

В. И. Володин, д-р техн. наук; П. М. Клепацкий, доцент, канд. техн. наук;  
С. В. Здитовецкая, мл. науч. сотрудник; Т. Ф. Шкарупа, канд. техн. наук  
(ОИЭЯИ «Сосны» НАН Беларуси)

## АНАЛИЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

The methods and applied programs for calculations of thermodynamics properties and parameters cycles of heat pumps are presented.

Проблема разрушения озонового слоя Земли поставила задачу замены в холодильных установках (ХУ) и тепловых насосах хладагентов (ХА) семейства хлорфторуглеродов веществами с нулевым озоноразрушающим потенциалом.

Важнейшим фактором, определяющим возможность использования вещества в качестве ХА для ХУ, является оценка его термодинамической эффективности. Оценка эффективности ХА производится на основе сравнительного анализа параметров модельного цикла холодильной установки для различных ХА. При проведении расчета циклов ХУ необходимо для каждого рассматриваемого ХА иметь зависимость энтальпии от давления и температуры в области перегретого пара, на линиях кипения и конденсации, и в двухфазной области. Для расчета компрессора кроме этих свойств необходимо знание энтропии, а для расчетов теплообменных аппаратов – знание коэффициентов вязкости и теплопроводности.

**Метод расчета теплофизических свойств.** На основе анализа и взаимосогласования имеющихся данных о теплофизических свойствах ХА рабочих тел тепловых насосов, были отобраны наиболее надежные данные. Затем для каждого вещества были сформированы массивы плотности, энтальпии, энтропии, вязкости и числа Прандтля в газовой области и на линиях фазового перехода газ – жидкость, зависящих от температуры и давления. В газовой области температура изменялась от 230 до 500 К, а давление – от 0,1 до 5 МПа. Температурная зависимость на линиях кипения и конденсации представлена от 230 К до критической температуры, а зависимость от давления – в интервале от 0,1 МПа до критического давления.

В области перегретого пара зависимость свойств от давления и температуры описывалась двойным степенным рядом. На линиях кипения и конденсации зависимости свойств от температуры и от давления описывались отдельными полиномами.

**Пакет прикладных программ и холодильная установка.** На основе полученных

аналитических зависимостей свойств от температуры и давления разработан пакет программ, позволяющий получать значения теплофизических свойств, необходимые для теплового и гидродинамического расчета трансформаторов тепла, включая теплообменные аппараты. Пакет разработан на языке Fortran. Его можно использовать автономно или подключать к комплексу программ для сопряженного расчета трансформаторов тепла [1].

Комплекс прикладных программ использовался при проведении расчетов для сравнительного анализа параметров цикла ХУ, схема которой представлена на рис. 1.

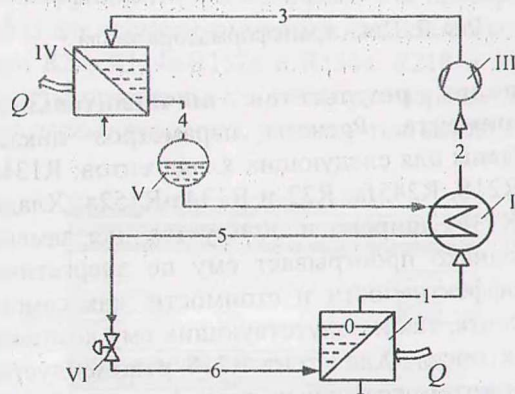


Рис. 1. Схема трансформатора тепла:  
I – испаритель; II – регенератор; III – компрессор;  
IV – конденсатор; V – сепаратор;  
VI – терморегулирующий вентиль

На рис. 2 приведен цикл рассматриваемой ХУ. Линии 2-3(3') соответствуют процессу сжатия в реальном (идеальном) компрессоре; 3-4 – отводу тепла от ХА в конденсаторе; 4-5 и 1-2 – процессам, связанным с регенерацией теплоты; 6-1 – подводу тепла к ХА в испарителе.

