

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.574:536.75

Низкотемпературные теплоиспользующие компрессорные холодильные машины с R744*Л. И. Морозюк, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка, Д. В. Коржук*

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина

Приведен способ синтеза схемно-циклового решения низкотемпературной теплоиспользующей машины с R744, в которой термодинамические процессы прямого (силового) цикла происходят в надкритической области для R744, обратного (холодильного) - в надкритической и двухфазной. Обратный цикл реализуется в двухступенчатой холодильной машине. Определен элементный состав машин, обеспечивающий производство холода на уровне -50°C с учетом эксплуатационной надежности. Оценена энергетическая эффективность разработанных схемно-циклового решений.

Ключевые слова: Энергетический анализ; Компрессорная теплоиспользующая холодильная машина; Термодинамическая эффективность; R744.

Низькотемпературні тепловикористальні компресорні холодильні машини з R744*Л. І. Морозюк, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка, Д. В. Коржук*

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

Наведено спосіб синтезу схемно-циклового рішення низькотемпературної тепловикористальної машини з R744, в якій термодинамічні процеси прямого (силового) циклу відбуваються в надкритичній області для R744, зворотного (холодильного) – в надкритичній і двофазній. Зворотний цикл реалізується у двоступеневій холодильній машині. Визначено елементний склад машин, що забезпечує виробництво холоду на рівні -50°C з урахуванням експлуатаційної надійності. Оцінена енергетична ефективність розроблених схемно-циклового рішень.

Ключові слова: Енергетичний аналіз; Компресорна тепловикористальна холодильна машина; Термодинамічна ефективність; R744.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.588>

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1 Введение**

Экономия энергетических ресурсов планеты обеспечивается повышением эффективности тепловых машин путем утилизации бросового тепла, использованием вторичных или возобновляемых источников тепла с различными температурными уровнями. Холодильные машины и тепловые насосы термодинамически всегда связаны с тепловыми машинами. Для холодильной отрасли хозяйства экономия энергетических ресурсов связана с развитием машин, использующих указанные источники тепла в качестве первичной энергии, путем расширения сферы их применения на основе новых схемно-циклового решений.

С позиций рабочих веществ, участвующих в процессах, тепловые и холодильные машины в большинстве случаев имеют разные рабочие вещества, и холодильные машины получили название компрессорных.

Существуют тепловые и холодильные машины с единым рабочим веществом, низкокипящим чистым или смесью, объединенные в сложный схемно-циклового комплекс. В нем реализуются два взаимосвязанных термодинамических цикла – прямой (тепловая машина) и обратный (холодильная машина), в результате чего механическая энергия, полученная в прямом цикле, непосредственно передается для осуществления сжатия в обратном. Процесс сжатия реализуется в механическом компрессоре, что дало название холодильной машине «теплоиспользующая компрессорная».

2 Анализ литературных данных и постановка проблемы

Холодильные компрессорные машины являются основным типом для производства холода в широком интервале температур в охлаждаемых объектах. Для обеспечения работы систем кондиционирования возду-

ха и объектов с температурами выше -30°C применяют одноступенчатые пароконденсаторные машины. При определенных температурных режимах, реализующих низкие температуры кипения (до -110°C) или высокие температуры конденсации (до 100°C), получение холода в простой одноступенчатой машине становится невозможным из-за низких значений объемных и энергетических характеристик компрессора.

Распределение температурных режимов и схемно-цикловых решений с учетом объемных, массогабаритных и энергетических характеристик компрессоров, комплектующих машины, осуществляется между многоступенчатыми машинами с одним рабочим веществом и каскадными, работающими с двумя и более рабочими веществами.

Рабочими веществами в одноступенчатых, двухступенчатых машинах и верхних каскадах соответствующих машин служили R12, R22 и R717, и R13, R14 – в низкотемпературном нижнем каскаде. С точки зрения потребительских характеристик машины (холодопроизводительности Q_0 и потребляемой мощности N_e) чистые вещества и пары веществ удовлетворяли требованиям энергосбережения в холодильной технике.

В современных холодильных машинах и тепловых насосах указанные рабочие вещества заменили новыми – чистыми и смесями природными и синтезированными, которые отвечают условиям экологической безопасности. При этом ситуация на рынке рабочих веществ оказалась достаточно сложной, к использованию предлагаются малоизученные рабочие вещества без достаточного временного опыта практического использования [1]. Термодинамический анализ физических свойств наиболее используемых в настоящее время рабочих веществ выявил их преимущества и недостатки при использовании в машинах различного назначения. Приоритет отдан диоксиду углерода R744 как универсальному для всех типов машин с поршневыми компрессорами.

Основные преимущества R744 обозначены в сравнении с существующими альтернативами:

- большая объемная производительность и связанные с этим уменьшенные массогабаритные характеристики элементов машины;
- низкая критическая температура позволяет работать в надкритической области без фазового перехода;
- коэффициент теплоотдачи на 60...70% выше других рабочих веществ;
- не вступает в реакцию с металлами;
- хорошо растворяется с полиэфирным маслом;
- потенциал разрушения озонового слоя $ODP = 0$;
- потенциал глобального потепления $GWP = 1$;
- не горит.

В холодильных машинах с R744 в качестве рабочего вещества реализуются одноступенчатые, двухступенчатые, каскадные циклы с процессами в надкритической и двухфазной областях.

Одноступенчатые холодильные машины с надкритическим циклом R744 используют как среднетемпературные (температуры в охлаждаемом $-20...+5^{\circ}\text{C}$). Работают эффективно, если температура окружающей среды стабильная и выше критической температуры R744. При высокой температуре конца сжатия используют дополнительное наружное охлаждение компрессора.

При таких условиях можно использовать компрессоры в тепловых насосах либо утилизировать тепло перегрева [2].

Одноступенчатые машины с надкритическим циклом работают как высокотемпературные в транспортных системах кондиционирования воздуха [3].

Двухступенчатые холодильные машины используют в супермаркетах для достижения в охлаждаемом оборудовании двух уровней температур. Компрессор нижней ступени обеспечивает циркуляцию R744 через низкотемпературные испарители и работает как бустер с низкой степенью сжатия. Компрессор верхней ступени обеспечивает циркуляцию R744 через среднетемпературные испарители и работает как обычный одноступенчатый компрессор [4].

