использовать указанную методику зачастую нет необходимости, так как в большинстве случаев производители компрессоров предоставляют программное обеспечение, которое производит расчёт всех необходимых параметров для заданных условий.

Задача: рассчитать цикл с $t_0 = -10^\circ\text{C}$; $t_k = +40^\circ\text{C}$; перегрев 7К; переохлаждение 5К для следующих хладагентов: R22, R134, R404, R410, R717 и R600.

Процесс построения цикла холодильной машины на диаграмме представлен в видеороликах [V1, V2].

2.4. Реальный цикл охлаждения с учетом потерь

В действительности в результате потерь давления, возникающих на линии всасывания и нагнетания, а также в клапанах компрессора, цикл охлаждения отображается на диаграмме несколько иным образом (рис. 4).

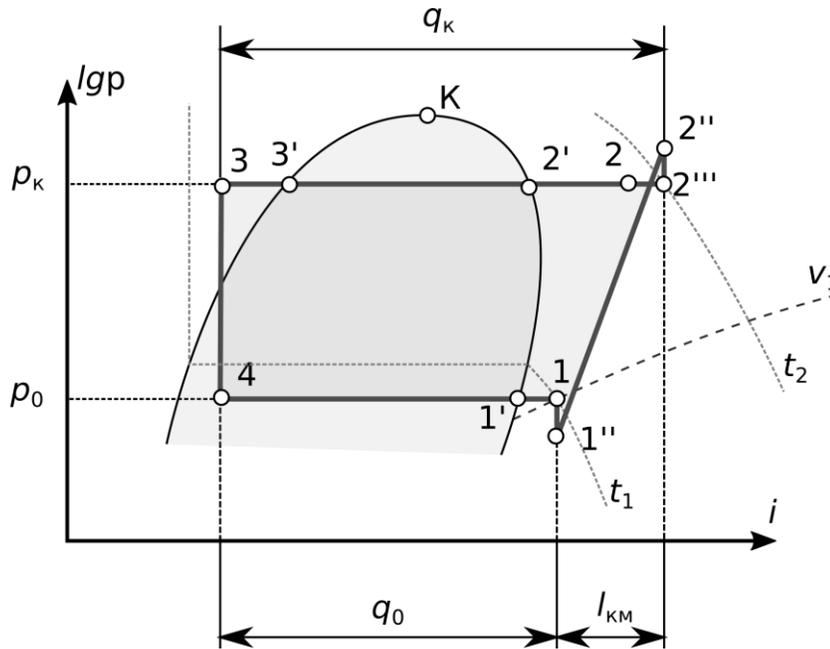


Рис. 4. Изображение цикла реального сжатия на диаграмме «Давление – теплосодержание» $lgp-i$

Из-за потерь давления на входе (участок 1–1'') компрессор должен производить всасывание при давлении ниже давления испарения.

С другой стороны, из-за потерь давления на выходе (участок 2''–2''') компрессор должен сжимать парообразный хладагент до давлений выше давления конденсации.

Необходимость компенсации потерь увеличивает работу сжатия и снижает эффективность цикла.

Помимо потерь давления в трубопроводах и клапанах, на отклонение реального цикла от теоретического влияют также потери в процессе сжатия.

Во-первых, процесс сжатия в компрессоре отличается от адиабатического. Поэтому реальная работа сжатия оказывается выше теоретической, что также ведет к энергетическим потерям.

Во-вторых, в компрессоре имеются чисто механические потери, приводящие к увеличению потребной мощности электродвигателя компрессора и увеличению работы сжатия.

В третьих, из-за того, что давление в цилиндре компрессора в конце цикла всасывания всегда ниже давления пара перед компрессором (давления испарения) также уменьшается производительность компрессора. Кроме того, в компрессоре всегда имеется объем, не участвующий в процессе сжатия, например, объем под головкой цилиндра.

Далее в трубопроводах до конденсатора и самом конденсаторе наблюдаются потери давления, в результате чего, давление на входе в конденсатор и несколько выше давления на выходе из конденсатора (перепад 0,1 бар). Прямая 2-3 будет иметь небольшой наклон к горизонтали.

