

УДК 621.564; 621.577

Д. Х. ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук, стар. научн. сотр.

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

А. В. ШЕРСТЮК, аспирант НТУ «ХПИ»

НПО «Холод», г. Харьков

Э. Г. БРАГУТА, д-р. техн. наук, проф.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,

г. Харьков

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Установлено влияние на эффективность холодильных машин и тепловых насосов давления хладагента за компрессором в диапазоне от 80 до 140 бар при различных температурах конденсации и различных изоэнтронных КПД компрессора в закритической области состояния.

Встановлено вплив на ефективність холодильних машин і теплових насосів тиску хладагента за компресором у діапазоні від 80 до 140 бар при різних температурах конденсації й різних ізоентронних ККД компресора в закритичній області стану.

Введение

Существующие на сегодняшний день тепловые насосы (ТН) и холодильные машины (ХМ), работающие по сверхкритическому циклу с R744, пока не являются оптимизированными конструкциями. По показателям энергетической эффективности они либо равны, либо уступают традиционным докритическим системам с синтетическими хладагентами. Между тем, сверхкритические системы обладают значительно более широкими возможностями для оптимизации режимных и конструктивных параметров, чем традиционные докритические установки. Главным образом, это связано с влиянием давления нагнетания в цикле на энергетическую эффективность ХМ и ТН. Вопросам выбора оптимального давления нагнетания, соответствующего максимальной энергетической эффективности в сверхкритическом цикле посвящен целый ряд работ [1–4]. В работе [5] на основе численного моделирования термодинамических режимов работы сверхкритических систем нами предложены обобщенные зависимости для анализа влияния определяющих факторов на оптимальное давление нагнетания в сверхкритическом цикле P_2^{opt} . Установлено, что с увеличением сложности технологической схемы величина P_2^{opt} снижается. В схемах с детандером влияние на P_2^{opt} изоэнтронного КПД детандера больше, чем влияние изоэнтронного КПД компрессора. Между тем, помимо давления нагнетания на эффективность сверхкритического цикла не менее существенное влияние оказывает целый ряд других режимных параметров цикла, таких как температура на выходе из газоохладителя, величина перегрева, температура испарения, изоэнтронный КПД, эффективность регенерации и. т. д. В настоящей работе представилось целесообразным подробно рассмотреть влияние указанных параметров в сверхкритическом цикле на энергетическую эффективность ХМ и ТН.

Основная часть

На рис. 1. представлен характер изменения параметров одноступенчатого цикла ХМ и ТН при выборе предельно максимальных и предельно минимальных значений давления нагнетания в цикле P_2 и температуры хладагента перед дросселированием T_3 . Из рисунка можно видеть как видоизменяется цикл при переходе из докритической в сверхкритическую область состояний. При построении циклов фиксированными считались параметры в точке 1.

Анализ поведения изотерм в сверхкритической области показал, что увеличение P_2 при $T_3 = \text{const}$ приводит к повышению удельной теплопроизводительности в цикле. Однако это увеличение P_2 целесообразно только до определенного значения, соответствующего давлению в точке инверсии, в которой, как известно, коэффициент адиабатного дросселирования равен нулю. В этой точке энтальпия газа сверхкритических параметров при заданных P_2 и T_3 минимальна, а соответственно удельная теплопроизводительность в цикле максимальна. С увеличением P_2 при $T_3 = \text{const}$ выше точки инверсии происходит увеличение энтальпии хладагента и снижение удельной теплопроизводительности.