В каскадных машинах R744 используют как в верхнем, так и в нижнем каскаде. При использовании R744 в нижнем каскаде можно создавать высокоэффективные машины до -50°C . При использовании R744 в верхнем каскаде можно создавать низкотемпературные машины с углеводородами в нижнем каскаде до -80°C .

Наиболее известной и изученной является каскадная машина с парой веществ: R717 – в верхнем каскаде, R744 – в нижнем каскаде. Термодинамический и технико-экономический анализ сложного схемно-циклового решения машины установил перспективную область ее использования – это машины крупной производительности при температурах кипения рабочего вещества $-50...-30^{\circ}\text{C}$ [5].

Рассмотрена каскадная машина с веществами R744 и R290, с R744 в верхнем каскаде и циклом в надкритической области. При этом главными преимуществами пары отмечены следующие факторы: оба вещества натуральные, имеют хорошие экологические параметры, обеспечивают температурный уровень $-60...-30^{\circ}\text{C}$ [6].

Имеется информация об экспериментальных исследованиях каскадных машин с R125, R41, R32, R23 и азеотропными смесями R170/R23 и R170/R116 в нижнем каскаде с температурами ниже -80°C . Смеси рассмотрены как альтернатива R508 [7].

Известно использование R744 одновременно в обоих каскадах. Верхний каскад работает по надкритическому циклу, нижний – по циклу в области температур ниже тройной точки (trans – triplecycle). Дросселирование в нижнем каскаде осуществляется в двухфазную зону «пар-твердое тело» с осаждением сухого льда внутри испарителя [8].

Для реализации циклов с высокими рабочими давлениями современные фирмы-производители выпускают специальное оборудование: компрессоры малой, средней и крупной производительности 25...100 кВт и высокими рабочими давлениями 40...150 бар [9], теплообменные аппараты с давлениями 100...1000 бар [10].

Компрессорные теплоиспользующие холодильные машины появились последними в классификационной группе, работали с R12, R11, R22. Теоретические и экспериментальные исследования начались с цикла Чистякова-Плотникова и реализовывались на низкокипящих рабочих веществах с использованием турботехники в агрегате «турбина-компрессор». Первоначально считалось рациональным использовать эти машины для кон-

диционирования воздуха на крупных морских судах [11]. В дальнейшем были созданы машины малой производительности 10...500 кВт для охлаждения наддувочного воздуха двигателей транспортных средств и наземных транспортных объектов специального назначения [12].

Общие результаты опытно-конструкторских работ и экспериментальных исследований представлены в работах [13,14], которые стали последней заключительной научной информацией в области малых компрессорных теплоиспользующих машин по целому ряду разнородных причин, в частности, запрет на известные рабочие вещества. Научно-исследовательские работы в этом научном направлении были прекращены.

Возрождением интереса к теплоиспользующим компрессорным холодильным машинам стало применение R744 как одного из наиболее востребованных рабочих веществ в энергетических системах и производство соответствующего оборудования для этих условий. В области энергетики реализованы докритический и надкритический циклы Брайтона [15].

В работах [16, 17] представлены теоретические исследования, в результате которых предложен ряд схемно-цикловых решений одноступенчатой компрессорной теплоиспользующей машины с R744. Термодинамический анализ с привлечением первого и второго законов (энергетический и эксергетический анализ действительных циклов) показал, что предложенные новые схемно-цикловые решения могут иметь практическую реализацию и конкурентоспособность с существующими теплоиспользующими сорбционными и эжекторными машинами [18].

В классе низкотемпературных теплоиспользующих холодильных машин применяются только абсорбционные водоаммиачные в режиме температур $-50...-30^{\circ}\text{C}$ [19], о практической реализации компрессорной машины подобной информации нет.

Цель работы – поиск схемно-циклового решения низкотемпературной теплоиспользующей компрессорной холодильной машины с R744, базирующийся на общем методе сравнительной оценки термодинамических циклов, определяющем практическую целесообразность реализации и внедрения новых технических решений.

3 Термодинамический анализ в формировании схемно-циклового решения

Сложный цикл теплоиспользующей машины состоит из двух простых циклов – прямого (силового) и обратного (холодильного), с тремя источниками тепла: высокотемпературным $T_{ГН}$, среднетемпературным $T_{ГО}$ и низкотемпературным T_0 . Для простых циклов среднетемпературный источник является общим, температура которого равна температуре окружающей среды $T_{ГО} \approx T_{Ср}$. Из трех источников тепла для теплоиспользующих машин два могут быть заданы произвольно, третий – функция от первых двух. Согласно работе [21]

$$T_{ГН} = \frac{T_0 T_{ГО}}{2T_0 - T_{ГО}}. \quad (1)$$

Температуры T_0 и $T_{ГО}$ известны, исходя из назначения машины. Температура $T_{ГН}$ определяется свойствами высокотемпературного источника: выхлопных газов сгораемого топлива, утилизированного тепла энергетических установок, вторичных промышленных и природных возобновляемых энергетических ресурсов. Тогда согласно (1) существует минимальная температура $T_{ГН}$, при которой конкретная теплоиспользующая машина имеет практическую реализацию.

Для цикла с R744 расчетная температура $T_{ГО}$ близка или равна критической для R744. Таким образом, создаются условия, при которых процессы в прямом цикле (силовом контуре) осуществляются в надкритической области, а в обратном (холодильном контуре) в двух областях – в надкритической и двухфазной.

Силовой контур работает по принципу прямого цикла Брайтона [20] с произвольным выбором рабочих давлений $P_{ГН} > P_{ГО} > P_{КР}$ и температур $T_{ГН} > T_{ГО} > T_{КР}$.

Холодильный контур – двухступенчатая холодильная машина с последовательным сжатием рабочего вещества в двух компрессорах: нижней ступени (КНС) и верхней ступени (КВС).

Процессы в обратном цикле осуществляются в границах температур и давлений $T_{КР}, P_{КР}$ (критических) и $T_{ТТ}, P_{ТТ}$ (тройной точки). Таким образом, вся двухфазная область R744 является предметом термодинамического анализа. Промежуточное давление $P_{ПР}$ в цикле разграничивает работу КНС и КВС. Выбор давлений в цикле построен на принципах [1]:

- низкое рабочее давление $P_0 = f(T_0)$;
- промежуточное давление $P_{ПР} = f(T_{ПР})$;
- промежуточная температура $T_{КР} > T_{ПР} > T_0$;
- высокое рабочее давление $P_{ГО} > P_{КР}$.