В испарителе также наблюдаются потери давления. В результате, давление на входе в испаритель выше давления на выходе из испарителя. В некоторых случаях изменение давления в испарителе может достигать 1...2 бар, о чем будет подробнее рассказано в последующих темах. Прямая 4-1 будет иметь небольшой наклон к горизонтали.

2.5. Показатели COP, EER, SEER

Одним из наиболее важных параметров любой холодильной машины является её эффективность. В общем случае эффективность машины можно оценить отношением производимого холода к действительному энергопотреблению. Эффективность оценивается при помощи показателей EER и COP.

Показатель COP (англ. «Coefficient of Performance» или просто «Холодильный коэффициент») — отношение холодопроизводительности (количеству тепла, отводимое в единицу времени) в Ваттах (Вт) к потребляемой мощности в Ваттах (Вт) Для расчета COP используется формула:

$$COP = \frac{Q_0}{L},$$

где Q_0 — холодопроизводительность машины, Вт;

L — энергопотребление, Вт.

Чем выше COP холодильной машины, тем меньше электроэнергии она потребляет. Если две машины работают при одинаковых условиях, то наиболее эффективной считается та, у которой показатель COP больше.

COP отличается от теоретического холодильного коэффициента тем, что при его расчёте используется фактическая холодопроизводительность машины, а также общая потребляемая электрическая мощность всех частей холодильной машины (компрессора, вентиляторов и других устройств). Поэтому COP всегда меньше теоретического холодильного коэффициента ε .

COP зависит от температуры окружающей среды и температуры охлаждаемого объекта. Поэтому производители указывают условия, в которых он получен.

Показатель EER (англ. Energy Efficiency Rating — коэффициент энергетической эффективности), представляющий собой отношение холодопроизводительности в БТЕ/ч к потребляемой мощности в Ваттах. На основе EER можно легко найти COP:

$$COP = \frac{EER}{3,412}$$

Пример: кондиционер с энергопотреблением 1200 Вт имеет EER 8,3 БТЕ/(Вт·ч). Холодильный коэффициент COP будет равен $8,3/3,412=2,43$ (Вт/Вт).

Обратите внимание, что потребляемая мощность и холодопроизводительность — не одно и то же. Например, при потребляемой мощности 1200 Вт кондиционер из примера выше производит холода в 2,44 раза больше. Поэтому его холодопроизводительность составляет 2930 Вт.

Для оценки эффективности кондиционера, который работает в режиме нагрева (или, другими словами, теплового насоса), используют отопительный коэффициент. Он определяется как количество теплоты, выделяемое на конденсаторе к энергопотреблению. Обычно его также обозначают как COP

$$COP = \frac{Q_k}{L},$$

где Q_k — теплота выделяемая на конденсаторе, кВт;

L — энергопотребление, кВт.

Реальные холодильные машины работают в изменяющихся условиях окружающей среды. Поэтому их холодильный коэффициент постоянно изменяется. Поэтому вводится **Сезонный коэффициент энергоэффективности (SEER)** или **сезонный холодильный коэффициент** — это показатель, отражающий эффективность работы холодильной машины в течение всего сезона эксплуатации, а

не при каких-либо фиксированных тестовых условиях. SEER определяется как отношение суммарного произведенного за сезон холода, к суммарному количеству затраченной энергии за тот же период. SEER рассчитывают для конкретных климатических условий, в которых планируется применение холодильной машины.

3. ЦИКЛЫ РЕАЛЬНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

3.1. Работа холодильной машины в режиме теплового насоса

Как видно из схемы холодильного цикла, в холодильной машине идет перекачка тепла из помещения, в котором установлен испаритель, в окружающее пространство, как правило на улицу, где установлен конденсатор. Из испарителя всегда выходит более холодный воздух, а из конденсатора — более теплый.

Если поменять местами конденсатор и испаритель, то мы будем греть помещение и охлаждать улицу, перекачивая тепло с улицы в комнату. Поскольку холодильная машина не создает тепло (если, конечно, не учитывать нагрев от компрессора), а только перекачивает его, то затраты энергии получаются примерно в три раза меньше тепла, которое поступает в помещение. Когда речь идет о замене конденсатора на испаритель, то под этим понимается так называемый реверсный (обратный) цикл или иначе цикл «теплового насоса», для чего в схему встраивается 4-х ходовой клапан, переключающий направление потоков хладагента.

