

А. Н. Нечаяев, С. Д. Глухов,
И. А. Жилин, А. А. Жердев

СРАВНЕНИЕ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Проведен анализ влияния различных факторов на коэффициенты преобразования цикла теплового насоса и холодильной машины.

E-mail: nechaev_a_n@mail.ru

Ключевые слова: *тепловой насос, холодильная машина, парокомпрессионный цикл, коэффициент преобразования энергии.*

В настоящее время тепловые насосы широко распространены в Европе, США и Японии. Низкая по отношению к электроэнергии стоимость топлива и незначительная распространенность систем электрообогрева сдерживали широкое внедрение тепловых насосов в нашей стране.

Теоретически тепловым насосом является всякая холодильная машина, потому что наряду с холодом она неизменно вырабатывает и тепло. Но тепловым насосом холодильную машину называют лишь в том случае, когда она специально предназначена для получения теплоты [1].

Тепловые насосы вышли из недр холодильной техники и, как правило, создаются и выпускаются заводами холодильного машиностроения. Они действительно имеют много общего с холодильными машинами: работают по идентичным циклам и собираются из одних и тех же комплектующих. Однако тепловые насосы отличаются от холодильных машин не только тем, что работают в диапазоне более высоких рабочих температур, но и тем, что у них разная целевая функция: тепловой насос — это нагреватель, основной аппарат у него — конденсатор (у холодильных машин — испаритель). При реализации парокомпрессионного цикла потери при сжатии в компрессоре, приводящие к повышению температуры нагнетания, дают не только отрицательный эффект — увеличивается мощность сжатия, но и положительный — повышается теплопроизводительность (что реализуется в том же конденсаторе). Для более детального сравнения работы холодильной машины и теплового насоса рассмотрим влияние различных факторов на их производительность.

Отопительный коэффициент теплового насоса определяется отношением количества теплоты (Q_k), получаемой для отопления, к электрической энергии (N), затраченной на приведение установки в действие:

$$\mu = \frac{Q_k}{N} = \frac{Q_0 + N}{N} = 1 + \frac{Q_0}{N}, \quad (1)$$

где Q_0 — теплота, отводимая от низкопотенциального источника. Это соотношение называют отопительным коэффициентом. В иностранной литературе он известен как коэффициент преобразования теплового насоса (COP). Для холодильной машины подобное соотношение называют холодильным коэффициентом и записывают его в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N} = \mu - 1.$$

Далее будет проведен анализ влияния различных факторов на коэффициент преобразования цикла теплового насоса и холодильной машины. За базовый цикл принят вариант с температурой конденсации 55°C и температурой испарения 5°C на R22. Для всех приведенных расчетов отсутствуют потери давления, перегрев и переохлаждение, а изэнтропийный КПД компрессора равен единице, если это не оговорено отдельно. В классической термодинамике не допускается сравнивать циклы с разными температурами источника и приемника теплоты (испарения и конденсации). Тем не менее для корректного сравнения циклов с разными температурными диапазонами предлагается подбирать их из условия равенства коэффициентов преобразования. Температуры испарения при выбранных значениях температур конденсации приведены в таблице. Для всех циклов одинаковы как отопительные, так и холодильные коэффициенты.

Таблица

Характеристики теоретических рабочих циклов на фреоне R22

Параметры	Тепловой насос		Холодильная машина	
	$T_0, ^\circ\text{C}$	15,4	5	-4,9
$T_k, ^\circ\text{C}$	65	55	45	35
μ	5,14		5,14	
ε	4,14		4,14	

Температуры конденсации 55°C и 65°C соответствуют режимам работы теплового насоса. Температуры испарения $-4,9^\circ\text{C}$ и $-14,4^\circ\text{C}$ более характерны для режимов работы холодильной машины. Уже на этом этапе можно выявить существенные отличия теплового насоса от холодильной машины. Для конкретного хладагента, например фреона R22, с увеличением температуры уменьшается энергия фазового перехода, цикл сдвигается в область, близкую к критической точке (рис. 1). Для качественного уяснения закономерностей необходим расчет характеристик термодинамического цикла для конкретного хладагента.