Рабочее давление $P_{ГО}$ и температура $T_{ГО}$ являются общими для прямого и обратного циклов.

Простые циклы для термодинамического анализа формируют в соответствии с теорией Планка [1]. В этом случае циклы содержат внешне обратимые процессы в теплообменниках и внутренне необратимые процессы сжатия и расширения (турбина, компрессор, насос, дроссель).

В соответствии с теорией холодильных машин существуют различные схемы двухступенчатого сжатия [1]. Из них для R744 выбраны такие, которые при практической реализации будут соответствовать малоемким по рабочему веществу машинам, машинам малой производительности или машинам с двумя температурными уровнями производства холода. При этом температура конца сжатия в КВС определяет степень охлаждения R744 между ступенями [4].

При установленных основных граничных параметрах общего цикла рассмотрим три варианта схемно-цикловых решений машины с двухступенчатым обратным циклом.

Схемно-цикловое решение с двухступенчатым обратным циклом без промежуточного охлаждения между компрессорами КНС и КВС и однократным дросселированием представлено на рисунке 1.

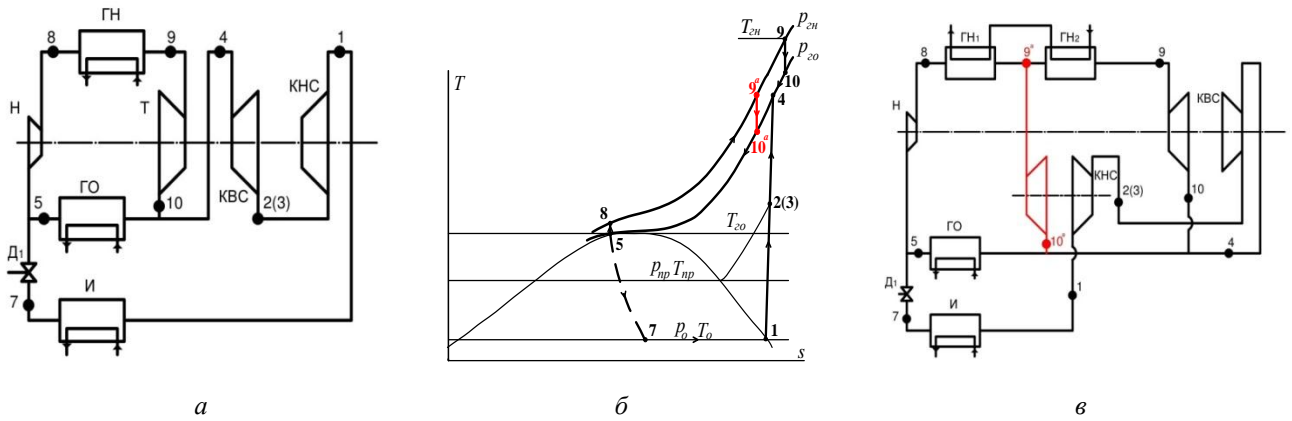


Рисунок 1 – Схемно-цикловое решение с двухступенчатым обратным циклом без промежуточного охлаждения между КНС и КВС и однократным дросселированием: а) с одной турбиной; б) цикл в диаграмме $T-s$; в) с двумя агрегатами «турбина-компрессор»

Силовой контур (рисунок 1а) включает газовый нагреватель (ГН), турбину (Т), газовый охладитель (ГО) и насос (Н), холодильный контур – испаритель (И), компрессор (КНС), компрессор (КВС), газовый охладитель (ГО) и дроссельное устройство (Д1). Газовый охладитель (ГО) принадлежит обоим контурам и свидетельствует о наличии единого рабочего вещества в машине.

Прямой цикл машины (рисунок 1б), изображенный в диаграмме $T-s$, ограничен узловыми точками 5, 8, 9, 10 с соответствующими процессами: 8-9 – нагрев газа в ГН, 9-10 – расширение в турбине Т, 10-5 – охлаждение в ГО, 5-8 – сжатие в Н.

Обратный цикл ограничен узловыми точками: 1, 2(3), 4, 5, 7 с соответствующими процессами: 7-1 – кипение в испарителе И, 1-2 – сжатие в КНС, 3-4 – сжатие в КВС, 4-5 – охлаждение в ГО, 5-7 – дросселирование в Д1.

Для иллюстрации передачи крутящего момента и равенства работ в прямом и обратном циклах турбина, компрессоры и насос изображены на одной оси. Конструкции компрессоров и насоса при этом не оговариваются, возможен вариант привода от электродвигателей, получающих энергию от комплекса турбина-электрогенератор, входящего в состав машины.

Математическое выражение условий баланса:

$$N_{ПР} = N_{ОБР}, \quad (2)$$

где $N_{ПР}, N_{ОБР}$ – мощности турбины и компрессоров соответственно;

или

$$M_{ПР}(w_T - w_H) = M_{ОБР}(w_{КВС} + w_{КНС}), \quad (3)$$

где $w_T, w_H, w_{КВС}, w_{КНС}$ – работы турбины, насоса, КВС и КНС соответственно;

$M_{ПР}, M_{ОБР}$ – массовые расходы R744 в прямом и обратном циклах соответственно.

Массовые расходы по ступеням обратного цикла равны $M_{ОБР} = M_{КНС} = M_{КВС}$, величины работ $w_{КНС}$ и $w_{КВС}$ зависят от промежуточного давления $P_{ПР}$ [1].

С учетом необратимостей в процессах расширения и сжатия получаем:

$$M_{ПР} \left(w_T \eta_T - \frac{w_H}{\eta_H} \right) = M_{ОБР} \left(\frac{w_{КВС}}{\eta_{КВС}} + \frac{w_{КНС}}{\eta_{КНС}} \right), \quad (4)$$

где $\eta_T, \eta_H, \eta_{КВС}, \eta_{КНС}$ – КПД турбины, насоса, КВС и КНС соответственно.