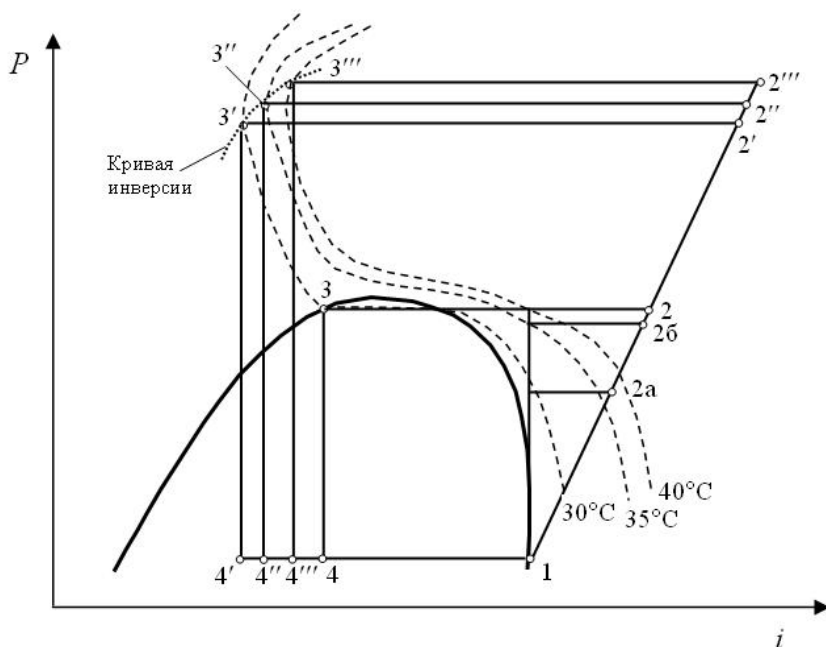


Рис. 1. Трансформация одноступенчатых циклов ХМ и ТН при переходе через критическую точку в диаграмме энтальпия-давление для хладагента R744

Кроме того, процесс дросселирования в цикле будет сопровождаться не охлаждением, а нагреванием, что недопустимо. Таким образом, уровень давления нагнетания в цикле, соответствующий параметрам хладагента в точке инверсии, является предельно допустимым уровнем, при котором процесс термотрансформации термодинамически эффективен. Например, при температурах на выходе из газоохладителя ТН $T_3 = 30, 34, 38^\circ\text{C}$ предельное давление нагнетания в цикле P_2^{max} соответственно составляет 360, 380, 440 бар, что, естественно, лежит далеко за пределами допустимых значений давления в соответствии с прочностными характеристиками существующих компрессоров.

Максимальную температуру хладагента на выходе из газоохладителя при критическом давлении, можно определить анализируя поведение изотерм в области перегретого пара. Из рис. 1 можно видеть, что при $P_2 < P_{\text{кр}}$ и $T_3 > T_{\text{кр}}$ параметры цикла могут лежать за пределами двухфазного купола в области перегретого пара (т. 2а и т. 2б), что существенно снижает термодинамическую эффективность цикла. Таким образом, предельно допустимой температурой хладагента на выходе из газоохладителя (т. 3) при критическом давлении, является температура 31°C , т. е. критическая температура R744. Предельно минимальная температура на выходе из газоохладителя при сверхкритическом давлении теоретически равна температуре хладагента т. 4. Для сверхкритического цикла максимальная температура перегретого пара не должна превышать температуру хладагента на выходе из газоохладителя.

Рассмотрим влияние изменения режимных параметров свехкритического цикла на энергетическую эффективность ХМ и ТН. Диапазон варирования выбранных параметров

соответствует реальным условиям работы паркомпрессорных ХМ и ТН.

Влияние изменения параметров в т. 3, а также давления в т. 2 для сверхкритического цикла на эффективность ХМ и ТН можно выразить следующим соотношением [6]

$$\left(\frac{\partial i_3}{\partial P}\right)_T = -\varepsilon \left(\frac{\partial i_2}{\partial P}\right), \quad (1)$$

где ε – холодильный коэффициент.

Дифференцируя выражение $\varepsilon = (i_1 - i_3)/(i_2 - i_1)$ по P_2 можно определить максимальный

холодильный коэффициент $\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial P_2}\right)_{P_2=P_2^{opt}} = 0$ при соответствующем давлении.

Для расчета энтальпий и давлений на линии насыщения, а также параметров R744 в паровой фазе используется база данных «REFPROP».

На рис. 2 показано семейство зависимостей $\varepsilon = f(t_3)$, полученных в результате многовариантных расчетов сверхкритических циклов при варьировании температуры на выходе из газоохладителя t_3 и различных P_2 . Фиксированными параметрами, являлись температура испарения $t_0 = -4$ °С; величина перегрева $\Delta T_{пер} = 5$ К; изоэнтропный КПД компрессора $\eta_{is} = 0,5$. Теплотери с поверхности корпуса компрессора отнесенные к затраченной работе сжатия принимались $f = 10$ %. Как видно из рисунка влияние t_3 на ε в области давлений P_2 близких к критическому $P_{кр}$ значительно сильнее, чем при высоких значениях P_2 .