Влияние температуры испарения на коэффициент преобразования цикла. По аналогии с расчетом влияния температуры испарения на холодильный коэффициент [2], проведем расчет для теплового

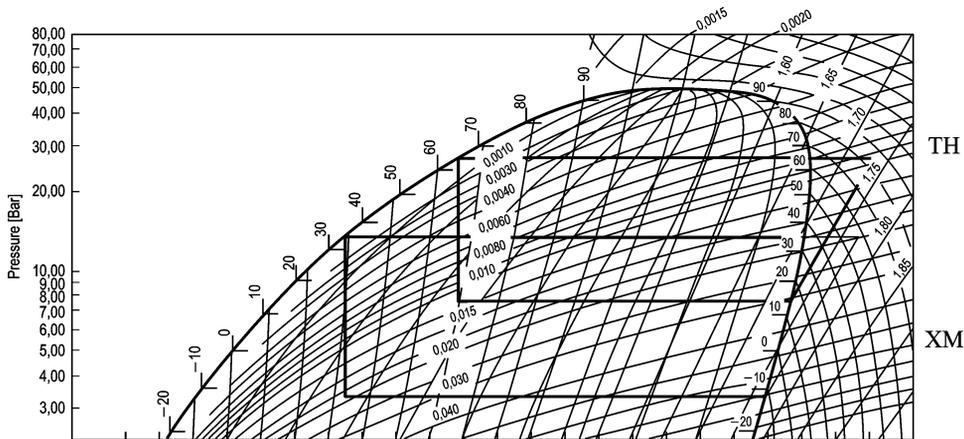


Рис. 1. Теоретические рабочие циклы теплового насоса и холодильной машины:

ТН — тепловой насос; ХМ — холодильная машина

насоса. Для фреона R22 и циклов из таблицы получены зависимости коэффициентов преобразования от температуры испарения. Расчет был проведен в пакете прикладных программ CoolPack. Результаты приведены на рис. 2, а.

Расчеты показывают, что увеличение температуры испарения одинаково влияет (увеличивает) на коэффициент преобразования как теплового насоса, так и холодильной машины. Характер зависимости тот же.

Влияние температуры конденсации на коэффициент преобразования цикла. Рассмотрим влияние температуры конденсации на коэффициент преобразования циклов. Для фреона R22 и циклов из таблицы получаем зависимость μ и ϵ от температуры конденсации, показанную на рис. 2, б.

Увеличение температуры конденсации в одинаковой степени уменьшает коэффициенты преобразования как холодильной машины, так и теплового насоса.

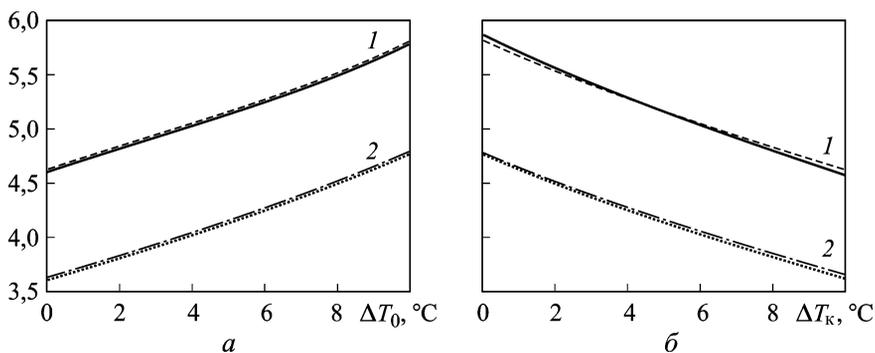


Рис. 2. Зависимость отопительного коэффициента μ теплового насоса (1) и холодильного коэффициента ϵ холодильной машины (2) от изменения температур испарения (а) и конденсации (б): — — 1; - - - - 2; - · - · 3; · · · · 4

Влияние изоэнтропийного КПД компрессора на коэффициент преобразования цикла. В холодильной машине теплота, которую компрессор сообщает хладагенту при сжатии, сбрасывается в окружающую среду вместе с теплотой, отводимой от охлаждаемого объекта. При работе теплового насоса полезный эффект складывается из теплоты, получаемой от низкопотенциального источника, и работы компрессора. Такое отличие наталкивает на мысль, что к компрессору теплового насоса можно предъявлять менее жесткие требования. Возможно, не стоит увеличивать его изоэнтропийный КПД, так как теплота от потерь все равно идет на выполнение основной функции теплового насоса (теплоснабжение).

Для анализа влияния изоэнтропийного КПД компрессора на работу теплового насоса и холодильной машины в программном комплексе CoolPack был проведен расчет серии циклов. При расчете изменялся изоэнтропийный КПД компрессора (η_s) в диапазоне от 0,6 до 1. За 100%-ную эффективность как теплового насоса, так и холодильной машины брали коэффициент преобразования при $\eta_s = 1$. Результаты расчета для циклов с температурой конденсации 55 °С (тепловой насос) и 35 °С (холодильная машина) приведены на рис. 3.