Массовый расход R744 в прямом цикле a , отнесенный к 1 кг R744, циркулирующего в обратном цикле, составит:

$$a = \left(\frac{w_{КВС}}{\eta_{КВС}} + \frac{w_{КНС}}{\eta_{КНС}} \right) \frac{1}{w_T \eta_T - w_H / \eta_H} \quad (5)$$

Коэффициент преобразования COP , описывающий эффективность цикла теплоиспользующей холодильной машины, определяется отношением:

$$COP = Q_0 / Q_{ГН}, \quad (6)$$

где $Q_0 = M_{ОБР}(h_1 - h_7)$ – холодопроизводительность в обратном цикле; $Q_{ГН} = a M_{ОБР}(h_9 - h_8)$ – тепловая нагрузка на газовый нагреватель в прямом цикле; h – энтальпия в соответствующих узловых точках цикла.

Схемно-цикловое решение с двухступенчатым обратным циклом с впрыском влажного пара промежуточного давления $P_{ПР}$ во всасывающую линию КВС представлено на рисунке 2.

В холодильном контуре предусмотрен вспомогательный дроссель (D_2). Часть потока после ГО через D_2 впрыскивается во всасывающую линию КВС. Происходит смешение перегретого пара в состоянии 2 после КНС и влажного пара в состоянии 6 после D_2 .

Состояние смеси в точке 3 и массовый расход через вспомогательный дроссель M_{D_2} определяют из условия процесса смешения:

$$M_{КНС} h_2 + M_{D_2} h_6 = (M_{КНС} + M_{D_2}) h_3. \quad (7)$$

Выразим массовый расход b через D_2 , отнесенный к 1 кг $M_{КНС}$, циркулирующего через испаритель:

$$b = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_6}. \quad (8)$$

Действительная работа сжатия в обратном цикле:

$$w_{ОБР} = \frac{w_{КНС}}{\eta_{КНС}} + \frac{(1+b)w_{КВС}}{\eta_{КВС}}. \quad (9)$$

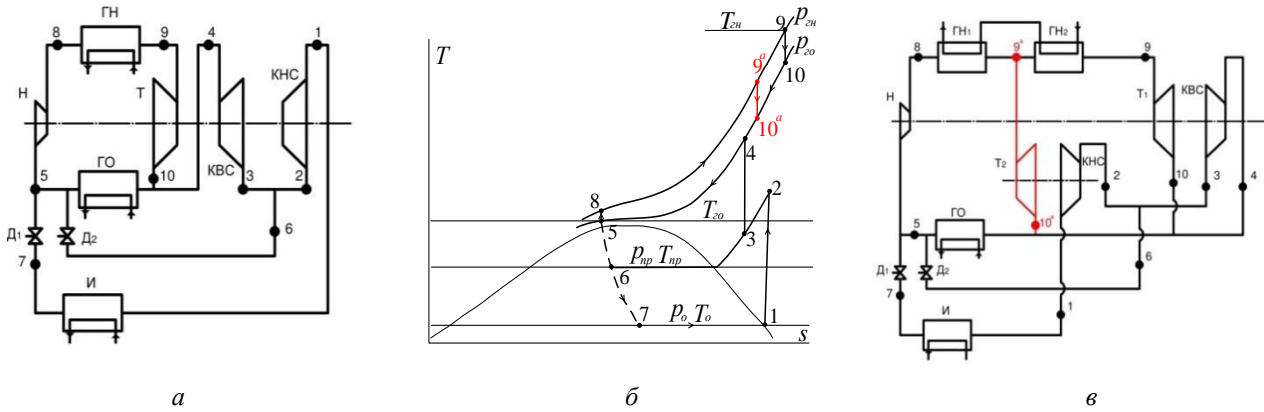


Рисунок 2 – Схемно-цикловое решение с двухступенчатым обратным циклом с впрыском влажного пара промежуточного давления $P_{ПР}$ во всасывающую линию КВС: а) с одной турбиной; б) цикл в диаграмме $T-s$; в) с двумя агрегатами «турбина-компрессор»

Массовый расход R744 в прямом цикле a , отнесенный к 1 кг R744, циркулирующего через испаритель в обратном цикле, составит:

$$a = \left(\frac{w_{KBC}(1+b)}{\eta_{KBC}} + \frac{w_{KHC}}{\eta_{KHC}} \right) \frac{1}{w_T \eta_T - w_H / \eta_H}. \quad (10)$$

Коэффициент преобразования COP цикла определя-

ется аналогично предыдущему схемно-цикловому решению:

Схемно-цикловое решение с промежуточным охлаждением между ступенями в отделителе жидкости (ОЖ) промежуточного давления $p_{ПР}$ представлено на рисунке 3. Изменение в схемном решении холодильного контура связано с установкой отделителя жидкости (ОЖ) и ступенчатым дросселированием в D_2 и D_1 .

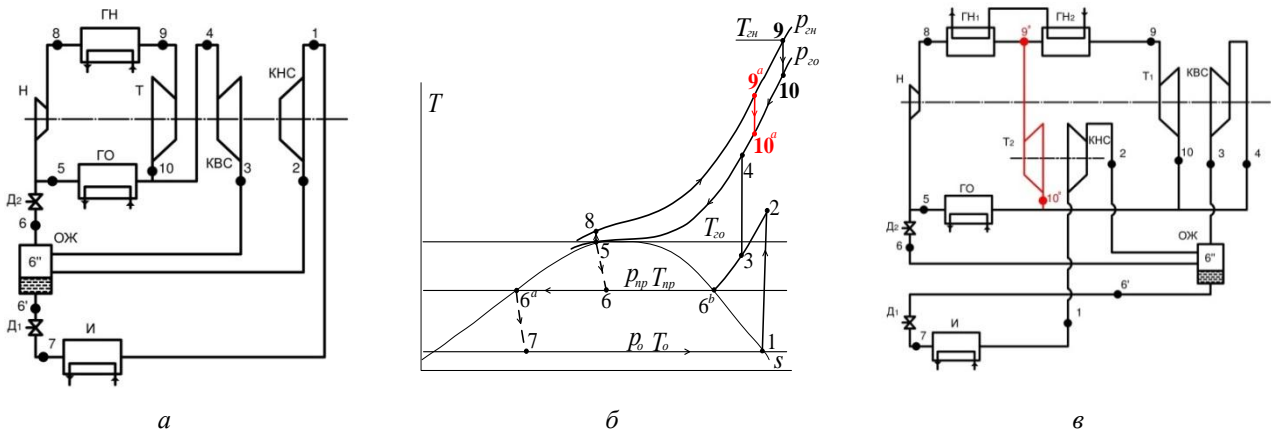


Рисунок 3 – Схемно-цикловое решение с промежуточным охлаждением между ступенями в отделителе жидкости (ОЖ) промежуточного давления $P_{ПР}$: а) с одной турбиной; б) цикл в диаграмме $T-s$; в) с двумя агрегатами «турбина-компрессор»

Состояние R744 в точке 3 и массовый расход через КВС определяют из условий процесса смешения потоков пара в состояниях 2 и 6b в отделителе жидкости:

$$M_{KHC} h_2 + M_{OЖ} h_{6b} = (M_{KHC} + M_{OЖ}) h_3, \quad (11)$$

где $M_{OЖ}$ – массовый расход сухого насыщенного пара, образовавшегося в ОЖ.