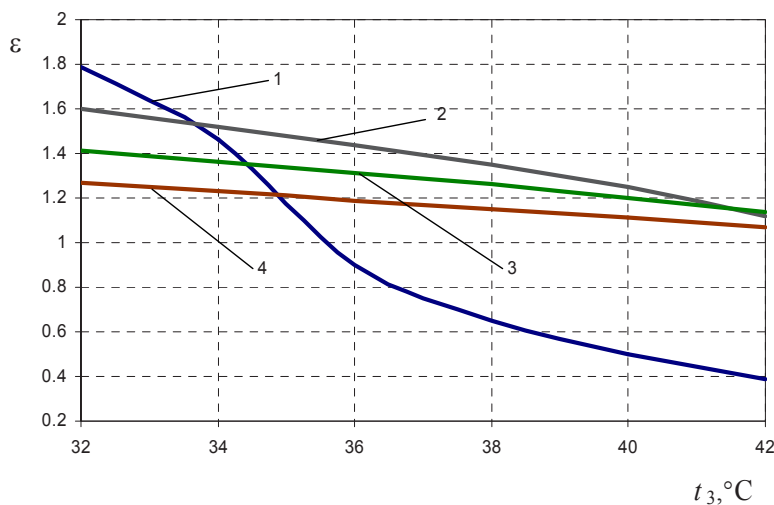


Рис. 2 Зависимость $\varepsilon = f(t_3)$ при различных P_2
 1 – $P_2 = 80$ бар; 2 – $P_2 = 100$ бар; 3 – $P_2 = 120$ бар; 4 – $P_2 = 140$ бар

По результатам расчетов установлено, что перегрев в испарителе при $P_2 = 100 \div 140$ бар в цикле фактически не оказывает влияния на ε . При значениях $P_2 = 80$ бар и ниже, т. е. близких к критическому давлению влияние перегрева в испарителе на ε усиливается.

На рис. 3 представлены зависимости $\varepsilon = f(t_0)$ при различных значениях P_2 . Эта серия графиков получена при $t_3 = 34$ °С; $\Delta T_{пер} = 5$ К; $\eta_{is} = 0,5$; $f = 10$ %. Как видно из рисунка, чем меньше значение P_2 , тем больше влияние t_0 на ε .

Далее установим влияние изоэнтропного КПД η_{is} на ε . Рассмотрим случай, когда величина η_{is} задается в качестве одного из независимых факторов, т. е. при предпроектном анализе цикла. На рис. 4 представлены результаты расчета ε при варьируемых t_3 и η_{is} и фиксируемых $P_2 = 90$ бар и $t_0 = 0$ °С, $\Delta T_{пер} = 5$ К. Как можно видеть, изменение η_{is} от 0,5 до

0,8 при высоких значениях t_3 не существенно сказывается на изменении ε . В работах [7, 8] отмечается, что в сверхкритических циклах установка регенеративного теплообменника при определенных режимах может привести к повышению ε . Нами проведена серия расчетов $\varepsilon = f(P_2)$ при различной эффективности РТ $\eta_{\text{РТ}} = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6}$. Расчеты показали, что в области низких

значений P_2 , т. е. близких к критическому давлению для R744, увеличение $\eta_{\text{РТ}}$ приводит к незначительному повышению ε . Причем для схем содержащих дроссельный вентиль, необходимо стремиться к максимально возможной величине $\eta_{\text{РТ}}$, в отличие от схем с детандером, где $\eta_{\text{РТ}}$ должна быть минимальной.

Паросодержание хладагента на входе в РТ $x_{\text{РТ}}$ также влияет на ε сверхкритического цикла. Так, при $x_{\text{РТ}} = 0,7 \div 0,95$ для обеспечения сухого хода компрессора необходимо ограничить минимально допустимое значение $\eta_{\text{РТ}}^{\text{min}} = 60 \%$, а $t_3^{\text{min}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