Схема холодильного контура, способного работать как в режиме охлаждения, так и в режиме «теплового насоса», показана на рис. 5.

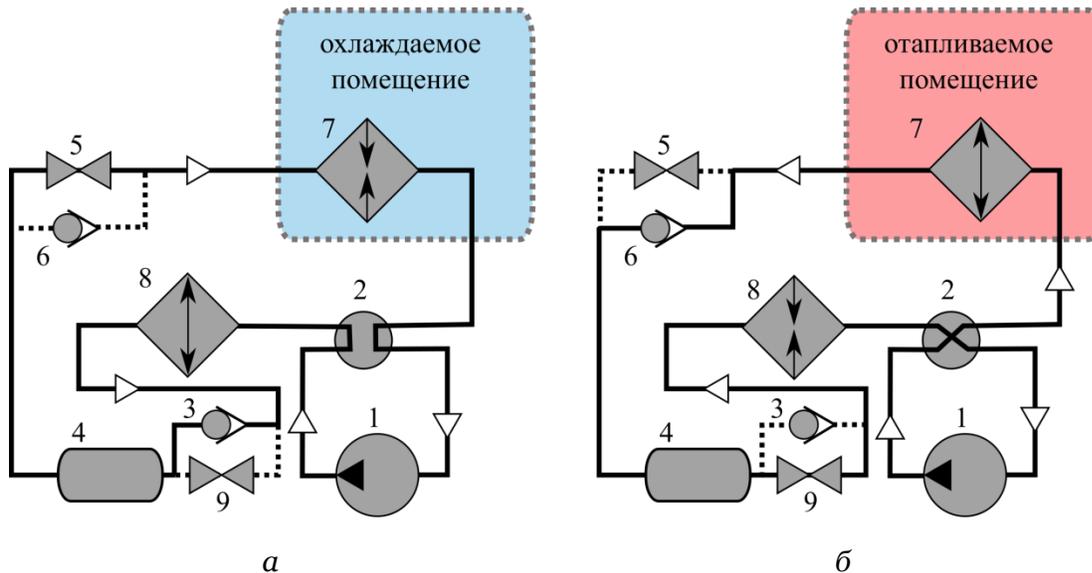


Рис. 5. Схема реверсивного холодильного цикла: 1 – компрессор; 2 – четырехходовой клапан; 3,6 – обратный клапан; 4 – ресивер; 5,9 – дроссель; 7 – теплообменник внутреннего блока; 8 – теплообменник наружного блока

В режиме охлаждения (рис. 5, а) пары хладагента с выхода компрессора 1 четырехходовым клапаном 2 направляются в теплообменник наружного блока (расположенного на улице) 8, где конденсируются. Через обратный клапан 3 и ресивер 4 жидкий фреон с высоким давлением попадает на терморегулирующий вентиль 5. Терморегулирующий вентиль 9 и обратный клапан 6 при этом закрыты. Из ТРВ 5 жидкий хладагент поступает к теплообменнику внутреннего блока 7

(расположенного внутри охлаждаемого помещения), где испаряется и через четырехходовой клапан 2 поступает на вход компрессора 1.

В режиме обогрева (рис. 5, б) пары хладагента четырехходовым клапаном 2 направляются в теплообменник внутреннего блока 7, выполняющего роль конденсатора. Через обратный клапан 6 и ресивер 4 жидкий фреон с высоким давлением попадает на терморегулирующий вентиль 9. Терморегулирующий вентиль 5 и обратный клапан 3 при этом закрыты.

Реверсирование цикла производится четырехходовым клапаном 2.

3.2. Действительный цикл с регенеративным теплообменником и герметичным компрессором

Как было отмечено ранее, эффективность холодильной машины можно повысить, если увеличить переохлаждение. Однако хладагент на выходе из конденсатора будет в лучшем случае будет иметь переохлаждение в 2...3°C.

Охладить хладагент перед дросселем можно холодным паром, выходящим из испарителя. Принципиальная схема такой машины представлена на рис. 6.