Массовый расход сухого насыщенного пара c , отнесенный к 1 кг M_{KHC} составит:

$$c = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_{6b}}. \quad (12)$$

Массовый расход R744 в прямом цикле a , отнесенный к 1 кг R744, циркулирующего через испаритель в обратном цикле, по аналогии с уравнением (10) составит:

$$a = \left(\frac{w_{KBC}(1+c)}{\eta_{KBC}} + \frac{w_{KHC}}{\eta_{KHC}} \right) \frac{1}{w_T \eta_T - w_H / \eta_H}. \quad (13)$$

Массовые расходы R744 по ступеням в двух последних циклах различные, работа w_{KHC} и w_{KBC} зависит от промежуточного давления $P_{ПР}$ и отношения массовых расходов по ступеням.

Выбор промежуточного давления $P_{\text{ПР}}$ для обратного цикла осуществляется в соответствии с теорией холодильных машин при решении одной из трех задач: энергетической, транспортной и унификации (эксплуатационной надежности). [1].

Для всех рассмотренных машин ступенчатое сжатие в обратном цикле можно осуществить, используя агрегаты «турбина-компрессор» [13], которые являются классическим решением для одноступенчатых теплоиспользующих машин (рисунки 1в, 2в, 3в). В этом случае используются турбокомпрессоры с высокими энергетическими характеристиками.

В силовом контуре установлены турбины T_1 и T_2 с процессами 9-10 и 9а-10а, которые объединены с компрессорами КВС и КНС в агрегаты.

Энергетические балансы агрегатов представлены в виде:

– для агрегата с КНС:

$$M_{T_2} w_{T_2} \eta_{T_2} = M_{\text{КНС}} w_{\text{КНС}} / \eta_{\text{КНС}}; \quad (14)$$

– для агрегата с КВС:

$$M_{T_1} w_{T_1} \eta_{T_1} = M_{\text{КВС}} w_{\text{КВС}} / \eta_{\text{КВС}}. \quad (15)$$

Насосы в силовом контуре трех схем (рисунки 1в, 2в, 3в) имеют собственный привод.

Массовые расходы R_{744} через турбины m_{T_2} и m_{T_1} , отнесенные к 1 кг R_{744} , циркулирующего через соответствующий компрессор в обратном цикле, составят:

$$m_{T_2} = \frac{w_{\text{КНС}}}{w_{T_2} \eta_{\text{КНС}} \eta_{T_2}}, \quad (16)$$

$$m_{T_1} = \frac{w_{\text{КВС}}}{w_{T_1} \eta_{\text{КВС}} \eta_{T_1}}. \quad (17)$$

Коэффициент преобразования цикла:

$$\text{COP} = \frac{Q_0}{Q_{\text{ГН}}} = \frac{M_{\text{ОБР}}(h_1 - h_7)}{M_{\text{ПР}} m_{T_1} (h_9 - h_8) + M_{\text{ПР}} m_{T_2} (h_{9a} - h_8) + Q_{\text{Н}}}. \quad (18)$$

Дальнейший термодинамический анализ связан с определением рабочих температур и давлений, при которых машина может иметь практическую реализацию либо решение конкретной задачи.

4 Энергетический анализ схемно-циклового решения

Основанный на первом законе термодинамики энергетический анализ устанавливает величину коэффициента преобразования энергии COP цикла.

Термодинамическая эффективность машины есть функция многих параметров. При анализе устанавливается тот интервал температур и давлений, при котором машина может иметь практическую реализацию, решение конкретной задачи либо максимальное значение энергетической эффективности.

Такой анализ был проведен для одноступенчатой теплоиспользующей компрессорной холодильной машины [22] и установил высокие значения COP в классе теплоиспользующих холодильных машин.

Термодинамическая эффективность есть функция параметров $T_{\text{ГН}}, T_0, P_{\text{ГН}}, P_{\text{ГО}}, T_{\text{ГО}}$. В прямом цикле давление $P_{\text{ГН}}$ и температура греющего источника $T_{\text{ГН}}$ являются входными параметрами. Каждый параметр имеет ограничения, которые определяют режим работы силового контура. Рабочее давление $P_{\text{ГН}}$ ограничено конструктивными параметрами турбины и насоса, температура $T_{\text{ГН}}$ – свойствами высокотемпературного источника.

Для холодильного цикла дополнительно введены входные независимые параметры: промежуточное давление между ступенями $P_{\text{ПР}}$ и максимальная температура конца сжатия в КВС T_4 .

Проведем энергетический анализ на частном примере.

Разделим выполняемый анализ на два блока. Блок первый – анализ двухступенчатых обратных циклов для схем на рисунках 1а, 2а, 3а при условии: $P_{\text{ПР}} = \text{var}$, $P_{\text{ГО}} = \text{const}$ и $T_{\text{ГО}} = \text{var}$. Блок второй – анализ цикла машины в целом проводится для схемы (рисунок 1а). Обратный цикл реализуется при $P_{\text{ПР}} = \text{const}$, прямой – при $P_{\text{ГН}} = \text{var}$ и $T_{\text{ГН}} = \text{var}$.

Такой подход не имеет целью сопоставление схемно-циклового решения и выбор наиболее предпочтительного варианта, а лишь демонстрирует возможности создания низкотемпературной теплоиспользующей холодильной машины и возможности термодинамического анализа в оценке практической реализации технического решения.