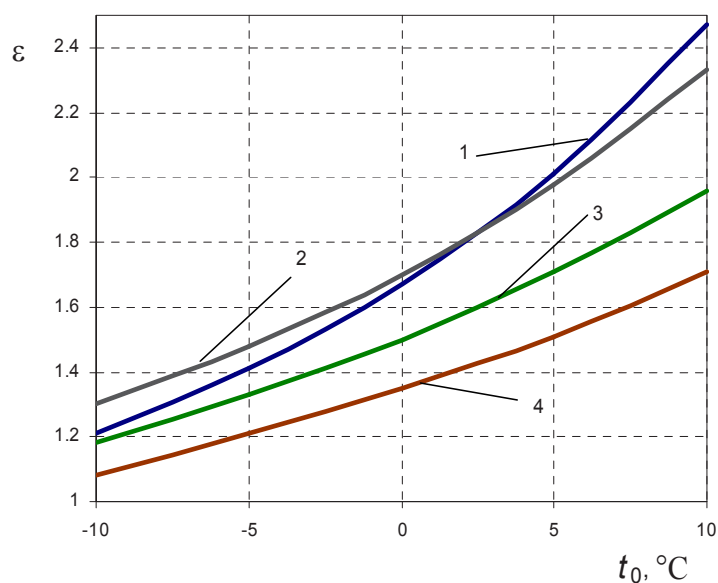


Рис. 3. Зависимость $\varepsilon = f(t_0)$ при различных P_2
 1 – $P_2 = 80$ бар; 2 – $P_2 = 100$ бар; 3 – $P_2 = 120$ бар; 4 – $P_2 = 140$ бар

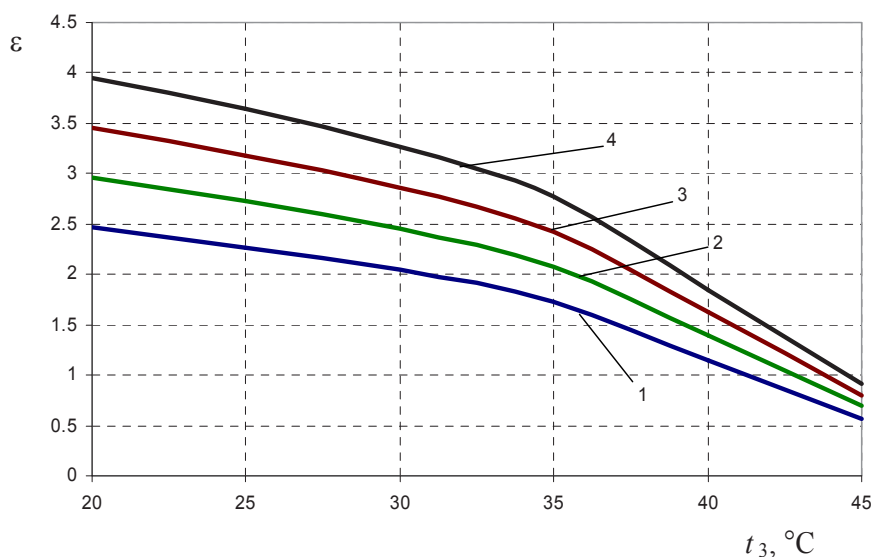


Рис. 4. Изменение ε в зависимости от t_3 при различных η_{is}
 1 – $\eta_{\text{is}} = 0,50$; 2 – $\eta_{\text{is}} = 0,60$; 3 – $\eta_{\text{is}} = 0,70$; 4 – $\eta_{\text{is}} = 0,80$

Для оценки целесообразности применения РТ в сверхкритических циклах следует использовать показатель $\varepsilon^*/\varepsilon$, представляющий собой отношение холодильного коэффициента ε^* цикла с РТ к холодильному коэффициенту простого одноступенчатого цикла ε .

$$\frac{\varepsilon^*}{\varepsilon} = \left(1 + \frac{\Delta q}{q} - \frac{\Delta l}{l} \right) > 1 \quad (2)$$

где q – удельная холодопроизводительность цикла без РТ;

Δq – прирост удельной холодопроизводительности в цикле с РТ;

l – удельная работа сжатия в цикле без РТ;

Δl – изменение удельной работы сжатия в цикле с РТ.

На рис. 5 представлена зависимость $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{рт}, t_0)$, полученная при фиксированных $P_2, t_3, \eta_{is}, \Delta T_{пер}$. Как можно видеть с понижением температуры испарения и увеличением $\eta_{рт}$ эффективность применения регенерации в одноступенчатом сверхкритическом цикле возрастает. Анализ другой зависимости $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{рт}, P_2)$ показал, что в области низких значений P_2 применение РТ в схеме наиболее эффективно. Увеличение $\eta_{рт}$ от 60 до 80 % приводит к повышению $\varepsilon^*/\varepsilon$ на 5 %. В области высоких давлений P_2 наличие РТ в схеме либо вообще не сказывается на величине $\varepsilon^*/\varepsilon$, либо с увеличением $\eta_{рт}$ приводит к ее снижению, а это значит, что регенеративная схема становится хуже простой одноступенчатой схемы.