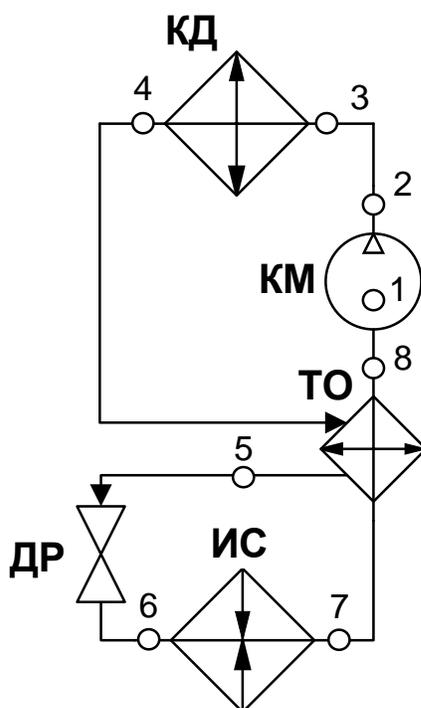


Рис. 6. Принципиальная схема холодильной машины с регенеративным теплообменником и герметичным компрессором: КМ – компрессор; ИС – испаритель; ДР – дроссель; ТО – рекуперативный теплообменник

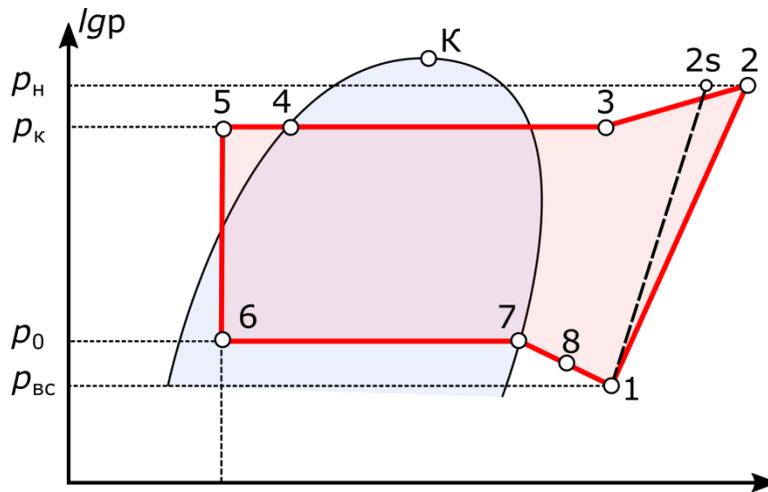


Рис. 7. Цикл холодильной машины с рекуперативным теплообменником и герметичным компрессором

В этой схеме пар из испарителя в состоянии 7 направляется в рекуперативный теплообменник, где охлаждает жидкий хладагент, выходящий из конденсатора. В результате теплообмена пар нагревается – процесс 7–8, а жидкость переохлаждается – процесс 4–5. В результате повышается удельная холодопроизводительность q_0 . Однако в результате этого увеличивается и удельная работа сжатия хладагента в компрессоре, так как повышается температура всасывания. Поэтому эффективность такого цикла зависит от термодинамических свойств хладагента.

Применение такого регенеративного цикла оправдано для высокомолекулярных веществ, к которым относится большинство современных хладагентов (R22, R404a и т.п.). Применение этого цикла для низкомолекулярных рабочих веществ, например для аммиака, вызывает понижение холодильного коэффициента.

Наличие рекуперативного теплообменника при этом дает некоторые дополнительные преимущества, так как в данном случае снижается риск попадания жидкого хладагента в компрессор.

Также стоит отметить, что в большинстве малых и средних холодильных машин используются герметичные компрессоры, отличающиеся тем, что тепло, выделяемое электродвигателем компрессора, полностью поглощается хладагентом. Хладагент при этом вначале охлаждает обмотки двигателя компрессора и лишь потом попадает в рабочий орган сжатия.

Количество теплоты, которое выделяет электродвигатель герметичного компрессора:

$$\Delta Q_{эл} = N_{эл}(1 - \eta_{эл}),$$

где $N_{эл}$ – мощность, потребляемая электродвигателем, кВт; $\eta_{эл}$ – КПД электродвигателя.