Входные данные для расчета:

- температура окружающей среды $t_{\text{oc}} = 30^\circ\text{C}$;
- температура в газовом нагревателе $t_{\text{ГН}} = 300..400^\circ\text{C}$;
- давление в газовом нагревателе $P_{\text{ГН}} = 100..200 \text{ бар}$;
- давление в газовом охладителе $P_{\text{ГО}} = 70 \text{ бар}$;
- КПД компрессоров $\eta_{\text{КВС}} = 0,8$, $\eta_{\text{КНС}} = 0,8$;
- КПД турбины $\eta_{\text{T}} = 0,85$;
- КПД насоса $\eta_{\text{Н}} = 0,7$;
- температура кипения в испарителе $T_0 = -50^\circ\text{C}$;
- промежуточное давление между ступенями $P_{\text{ПР}} = 20..40 \text{ бар}$;

– максимальная допустимая температура конца сжатия в КВС $T_4 = 140^\circ\text{C}$.

Выбор температурного интервала в газовом нагревателе осуществлен с учетом (1). Расчеты выполнены с использованием (2) – (18), методических рекомендаций работы [8] и представлены в графическом виде на рисунках 4-6.

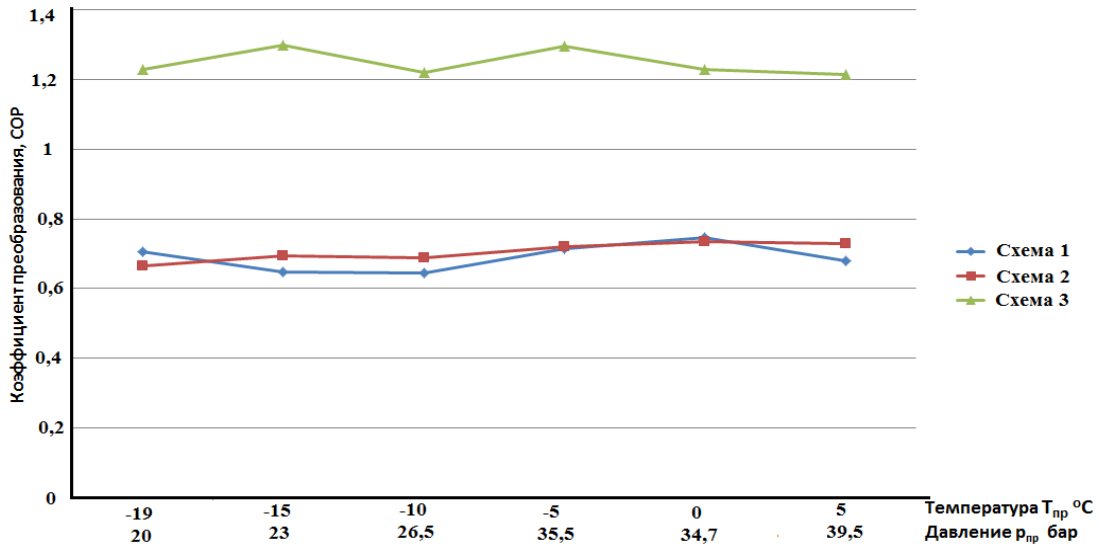


Рисунок 4 – Коэффициент преобразования COP обратных циклов в зависимости от промежуточного давления между ступенями

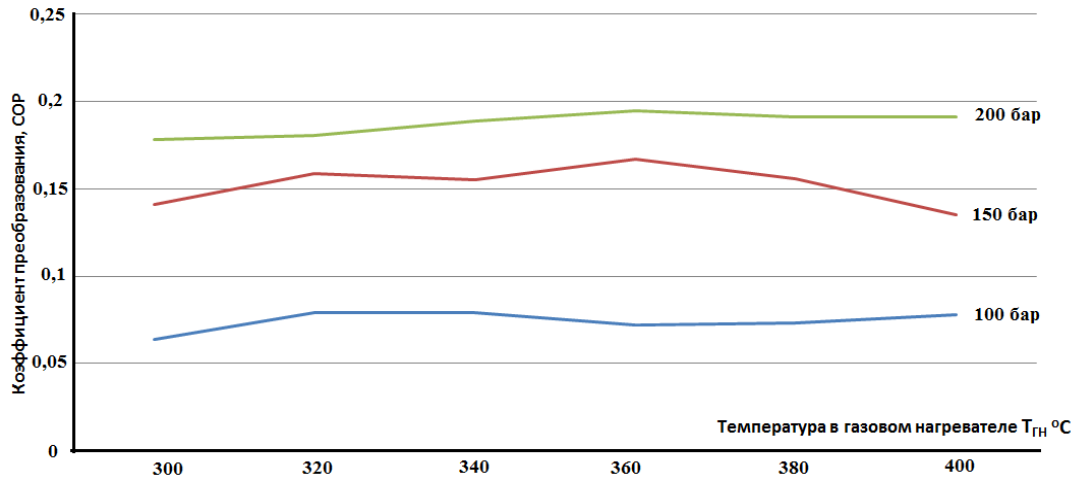


Рисунок 5 – Коэффициент преобразования COP машины в зависимости от температуры в газовом нагревателе

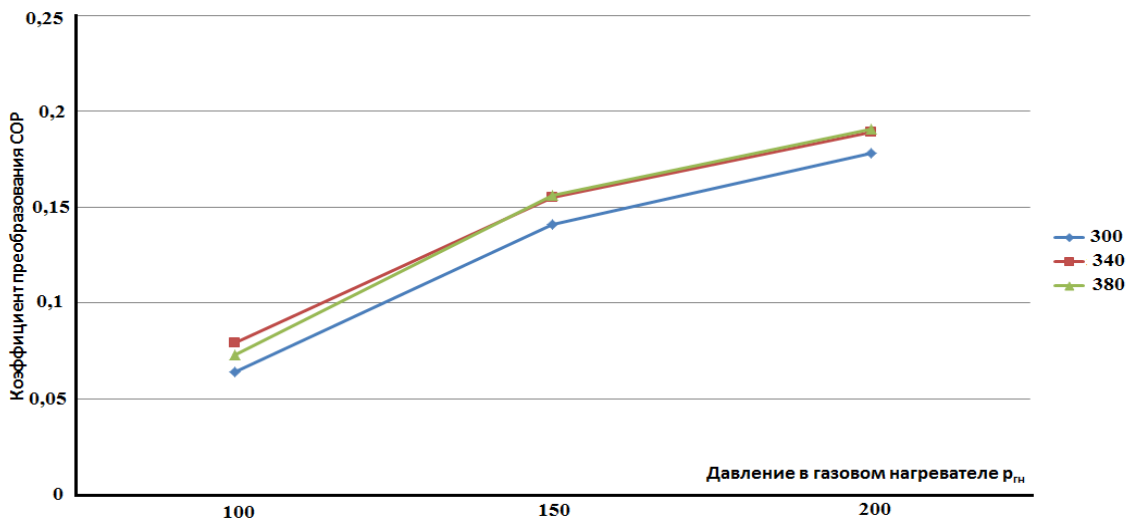


Рисунок 6 – Коэффициент преобразования COP машины в зависимости от давления в газовом нагревателе