Установлено, что уменьшение изоэнтропийного КПД компрессора негативно сказывается на работе теплового насоса и холодильной машины. Коэффициент преобразования обоих агрегатов значительно уменьшается, но отопительный коэффициент уменьшается немного медленнее. Тем не менее к компрессору теплового насоса следует предъявлять такие же высокие требования по термодинамической эффективности, как и для холодильной машины.

Влияние рекуперативного теплообменника на коэффициент преобразования цикла. В холодильной технике для предотвращения попадания жидкого хладагента в компрессор применяются циклы с перегревом. Один из способов реализации такого цикла — применение рекуперативного теплообменника. Для циклов с температурой конденсации 55 °С (тепловой насос) и 35 °С (холодильная машина) были рассчитаны коэффициенты преобразования циклов с различными значениями температур переохлаждения (температуры перегрева подбирались из расчета равных тепловых потоков в рекуперативном теплообменнике). Результаты расчета приведены на рис. 4.

Для холодильной машины рекуперативный теплообменник позволяет отводить от охлаждаемого объекта дополнительное количество

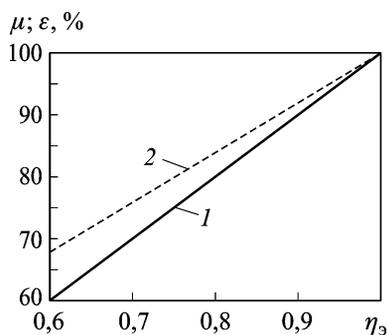


Рис. 3. Зависимость относительных коэффициентов μ и ϵ от изоэнтропийного КПД компрессора:
1 — холодильная машина; 2 — тепловой насос

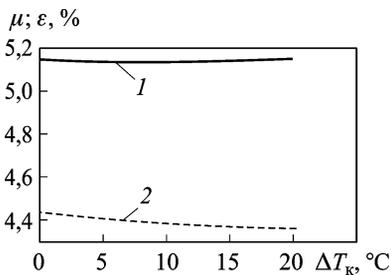


Рис. 4. Зависимость коэффициентов μ и ε от температуры переохлаждения в рекуперативном теплообменнике:

1 — $T_k = 55^\circ\text{C}$; $T_0 = 5^\circ\text{C}$ (для теплового насоса), 2 — $T_k = 35^\circ\text{C}$; $T_0 = -14,4^\circ\text{C}$ (для холодильной машины)

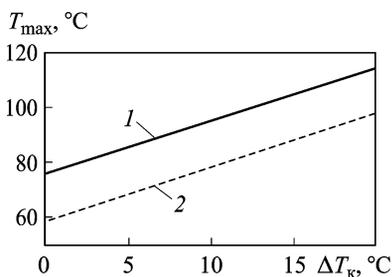


Рис. 5. Зависимость температуры в нагнетательном патрубке цикла теплового насоса (2) и холодильной машины (1) от температуры переохлаждения:

1 — $T_k = 35^\circ\text{C}$; $T_0 = -14,4^\circ\text{C}$, 2 — $T_k = 55^\circ\text{C}$; $T_0 = 5^\circ\text{C}$

теплоты на единицу массы хладагента (на 16 % больше для переохлаждения на 20°C). Удельные затраты энергии на работу компрессора увеличиваются на 18 % при переохлаждения на 20°C , поэтому получаем незначительное снижение коэффициента ε холодильной машины. Однако часто ущерб, который наносят компрессору попадающие в него капли жидкого хладагента, в итоге оказывается значительно больше ущерба из-за снижения эффективности цикла с рекуперативным теплообменником.

В тепловом насосе рекуперативный теплообменник увеличивает удельное на единицу массы рабочего вещества количество энергии, поступающей в систему отопления (на 19 % для переохлаждения на 20°C). При этом возрастает и количество энергии, затрачиваемой на привод компрессора (на 19 % для переохлаждения на 20°C). Суммарный эффект от этих двух процессов оказывается нейтральным (μ теплового насоса с увеличением температуры перегрева практически не изменяется). Следует упомянуть еще раз, что эти данные были получены для фреона R22. Обобщать результаты для остальных хладагентов без предварительного анализа не корректно.