Количество теплоты, кВт, которое подводится к рабочему веществу при его движении через электродвигатель в процессе 8–1:

$$\Delta Q_{р.в.} = \Delta Q_{эл} = G_a(i_1 - i_8).$$

Задаваясь нагревом рабочего вещества в электродвигателе $T_1 - T_8 = 30 \dots 40 \text{ }^\circ\text{C}$, по диаграмме определяем значения i_1 и i_{2s} . Далее рассчитываем:

$$l_s = i_{2s} - i_1.$$

Далее пересчитываем значение i_1 :

$$i_1 = i_8 + \frac{l_s(1 - \eta_{эл})}{\eta_{эл}\eta_e},$$

где η_e – КПД компрессора.

Наличие рекуперативного теплообменника и перегрева хладагента в электродвигателе компрессора влияет на энергетические параметры цикла. Тем не менее, это влияние составляет не более $\pm 5\%$. Поэтому в практических расчётах при построении цикла холодильной машины наличием данных обстоятельств обычно пренебрегают и расчёт производят как для цикла идеальной холодильной машины [6, с. 16].

3.3. Цикл холодильной машины с экономайзером

Экономайзер – теплообменный аппарат, предназначенный для увеличения переохлаждения холодильного агента на выходе из конденсатора [3]. Переохлаждение хладагента в экономайзере обеспечивается за счет дросселирования части жидкого холодильного агента или, другими словами, за счет части холодопроизводительности холодильной машины (см. рис. 8а).

Экономайзер довольно часто применяется в современных холодильных машинах. При помощи экономайзера можно добиться очень большого переохлаждения (до 30...40°C). Это дает возможность размещать испаритель на большем расстоянии от конденсатора, что может быть использовано в крупных системах кондиционирования воздуха.

Схема с экономайзером применяется чаще всего применяется в низкотемпературных холодильных машинах, где температуры кипения хладагента опускаются ниже -30°C . В них применение данной схемы позволяет снизить объемную производительность компрессора, повысить холодильный коэффициент, а также снизить расход хладагента через дросселирующее устройство (что дает возможность уменьшить его размер). Схема с экономайзером обычно применяется с двухступенчатыми поршневыми компрессорами, со спиральными или винтовыми компрессорами. В схемах с этими компрессорами пары хладагента, выходящие из экономайзера, впрыскиваются в середине процесса сжатия.

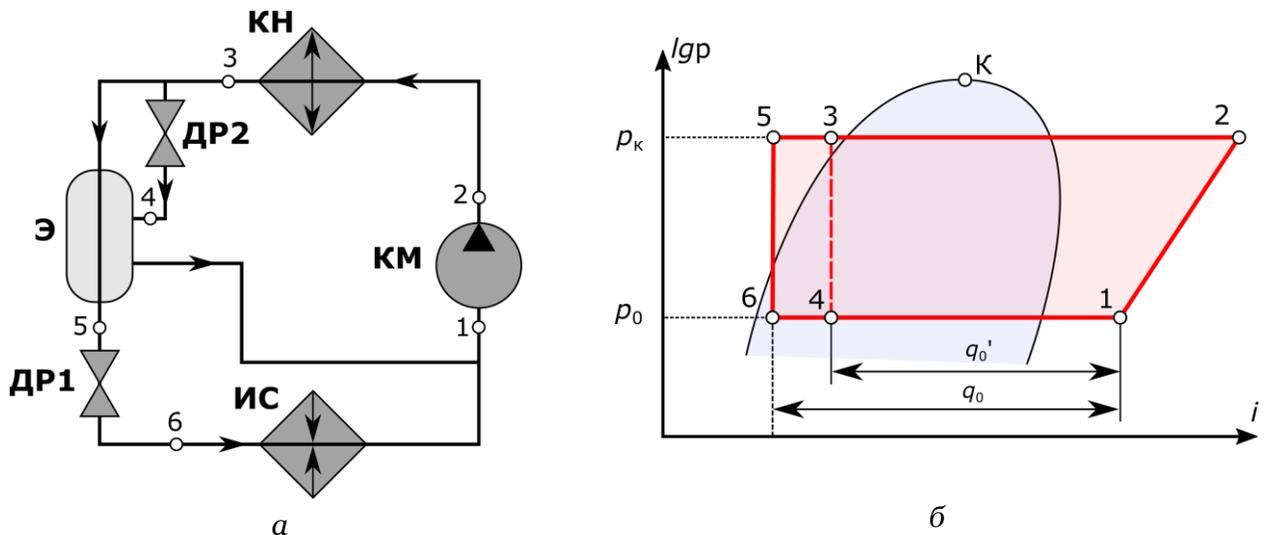


Рис. 8. Одноступенчатая холодильная машина с экономайзером:

а – принципиальная схема; б – цикл

КМ – компрессор; КН – конденсатор; Э – экономайзер; ДР1 – основной дроссель; ДР2 – вспомогательный дроссель; ИС – испаритель

Цикл холодильной машины с экономайзером представлен на рис. 8б. В нем переохладение холодильного агента (процесс 3–5) происходит за счет дросселирования части жидкого хладагента в процессе 3–4 и его кипения 4–1.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как рассчитать удельную холодопроизводительность хладагента в цикле холодильной машины?
2. Как рассчитать удельную теплоту, передаваемую в конденсатор холодильной машины?
3. Как рассчитать массовый расход хладагента?
4. Опишите методику определения расхода потребляемой электрической мощности компрессора.
5. Что определяет холодильный коэффициент цикла?
6. Каким образом можно увеличить холодильный коэффициент цикла холодильной машины?
7. Что такое коэффициент подачи компрессора?
8. Какие факторы влияют на коэффициент подачи компрессора?

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Цой, А. П. Холодильная техника и технология потребителей холода / А. П. Цой, И. А. Ким. – Алматы: 2012. – С. 278-283.
2. Холодильные машины / под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил. – С. 88-104.
3. Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с. – С. 219-220 (с приложением).
4. Чумак, И. Г., Никульшина Д. Г. Холодильные установки. Проектирование: Учеб. пособие для вузов. – К. : Выща школа. Головное издательство, 1988. – 280 с. – ISBN 5-11-000254-1.
5. Семенов, Ю. В. Системы кондиционирования воздуха с поверхностными воздухоохладителями. – М.: Техносфера, 2014.
6. Якобсон, В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 369 с.

ВИДЕОРОЛИКИ

- V1. Лекция 3. Построение цикла кондиционера на диаграмме. <https://www.youtube.com/watch?v=voVXXhM8ptw>
- V2. Лекция 4. Определение характеристик цикла холодильной машины <https://www.youtube.com/watch?v=ssQr7dyqYOA>
- V3. How to Read SUPERHEAT and SUBCOOLING. Длит. 11:42. <https://www.youtube.com/watch?v=pUYLmxOrfoo>
- V4. Измерение переохладения при помощи аналогового манометра и термометра. <https://www.youtube.com/watch?v=EEGqaXwauI8>
- V5. Explaining Superheat and Subcooling to Your Apprentice! Длит.: 14:13. <https://www.youtube.com/watch?v=2SEDeov8VPY>
- V6. The Basic Refrigeration Cycle. Длит.: 7:10. <https://www.youtube.com/watch?v=N4WXaQuoK7w>

V7. An Overview of the Basic Refrigeration Cycle.
<https://www.youtube.com/watch?v=15ZrpM41enE>

ТЕСТОВЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перегрев хладагента в испарителе необходим для ...
 - a. Стабилизации подачи масла в компрессор;
 - b. Предотвращения обмерзания картера компрессора;
 - c. Предотвращения поступления жидкого хладагента в компрессор;
 - d. Снижения пускового тока компрессора;
 - e. Повышения объемной производительности компрессора.
2. Температура кипения хладагента в испарителе холодильной машины ...
 - a. На 5...20°C ниже требуемой температуры охлаждаемого объекта;
 - b. На 5 градусов выше температуры охлаждаемого объекта;
 - c. Равна температуре воздуха в охлаждаемом объеме;
 - d. Равна температуре конденсации;
 - e. Во всех типах холодильных машин составляет -20°C;
3. Наличие переохлаждения холодильного агента на выходе из конденсатора свидетельствует о том, что ...
 - a. Весь хладагент превратился в жидкость;
 - b. Хладагент имеет недостаточно высокое давление из-за потери производительности компрессора;
 - c. В холодильной машине заправлено недостаточное количество хладагента;
 - d. Хладагент выходит из конденсатора в виде перегретого пара;
 - e. Конденсатор холодильной машины неисправен.
4. Процесс конденсации холодильного агента в конденсаторе происходит ...
 - a. При постоянной температуре;
 - b. При постоянной энтальпии;
 - c. При постоянной энтропии;
 - d. При постоянном давлении;
 - e. При постоянном удельном объеме вещества;
5. Процесс сжатия хладагента в компрессоре при расчете цикла холодильной машины можно считать происходящим при ...
 - a. При постоянной температуре;
 - b. При постоянной энтальпии;
 - c. При постоянной энтропии;
 - d. При постоянном давлении;
 - e. При постоянном удельном объеме вещества;
6. Регенеративный теплообменник позволяет:
 - a. Увеличить перегрев хладагента, что приводит к снижению риска попадания жидкого хладагента в компрессор;
 - b. Увеличить переохлаждение хладагента на выходе из конденсатора, что повышает энергетическую эффективность цикла холодильной машины;
 - c. Поднять давление конденсации;
 - d. Снизить давление нагнетания компрессора, что повышает коэффициент подачи компрессора;
 - e. Исключить риск перегрева электродвигателя компрессора при длительной работе.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРОВ

Далее приводятся примеры значений коэффициентов подачи для различных компрессоров.

1. Для поршневых компрессоров старых моделей (2A110-7, 2A220-7) в интервале степеней повышения давления от 2 до 10:

$$\lambda = 1 - 0,05 \left(\frac{p_k}{p_0} \right).$$

2. Для полугерметичных поршневых компрессоров Bitzer:

$$\lambda = 1 - 0,043 \left(\frac{p_k}{p_0} \right).$$

3. Для винтовых компрессоров старых моделей:

$$\lambda = a_0 + a_1 \left(\frac{p_k}{p_0} \right) + a_2 t_k + a_3 \left(\frac{p_k}{p_0} \right) t_k + a_4 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^2 + a_5 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^2 t_k,$$

где t_k – температура конденсации, °С;

$a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ – коэффициенты, принимаемые в зависимости от модели компрессора, определяемые по табл. 1.

Марка	Коэффициенты						Примечание
	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	
21A130-7-1	0,9	0,0055	-0,0029	0	-0,0038	0	$p_k/p_0 = 2 \dots 6$; $t_k = 30 \dots 50 \text{ } ^\circ\text{C}$
21A130-7-3	0,741 1	0,0214	-0,0010	-0,0001	-0,0019	0	$p_k/p_0 = 6 \dots 11$; $t_k = 30 \dots 50 \text{ } ^\circ\text{C}$
21A280-7-1	0,957 3	0,0019	-0,0019	-0,0003	-0,0018	0	$p_k/p_0 = 2 \dots 6 \text{ K}$; $t_k = 30 \dots 50 \text{ } ^\circ\text{C}$

4. Также коэффициент подачи аммиачных вертикальных и V-образных компрессоров с охлаждающими рубашками можно ориентировочно подсчитать по формуле:

$$\lg \lambda = (0,012 + 0,437C) \left(1 - \frac{p_k}{p_0} \right)$$

где C – величина вредного пространства в долях рабочего объема цилиндра (0,02...0,08).

5. Коэффициент подачи ротационных компрессоров старых моделей [4, с. 86]:

$$\lambda = 1 - a \frac{p_k}{p_0},$$

где a – коэффициент, который для крупных машин принимается равным $a = 0,05$; и для малых машин $a = 0,1$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. ГЛОССАРИЙ

Coefficient of Performance.....	23	регенеративный теплообменник	26
Energy Efficiency Rating.....	23	тепловой насос	24
диаграмма lgr-i.....	14	термодинамический процесс	
коэффициент подачи	20, 30	адиабатный.....	15
критическая точка.....	14	изобарный	14
отопительный коэффициент.....	23	изохорный	14
перегрев	5	холодильный коэффициент	18
переохлаждение	4	экономайзер	27
пограничные кривые	14		