Выбранные для исследования схемы и циклы двухступенчатого сжатия по результатам анализа имеют постоянную величину энергетической эффективности в рассматриваемом диапазоне температур. Повышенное значение COP для цикла с отделителем жидкости ОЖ (схема 3) обусловлено увеличением удельной холодопроизводительности. В схемах 2 и 3 с промежуточным охлаждением между ступенями путем впрыска дополнительного количества пара действительная работа КВС (13) будет определяться параметрами конца сжатия. Промежуточное охлаждение обеспечивает лишь уменьшение температуры конца сжатия в КВС, т.е. положительно влияет на показатели эксплуатационной надежности проектируемой машины.

Коэффициенты преобразования машины в целом в зависимости от принятых температур в газовом нагревателе от 300 до 400°C остаются практически постоянными. Температуры греющего источника обеспечивают температурный уровень охлаждаемого объекта.

Коэффициенты преобразования машины в зависимости от принятых значений давлений в газовом нагревателе возрастают от 0,08 при 100 бар до 0,2 при 200 бар. Дальнейшее повышение давлений обеспечит повышение энергетической эффективности машины.

Таким образом, энергетическая эффективность теплоиспользующей низкотемпературной машины в большей мере зависит от рабочих давлений в газовом нагревателе. Совершенствование процессов в прямом цикле машины приводит к повышению энергетической эффективности всей машины.

Полученные значения коэффициентов преобразования являются достоверными, поскольку совпадают со значениями COP водоаммиачной абсорбционной машины, работающей в режиме низких температур до -40°C [5, 8].

5 Заключение

Схемно-цикловое решение компрессорной теплоиспользующей холодильной машины с двухступенчатым обратным циклом может иметь практическую реализацию.

Низкотемпературная теплоиспользующая компрессорная холодильная машина с R744 на уровне рассмотренных температур в охлаждаемом объекте (-50°C) может быть альтернативой к другим видам низкотемпературных холодильных машин.

Литература

1. **Морозюк, Т. В.** Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
2. **Honghyun, Cho.** Theoretical analysis of performance of a two-stage compression CO₂ cycle with two different evaporating temperatures [Text] / Cho Honghyun, Park Chasik, Shin Eunsung // International Journal of Refrigeration. – 2014. – Vol. 47, Issue 11. – P. 164–175. – Режим доступа: doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.07.024
3. **Chen, Y.** Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications [Text]: paper pub. and pres. at 7 th IIR Gustav Lorentzen, Natural Working Fluids / Y. Chen, P. Lundqvist – Trondheim, Norway, 2006. – 127 p.
4. Каталог продукции: Сверхкритические компрессоры HG34 CO₂ [Электронный ресурс] / GEA Bock Compressors. – Режим доступа: <http://www.gea.com/ru/products/hg-co2-compressors-transcritical.jsp> – 27.12.2016 г. – Загл. с экрана.
5. **Bingming, W.** Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor [Text] / W. Bingming, W. Huagen, L. Jianfeng, X. Ziwen // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, Issue 6. – P. 1358–1365. – Режим доступа: doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.03.008
6. **Bhattacharyya, S.** Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating [Text] / S. Bhattacharyya, A. Kumar, R. K. Khurana, J. Sarkat // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 8. – P. 1284–1292. – Режим доступа: doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.08.010
7. **Di Nicola, G.** Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems [Text] / G. Di Nicola, G. Giuliana, F. Polonara, R. Stryjekb // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 2. – P. 130–140. – Режим доступа: doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.06.014
8. **Yamaguchi, H.** Investigation of dry ice blockage in an ultra-low temperature cascade refrigeration system using CO₂ as a working fluid [Text] / H. Yamaguchi, X.-D. Niu, K. Sekimoto, P. Neksa // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34, Issue 2. – P. 466–475. – Режим доступа: doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.11.001
9. Компрессоры Copeland [Электронный ресурс] / Emerson Climate Technologies. Режим доступа: \www/ URL: <http://www.copeland.com.ua> – 28.12.2016 г. – Загл. с экрана.
10. Теплообменное оборудование Кельвион Машинпэкс [Электронный ресурс] / Компания «Кельвион Машинпэкс». – Режим доступа: \www/ URL: <http://www.kelvion.ru/products/> – 28.12.2016 г. – Загл. с экрана.
11. **Мартыновский, В. С.** Анализ действительных термодинамических циклов [Текст] / В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
12. **Баренбойм, А. Б.** Малорасходные турбокомпрессоры для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры в транспорте [Текст] / А.Б. Баренбойм. – Одесса: Студия «Негоциант», 2000. – 265 с.
13. **Баренбойм, А. Б.** Турбомашины для охлаждения наддувочного воздуха двигателей внутреннего сгорания [Текст] / А.Б. Баренбойм. – Одесса: Студия «Негоциант», 2001 – 98 с.
14. **Баренбойм, А. Б.** Холодильные центробежные компрессоры [Текст] / А.Б. Баренбойм. – Одесса, 2004. – 208 с.
15. **Lillo, T.** Development of a supercritical carbon dioxide brayton cycle: improving pbr efficiency and testing material compatibility [Text] / T. Lillo, W. Windes, T. Totemeier, R. Moore // Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL). – 10. 2004. – № 02-190 – 28 p.
16. А. с. 72660 UA, МПК F25B27/00. Компрессорна тепловикористальна холодильна машина [Текст] / Мо-