Программный комплекс позволяет проводить расчеты параметров циклов при следующих допущениях:

1. Изобарное сжатие в компрессоре при отсутствии потерь давления в испарителе и конденсаторе, т. е.  $\Delta p_n = 0$  и  $\Delta p_k = 0$ ;

2. Изобарное сжатие в компрессоре с учетом потерь давления в испарителе и конденсаторе, т. е.  $\Delta p_n \neq 0$  и  $\Delta p_k \neq 0$ ;

3. Сжатие в реальном компрессоре с учетом потерь давления в испарителе и конденсаторе, т. е.  $\Delta p_{и} \neq 0$  и  $\Delta p_{к} \neq 0$ ;

4. Регенерация и сжатие в реальном компрессоре с учетом потерь давления в испарителе и конденсаторе.

При расчете циклов задавались следующие исходные параметры установки:

- температуре кипения  $t_{и} = 5^\circ\text{C}$ ;
- температуре конденсации  $t_{к} = 40^\circ\text{C}$ ;
- перегрев пара в испарителе  $\Delta t_{и} = 5^\circ\text{C}$ .

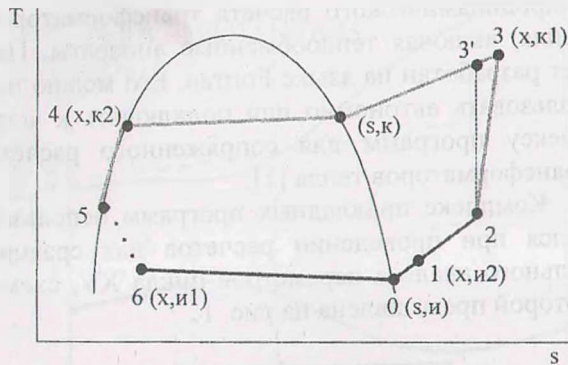


Рис. 2. Цикл трансформатора тепла

**Анализ результатов вычислительного эксперимента.** Расчеты параметров циклов проведены для следующих хладагентов: R134a, R12, R218, R245fa, R22 и R134a-R152a. Хладагент R134a широко используется для замены R12, однако проигрывает ему по энергетической эффективности и стоимости, как самого хладагента, так и сопутствующих ему компрессорных масел. Хладагент R218 рекомендуется для низкотемпературных трансформаторов тепла. Хладагент R245fa возможно будет использоваться в высокотемпературных трансформаторах тепла. Переходной хладагент R22 широко используется в настоящее время, но в дальнейшем его применение ограничивается Монреальским протоколом. Композиционный хладагент R134a-R152a по энергоэффективности превосходит не только R134a, но и R12, а при температурах в испарителе выше  $10^\circ\text{C}$  также и R22.

На  $ph$ -диаграмме (рис. 3) приведены термодинамические циклы ХУ для перечисленных ХА, отличающиеся от цикла на рис. 2 отсутствием регенерации.

При одинаковых температурах кипения и испарения существует связь между формой цикла, площадью цикла, т. е. работой цикла. Так, для хладагента R218, имеющего наименьшую, из рассмотренных хладагентов, критическую температуру  $T_c = 345,1 \text{ K}$ , рабочий диапазон для отношения  $T/T_c$  составляет 0,81–0,91.

В этой области параметров значение производной давления насыщения по температуре высокое, а значение теплоты фазового перехода пар–жидкость уменьшается, поэтому форма цикла – растянутая по вертикали, значения холодильного коэффициента и коэффициента преобразования невысокие – 2,19 и 3,19 соответственно.

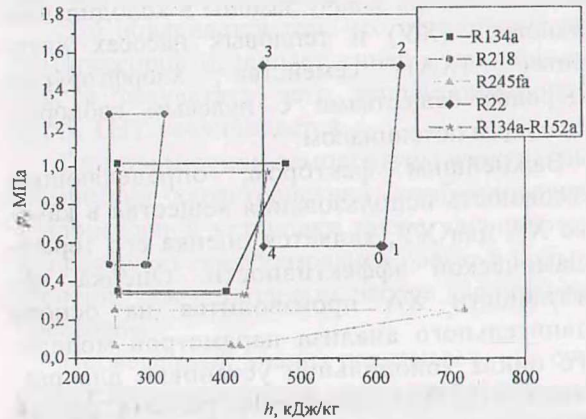


Рис. 3. Термодинамические циклы при изэнтропном сжатии в компрессоре;  $\Delta p_{и} = 0$  и  $\Delta p_{к} = 0$