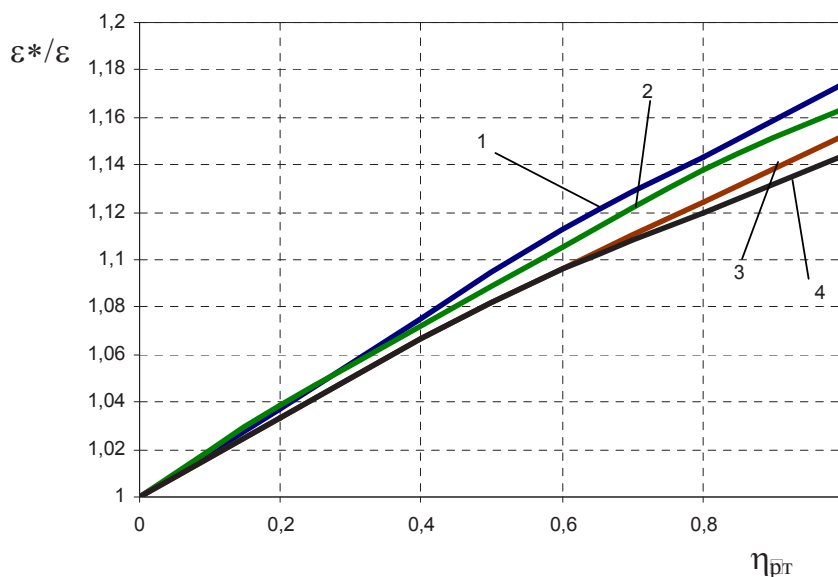


Рис. 5. Зависимость $\varepsilon^*/\varepsilon = f(\eta_{рт}, t_0)$
 1 – $t_0 = -15^\circ\text{C}$; 2 – $t_0 = -10^\circ\text{C}$; 3 – $t_0 = -5^\circ\text{C}$; 4 – $t_0 = 0^\circ\text{C}$

Выводы

1. Анализ сверхкритических циклов позволил установить предельно максимальные и предельно минимальные значения температур и давлений в цикле.
2. Эффективность применения регенерации в сверхкритическом цикле в существенной мере зависит от технологической схемы ХМ или ТН и от значения давления нагнетания.
3. Предложенная методика термодинамического анализа позволяет производить диагностику необратимости процессов в элементах сверхкритических теплонасосных и холодильных систем.

Список литература

1. Kauf F. Determination of optimum high pressure for transcritical CO₂ –refrigeration cycles / F. Kauf // Int. J. Thermal Sci. – 1999. – Vol. 38 (4). – P. 325–330.

2. Liao S. M. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles / S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen // Appl. Thermal Eng. 2000. Vol. 20. – P. 831–841.
3. Sarkar J. Review on cycle modifications of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump systems / J. Sarkar // J. Advanced Research Mech. Eng. – 2010. – Vol. 1, № 1. – P. 22–29.
4. Srinivasan K. Exergetic analysis of carbon dioxide vapour compression refrigeration cycle using the new fundamental equation state/ K. Srinivasan Y.K. Lim, J.C. Ho, N.E. Wijesundera/ Energy conversion and Management.- 2003. – Vol. 44(20). – P. 3267 – 3278.
5. Мацевитий Ю. М. Обобщенные зависимости для анализа сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов/ Ю. М. Мацевитий, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиدي/ Проблемы машиностроения. – 2011. – Т.14. – № 1. – С. 13 – 23.
6. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Негоциант, 2006. 721 с.
7. Chen Y. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers / Ying Chen, Junjie Gu // Int. J. Refrigeration. 2005. Vol. 28, № 8. P. 1238–1249.
8. Tao Y. B. Experimental study on the performance of CO₂ residential air-conditioning system with an internal heat exchanger / Y. B. Tao, Y. L. He, W. Q. Tao, Z. G. Wu // Energ. Conv. and Management. – 2010. – Vol. 51. – P. 64–70.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF OVERCRITICAL CYCLES OF REFRIGERATING MASHINES AND HEAT PUMPS

D. Kh. KHARLAMPIDI, Cand. Tech. Scie.
 A. B. SHERSTYUK, graduate student
 E. G. BRATUTA, Dr. Scie. Tech., Pf.

The influence of refrigerating medium pressure after compressor P₂ and condenser temperature under different isentropic compressor efficiency has been determined. The investigaten range of P₂ wos between 80 and 140 ba.

Поступила в редакцию 03.07 2011 г.