- розюк Л. И., Гайдук С. В. (UA). – 201201563; заявл. 13.02.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. №16. – 4 с.
17. Теплоиспользующая холодильная машина с диоксидом углерода в качестве рабочего вещества [Текст]: тез. докл. научн. конф. «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур» (2010) / отв. ред. С. В. Гайдук. – Москва, 2010. – 92-94 с.
18. **Морозюк, Т. В.** Термодинамический анализ теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода [Текст] / Т.В. Морозюк, С.В. Гайдук, Л. И. Морозюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 2, № 8(68). – С. 36-44. – Режим доступа: doi: 10.15587/1729-4061.2014.22990.
19. **Галимова, Л.В.** Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: учеб. пособие [Текст] / Л.В. Галимова. – Астрахань: АГТУ, 1997. – 226 с.
20. **Linares, J.I.** Brayton power cycles for electricity generation from fusion reactors [Text] / J.I. Linares, L.E. Herranz, B.Y. Moratilla and I.P. Serrano // Journal of Energy and Power Engineering. – 2011. – Vol. 5. – P. 590-599.
21. **Stirling, H.** Beitrag zum theorie der absorption-kaeltemaschintn / H. Stirling // Kaeltechnik 16, 1964.
22. **Морозюк, Л.И.** Аналіз схемних рішень компресорної тепловикористальної холодильної машини з R744 [Текст] / Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук, Б.Г. Грудка // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016. – Т.1, № 8(79). – С. 29-39. – Режим доступа: doi: 10.15587/1729-4061.2016. 59470.

Отримана в редакції 09.02.2017, прийнята до друку 25.04.2017

Low-Temperature Heat-Driven Compression Refrigeration Machines with R744

L. I. Morosuk, S. V. Gaiduk, B. G. Grudka, D. V. Korzhuk

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65039, Ukraine

In the paper, the principle for developing the cycles and schematics of low-temperature heat-driven compression refrigeration machines with R 744 as the working fluid is presented. Such a machine is formed by the combination of the two thermodynamic cycles: direct (heat engine) and inverse (refrigeration machine). The mechanical work obtained from the direct cycle is transmitted for the realization of the compression process within the inverse cycle. The thermodynamic processes are taking place: within direct cycle in the supercritical zone, within inverse cycle in the supercritical and two-phase zones. The schematics of the machines were developed at condition to generate cold at the temperature level -50°C taking into account the reliability during the operation. The energetic effectiveness has been determined.

Keywords: Energy Analysis; Compression Heat-Using Refrigeration Machine; Thermodynamic Efficiency; R744.

References

- Morozyuk, T. V.** (2006). Teoriya kholodilnykh mashin i teplovykh nasosov. Odessa: Studiya «Negotsiant», 712.
- Honghyun, Cho** (2014). Theoretical analysis of performance of a two-stage compression CO₂ cycle with two different evaporating temperatures. International Journal of Refrigeration, 47, 164-175. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.024>
- Chen, Y.** (2006). Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications: paper pub. and pres. at 7 th IIR Gustav Lorentzen, Natural Working Fluids. Trondheim, Norway, 127.
- Katalog produktii: Sverkhkriticheskiye kompressory HG34 CO₂ (27.12.2016). Zagl. s ekrana.
- Bingming, W.** (2009). Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor. International Journal of Refrigeration, 32, 1358 – 1365. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.008>
- Bhattacharyya, S.** (2005). Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating. International Journal of Refrigeration, 28, 1284-1292. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.010>
- Di Nicola, G.** (2005). Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems. International Journal of Refrigeration, 28, 130-140. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.06.014>
- Yamaguchi, H.** (2011). Investigation of dry ice blockage in an ultra-low temperature cascade refrigeration system using CO₂ as a working. International Journal of Refrigeration, 34, 466-475. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.11.001>
- Kompressory Copeland (28.12.2016). Zagl. s ekrana.
- Teploobmennoe oborudovaniye Kelvion Mashimpeks (28.12.2016). Zagl. s ekrana.
- Martynovskii, V. S.** (1972). Analiz deistvitelnykh termodynamicheskikh tsiklov. M.: Energiya, 216.
- Barenboim, A. B.** (2000). Malorashodnye turbokompressory dlya konditsionirovaniya vozdukhа i okhlazhdeniya apparatury v transporte. Odessa: Studiya «Negotsiant», 265.
- Barenboim, A. B.** (2001). Turbomashiny dlya okhlazhdeniya nadduvochnogo vozdukhа dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Odessa: Studiya «Negotsiant», 98.
- Barenboim, A. B.** (2004). Kholodilnye tsentrobezhnye kompressory. Odessa, 208.

15. **Lillo, T.** (2004). Development of a supercritical carbon dioxide brayton cycle: improving pbr efficiency and testing material compatibility. Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL), 02-190, 28.
16. A. s. 72660 UA, MPK F25V27/00. **Morozyuk L.I., Gaiduk S. V.** (UA). (2012). Kompresorna teplovykorystalna holodylna mashyna, 4
17. **Gaiduk, S. V.** (2010). Teploispolzuyuschaya kholodilnaya mashyna s dioksidom ugleroda v kachestve rabocheho veschestva: tez. dokl. nauchn. konf. «Innovatsionnye razrabotki v oblasti tekhniki i fiziki nizkikh temperatur». Moskva, 92-94.
18. **Morozyuk, T. V.** (2014). Termodinamicheskyy analiz teploispolzuyuschey kholodilnoy mashiny s dioksidom ugleroda. Vostochno-Evropeiskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy, 2, 8(68), 36-44. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.22990>.
19. **Galimova, L.V.** (1997). Absorbtsionnye kholodilnye mashiny i teplovye nasosy: ucheb. posobiye. Astrakhan: AGTU, 226.
20. **Linares, J.I.** (2011). Brayton power cycles for electricity generation from fusion reactors. Journal of Energy and Power Engineering, 5, 590-599.
21. **Stirling, H.** (1964). Beitrag zum theorie der absorption-kaeltemaschintn. Kaeltechnik, 16.
22. **Morozyuk, L.I.** (2016). Analiz shemnykh rishen kompresornoi teplovykorystalnoi kholodylnoi mashiny z R744. Vostochno-Evropeiskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy, 1, 8(79), 29-39. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59470>.

Received 09 February 2017
Approved 25 April 2017
Available in Internet 29 May 2017