Хладагенты R22, R134a и композиционный хладагент R134a-R152a имеют достаточно близкие значения критических температур – 369,3; 374,21 и 377,52 К. Рабочий диапазон по  $T/T_c$  – 0,81–0,91, степень сжатия в компрессоре  $\sigma \approx 2,7$ . Формы циклов подобны и все три ХА имеют достаточно высокие значения холодильного коэффициента и коэффициента преобразования. Цикл с хладагентом R22 сдвинут вправо по оси абсцисс из-за его высокого критического давления, которое выше близкого к нему R134a и равно 1 МПа.

Хладагент R245fa имеет наибольшее значение критической температуры 427,2 К, невысокое значение упругости паров и низкое значение производной давления по температуре на линии насыщения и поэтому имеет высокое значение степени сжатия пара в компрессоре  $\sigma \approx 3,7$ –4,7, вытянутую по оси абсцисс (энтальпии) форму цикла и невысокие значения холодильного коэффициента и коэффициента преобразования – соответственно 0,49 и 1,49.

Результаты расчета параметров цикла, с учетом гидравлических потерь давления в конденсаторе  $\Delta p_{к} = 10 \text{ кПа}$  и испарителе  $\Delta p_{и} = 40 \text{ кПа}$  для всех ХА, исключая R245fa, для которого  $\Delta p_{и} = \Delta p_{к} = 10 \text{ кПа}$ , представлены на рис. 4. Изменение значения потерь давления в испарителе для хладагента R245fa – вынужденный шаг, так как давление кипения при температуре  $T_{к} = 5^\circ\text{C}$  составляет 66 кПа и поте-

ря 40 кПа в испарителе приводит к низкому давлению ~25 кПа и низкой температуре ~-10°C на входе в компрессор.

Представленные на рис. 4 результаты расчета в целом согласуются с результатами, представленными на рис. 3, и, что логично, потери давления в испарителе и конденсаторе приводят к уменьшению холодильного коэффициента и коэффициента преобразования. Несмотря на более низкое, по сравнению с другими ХА, снижение потерь давления в испарителе для хладагента R245fa, холодильный коэффициент его цикла понизился на ~30%, в то время как для остальных ХА понижение составляет ~10%, что объясняется низким значением производной давления по температуре на линии насыщения и высоким значением степени сжатия пара в компрессоре.

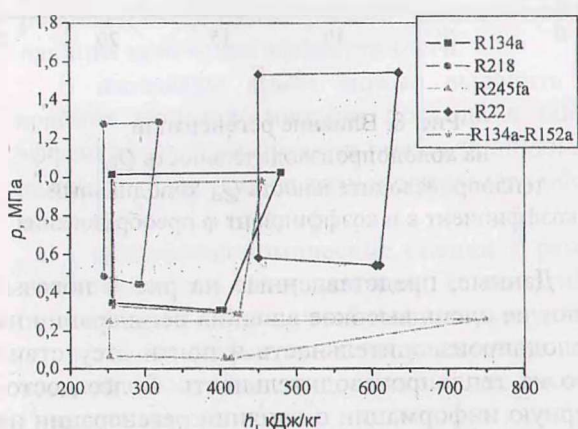


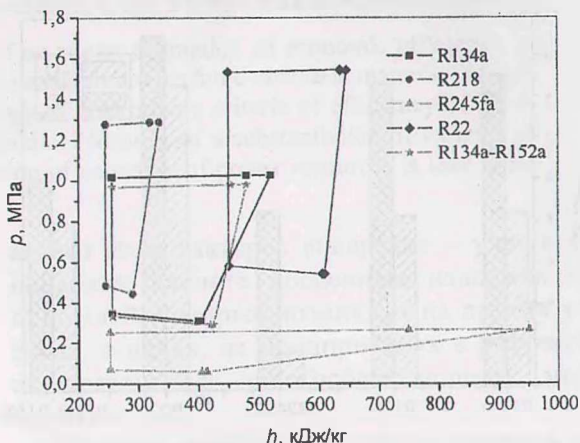
Рис. 4. Изентропное сжатие в компрессоре при  $\Delta p_n \neq 0$  и  $\Delta p_k \neq 0$

На рис. 5 даны результаты расчета циклов с компрессором ХГВ-14 с учетом необратимых потерь в теплообменниках и компрессоре. Полученные данные согласуются с результатами, представленными на рис. 3-4.