В тепловом насосе с рекуперативным теплообменником фирмы Waterkotte термобаллончик терморегулирующего вентиля (ТРВ) устанавливается непосредственно перед компрессором на его всасывающем трубопроводе. Это, на первый взгляд, противоречит здравому смыслу и приведенным расчетам. Для более детального анализа рассмотрим график температур хладагента в нагнетательном патрубке компрессора для приведенных циклов с рекуперативным теплообменником (рис. 5).

Использование рекуперативного теплообменника значительно увеличивает температуру в нагнетательном патрубке (рассматриваемые циклы являются теоретическими!). Это может приводить к образо-

ванию масляного нагара, который будет вызывать преждевременный износ деталей компрессора. Снижение вязкости масла при повышении его температуры может приводить к заклиниванию подвижных частей (особенно поршневых компрессоров). Кроме того, высокая температура вредна для большинства хладагентов. Например, фреон R22 в кварцевой трубке начинает разлагаться при достижении температуры 288 °С, а в реальных условиях эта температура значительно меньше, так как конструкционные материалы (медь, сталь) выступают в роли катализаторов разложения.

Становится очевидным, что современные комплектующие, смазывающие и рабочие тела не позволяют проектировать тепловые насосы с перегревом хладагента после испарителя. Рекуперативный теплообменник в тепловом насосе фирмы Waterkotte работает как часть испарителя. Тепловая энергия, отбираемая хладагентом для вскипания, при этом складывается из энергии, отводимой от теплового источника (Q_0^{TH}), и энергии потока высокого давления в рекуперативном теплообменнике (Q_0^{P}):

$$Q_0 = Q_0^{\text{TH}} + Q_0^{\text{P}}.$$

При понижении температуры теплового источника (что характерно для тепловых насосов как “воздух–вода”, так и “вода–вода”) уменьшается составляющая Q_0^{TH} . При понижении температуры источника на выходе из испарителя будет увеличиваться Q_0^{P} . Это приводит к переохлаждению фреона R22 высокого давления и после терморегулирующего вентиля он имеет более низкую энтальпию. Это позволяет отбирать больше тепловой энергии непосредственно от низкопотенциального теплового источника, и полное значение энергии испарения хладагента остается неизменным.

В случае увеличения температуры теплового источника (что характерно для тепловых насосов “воздух–вода”) увеличивается количество энергии, отводимой от низкопотенциального теплового источника Q_0^{TH} . Хладагент с повышенной энтальпией после испарителя будет меньше охлаждать встречный поток в рекуперативном теплообменнике. Это приведет к уменьшению переохлаждения и после терморегулирующего вентиля энтальпия хладагента будет выше. При этом будет отводиться меньше энергии от низкопотенциального источника теплоты, и полное значение теплоты испарения остается неизменным.

Колебания температуры окружающей среды отрицательно влияют на работу холодильной машины с воздушным конденсатором. Как правило, температура конденсации рассчитана на максимальную (летнюю) температуру окружающей среды. В зимний период температура конденсации поддерживается неизменной — сохраняют производительность в ущерб возможности экономить электроэнергию. Для тепловых насосов имеется проблема как увеличения, так и уменьшения

(относительно расчетной) температуры низкопотенциального теплового источника. Колебания температуры будут приводить к изменению давления испарения. При увеличении давления будет уменьшаться перепад на ТРВ и, как следствие, расход хладагента через него. При уменьшении — будет увеличиваться энергопотребление. И то и другое отрицательно сказывается на теплопроизводительности и коэффициенте преобразования системы.

Таким образом, применение рекуперативного теплообменника и установка баллончика терморегулирующего вентиля непосредственно на линии всасывания компрессора после рекуперативного теплообменника позволяют стабилизировать режимные параметры теплового насоса. Колебания температуры низкопотенциального теплового источника будут сказываться на его работе значительно меньше.

Хладоны. Использование в тепловых насосах тех же рабочих тел (хладонов) и масел, что и в холодильных установках — тоже дань традиции (исключая случай работы с инверсией цикла: летом машина работает как кондиционер, а в холодный период как тепловой насос). Для европейской части России рабочий период режима теплового насоса значительно длиннее летнего режима кондиционирования, вследствие чего машина должна проектироваться как тепловой насос в первую очередь, а режим работы для получения холода будет вторичен. Представляется в скором будущем разделение конструкций холодильных машин, что повлечет за собой и использование различных рабочих тел и смазочных жидкостей.