Учет необратимости процессов в реальном компрессоре, как и учет потерь давления в испарителе и конденсаторе, приводит к дальнейшему уменьшению холодильного коэффициента и коэффициента преобразования. Минимальное уменьшение холодильного коэффициента, по сравнению с идеальным циклом, ~30% наблюдается для хладагентов R134a, R22 и R134a-R152a. Больше понижение холодильного коэффициента цикла хладагента R218 объясняется, вероятно, близостью рабочих параметров компрессора к параметрам критической точки, а для хладагента R245fa – и малостью значения производной давления по температуре на линии насыщения и увеличением степени сжатия в компрессоре. Коэф-

фициент преобразования понизился на ~30%, по сравнению с идеальным циклом для хладагентов R22, R134a-R152a и R134a, и на ~50% для цикла с хладагентами R218 и R245fa.

Рис. 5. Термодинамические циклы



с компрессором ХГВ-14 и с учетом потерь давления в испарителе и компрессоре

На рис. 6 представлены значения холодильного коэффициента  $\epsilon$  и коэффициента преобразования  $\phi$  для термодинамических циклов с хладагентами R22, R134a-R152a и R134a, R218 и R245fa. Расчеты проведены для всех трех вариантов расчета параметров цикла, упомянутых выше.

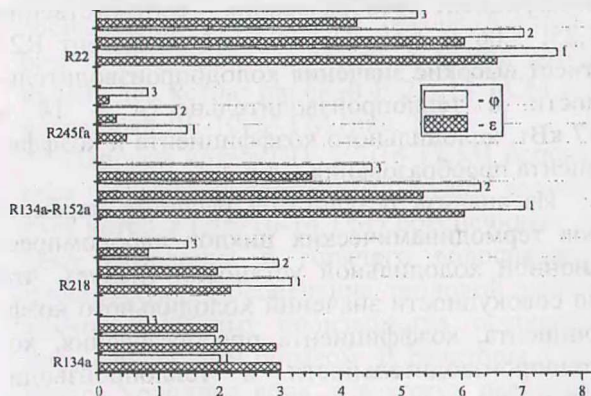


Рис. 6. Холодильный коэффициент  $\epsilon$  и коэффициент преобразования  $\phi$ : 1 – изентропное сжатие в компрессоре при  $\Delta p_n = 0$  и  $\Delta p_k = 0$ ; 2 – изентропное сжатие в компрессоре при  $\Delta p_n \neq 0$  и  $\Delta p_k \neq 0$ ; 3 – сжатие в реальном компрессоре с учетом необратимых потерь при  $\Delta p_n \neq 0$  и  $\Delta p_k \neq 0$

Для хладагентов R22, R134a-R152a, R134a, R218 и R245fa и работы установки в режиме холодильно-нагревательной машины проведены расчеты значений холодопроизводительности и теплопроизводительности термодинамических циклов со сжатием хладагентов

реальным компрессором, параметры которого соответствуют параметрам компрессора ХГВ-14 производства «БелОМО». Результаты этого расчета представлены на рис. 7.

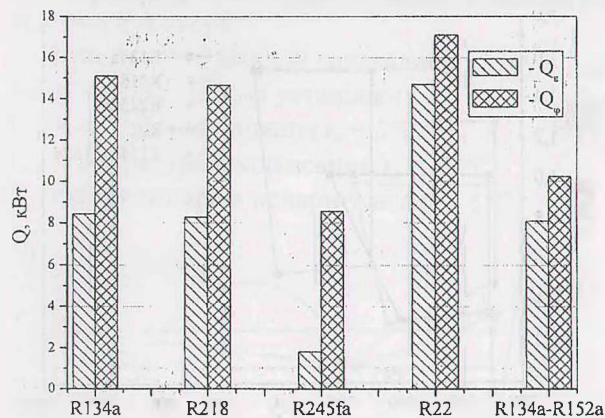


Рис. 7. Изменение холодопроизводительности и теплопроизводительности

Значения холодопроизводительности и теплопроизводительности для хладагентов R134a, R134a-R152a и R218 равны ~8 кВт при значениях холодильного коэффициента соответственно 0,6; 2,41 и 0,8. Теплопроизводительность тех же хладагентов составляет ~10–14 кВт и коэффициент преобразования – соответственно 1,25; 3,06 и 1,45. Переходной хладагент R22 имеет высокие значения холодопроизводительности и теплопроизводительности – 14 и 17 кВт, холодильного коэффициента и коэффициента преобразования – 4 и 4,7.

Из анализа результатов расчетов параметров термодинамических циклов парокомпрессионной холодильной установки следует, что по совокупности значений холодильного коэффициента, коэффициента преобразования, холодопроизводительности и теплопроизводительности при заданных рабочих параметрах  $t_k = 5^\circ\text{C}$ ,  $t_n = 40^\circ\text{C}$  и  $\Delta t_n = 5^\circ\text{C}$  достаточно энергоэффективными хладагентами являются R22, R134a, R134a-R152a и R134a. Можно рекомендовать продолжить исследования по использованию хладагента R218 в области более низких температур и хладагента R245fa при более высоких температурах кипения и конденсации. Проведенный расчет цикла на R245fa со сжатием хладагента компрессором ХГВ-14 при  $t_k = 15^\circ\text{C}$ ,  $t_n = 55^\circ\text{C}$  и  $\Delta t_n = 5^\circ\text{C}$  показывает очень высокую (35 кВт) теплопроизводительность, однако при коэффициенте преобразования ~1.

В работе также проведено исследование влияния регенерации на параметры термодина-

мических циклов при использовании в холодильных установках и тепловых насосах энергоэффективного хладагента R134a-R152a. Результаты этих исследований приведены на рис. 8.

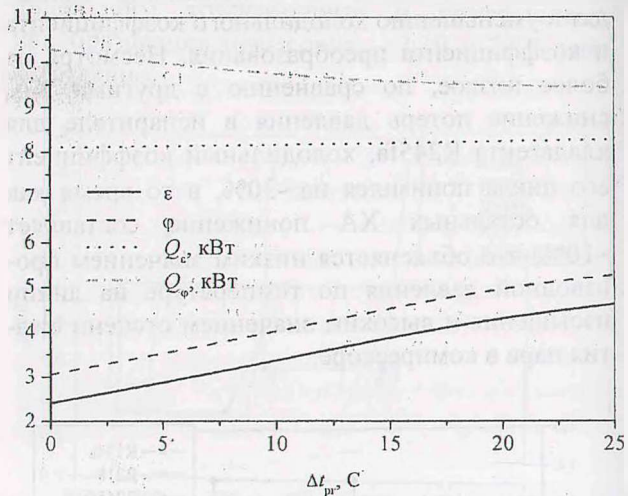


Рис. 8. Влияние регенерации на холодопроизводительность  $Q_c$ , теплопроизводительность  $Q_w$ , холодильный коэффициент  $\epsilon$  и коэффициент  $\phi$  преобразования

Данные, представленные на рис. 8 показывают не очень высокое влияние регенерации на холодопроизводительность и почти отсутствие его на теплопроизводительность. Более достоверную информацию о влиянии регенерации на параметры термодинамических циклов следует проводить совместно с расчетом параметров реальных теплообменников.

**Заключение.** В данной работе разработаны методики и комплексы прикладных программ для расчета термодинамических и переносных свойств холодильных агентов (теплоносителей) и параметров термодинамических циклов трансформаторов тепла. Для ряда холодильных агентов были проведены расчеты и сравнительный анализ их энергетической эффективности. Сравнение полученных результатов с результатами расчетов по другим методикам подтвердили надежность и достоверность разработанных методик и комплекса программ, а также показали, что замену переходному холодильному агенту R22 следует искать среди композиционных холодильных агентов.

## Литература

1. Володин В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. – 1998. – № 2 – С. 8–10.