Рассмотрим, например, использование азеотропной смеси (R500... R507) в холодильной машине. На рис. 6, а приведены характерные зависимости температуры от концентрации жидкости и пара бинарной смеси с нижней азеотропной точкой А. В точке А концентрации жидкости и равновесного ей пара совпадают. В процессе кипения смесь будет вести себя как чистое вещество: при данном давлении температура в процессе кипения практически не изменяется. Известны таблицы и диаграммы для азеотропных смесей, что позволяет

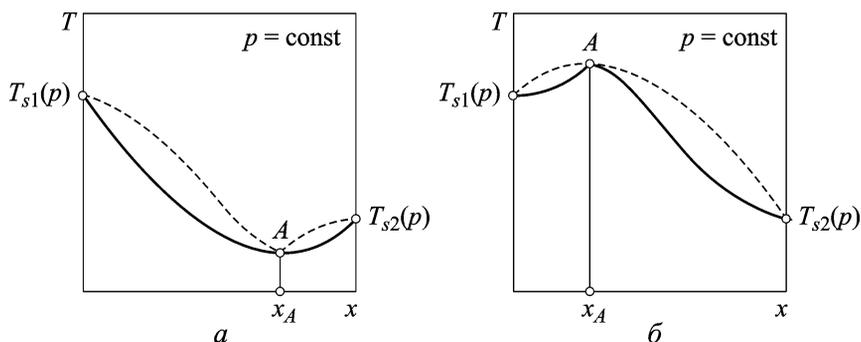


Рис. 6. xT -диаграмма для минимально (а) и максимально (б) кипящего азеотропного раствора

выполнять расчеты циклов. Смеси с нижним азеотропом имеют ряд преимуществ при работе в качестве хладагентов: более низкая температура кипения, чем у чистых компонентов при том же давлении, и пониженная температура нагнетания. Но применяя эти вещества в тепловых насосах, мы получаем отрицательный эффект — недогрев.

Очевидно, что для тепловых насосов целесообразно применять смеси с верхним азеотропом, характерная зависимость температуры от концентрации которых для бинарной смеси представлена на рис. 6, б. Температура конденсации азеотропной смеси в этом случае будет выше, чем у каждого из чистых компонентов.

Переход на более высокие температуры конденсации (при тех же давлениях нагнетания) сулит очевидные выгоды, но потребует и замены масла на более термостойкое, а в случае применения в теплонасосных устройствах герметичных и бессальниковых компрессоров увеличится температура обмоток электродвигателя.

Выводы. Сравнимые циклы тепловых насосов и холодильных машин изначально были разделены по температурным диапазонам. Температуры испарения и конденсации подбирались так, чтобы отопительные или холодильные коэффициенты всех циклов были равны (авторы приглашают к обсуждению правомерности такого способа). Простой анализ таких циклов позволил выявить следующие отличия.

1. Уменьшение изэнтропийного КПД работы компрессора в большей степени сказывается на работе холодильной машины; эффективность работы теплового насоса при этом падает менее заметно.

2. Применение рекуперативного теплообменника по-разному сказывается на работе холодильной машины и теплового насоса. Например, при использовании фреона R22 с ростом температуры перегрева незначительно уменьшается холодильный коэффициент холодильной машины. Тепловой коэффициент теплового насоса не меняется. Кроме того, рекуперативный теплообменник решает разные задачи в циклах холодильной машины и теплового насоса.

3. При перегреве хладагента после испарителя тепловой насос попадает в зону критических для надежной работы компрессора температур.

4. Представляется интересным рассмотреть работу смесевых хладагентов с верхним азеотропом в тепловых насосах.

В связи с этим возникают особые требования, предъявляемые к узлам тепловых насосов и их рабочим телам, а именно:

— компрессор теплового насоса должен работать в условиях повышенных температур; быть менее чувствительным к образованию нагара и иметь как можно меньше подвижных частей, подверженных заклиниванию;

— масло для смазывания компрессоров тепловых насосов не должно образовывать нагара на его подвижных частях, должно иметь более высокие рабочие температуры и не должно менять свою вязкость при нагревании;

— хладагенты следует подбирать, исходя из особенностей работы теплового насоса, и с более высокими пределами рабочих температур.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богословский В. Н., Сканава А. Н. Отопление: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1991. – 598 с.
2. Доссат Р. Дж., Хоран Т. Дж. Основы холодильной техники. – М.: Техносфера, 2008.

Статья поступила в редакцию 1.07.2010