

## ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА/THEORETICAL AND APPLIED HEAT ENGINEERING

DOI: <https://doi.org/10.60797/IRJ.2026.163.58>

## ОСОБЕННОСТИ РЕАЛЬНОГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА В ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМАХ БЫТОВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ С ГЕРМЕТИЧНЫМ КОМПРЕССОРОМ

Научная статья

Левченко А.О.<sup>1,\*</sup>, Галка Г.А.<sup>2</sup>, Романов В.В.<sup>3</sup>, Алёхин С.Н.<sup>4</sup><sup>1</sup>ORCID : 0009-0006-8667-3151;<sup>2</sup>ORCID : 0000-0003-2449-5856;<sup>3</sup>ORCID : 0000-0002-4764-3295;<sup>4</sup>ORCID : 0009-0004-3933-4814;<sup>1, 2, 3, 4</sup> Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

\* Корреспондирующий автор (mr.levchenko[at]mail.ru)

**Аннотация**

Одним из приоритетных направлений при исследовании и совершенствовании конструкций систем кондиционирования является повышение их энергетической эффективности. Кондиционеры являются одними из главных двигателей роста энергопотребления. Авторы выделяют вопрос влияния параметров всасываемого пара, в частности его сухости, на показатели работы герметичного компрессора, эффективность холодильного цикла и его энергетические характеристики. Предварительный анализ реального холодильного цикла показал, что чаще всего всасываемый пар является не перегретым, как в теоретическом цикле, а насыщенным или влажным паром с некоторой долей жидкой составляющей, что является негативным фактом, приводящим к снижению энергетической эффективности как самого компрессора, так и холодильного цикла. Негативное влияние на показатели компрессора оказывает значительный перегрев всасываемого пара, который часто может наблюдаться в реальных моделях бытовых холодильных систем. Следовательно, вопросы, которые требуют решения, связаны с обеспечением более высокой степени сухости пара и снижения температуры перегрева.

**Ключевые слова:** холодильная машина, идеальный цикл, реальный цикл, модель, тепловая потеря, герметичный компрессор, конструкция.

## SPECIFICS OF THE REAL THERMODYNAMIC CYCLE IN REFRIGERATING SYSTEMS OF DOMESTIC AIR CONDITIONERS WITH HERMETIC COMPRESSORS

Research article

Levchenko A.O.<sup>1,\*</sup>, Galka G.A.<sup>2</sup>, Romanov V.V.<sup>3</sup>, Alyokhin S.N.<sup>4</sup><sup>1</sup>ORCID : 0009-0006-8667-3151;<sup>2</sup>ORCID : 0000-0003-2449-5856;<sup>3</sup>ORCID : 0000-0002-4764-3295;<sup>4</sup>ORCID : 0009-0004-3933-4814;<sup>1, 2, 3, 4</sup> Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

\* Corresponding author (mr.levchenko[at]mail.ru)

**Abstract**

One of the priority areas in the research and improvement of air conditioning system designs is increasing their energy efficiency. Air conditioners are one of the main drivers of energy consumption growth. The authors highlight the issue of the influence of suction vapour parameters, in particular its dryness, on the performance of a hermetic compressor, the efficiency of the refrigeration cycle and its energy characteristics. A preliminary analysis of the actual refrigeration cycle showed that most often the suction vapour is not overheated, as in the theoretical cycle, but saturated or wet vapour with a certain proportion of liquid component, which is a negative factor leading to a decrease in the energy efficiency of both the compressor itself and the refrigeration cycle. Significant overheating of the suction vapour, which can often be observed in real models of domestic refrigeration systems, has a negative impact on compressor performance. Consequently, the issues that need to be addressed are related to ensuring a higher degree of vapour dryness and reducing the overheating temperature.

**Keywords:** cooling machine, ideal cycle, real cycle, model, heat loss, hermetic compressor, design.

**Введение**

Системы кондиционирования являются неотъемлемой частью жизни современного общества. Они позволяют не только обеспечить комфортные условия в помещениях, но и снизить уровень негативного воздействия окружающей среды на здоровье человека.

В настоящее время становится всё более актуальной тема снижения энергопотребления систем вентиляции и кондиционирования воздуха, в связи с повышением стоимости топлива, а также возникновением разного рода экологических проблем [1].

Как указывает автор работы [1], системы вентиляции и кондиционирования воздуха являются крупнейшими энергопотребителями, что заставляет исследователей и инженеров сосредоточиться на проблеме использования энергии. Около 50% потребности в энергии используется для поддержания условий теплового комфорта в

помещениях. Разработка энергоэффективных систем кондиционирования играет важную роль не только в уменьшении затрат на электроэнергию, но и решает задачу защиты окружающей среды от неблагоприятного воздействия выбросов парниковых газов.

Таким образом, целью данной работы является снижение энергопотребления кондиционеров с герметичным компрессором на основе анализа реального термодинамического цикла и выявления факторов и оценки их влияния на энергетическую эффективность их холодильных систем.

Для достижения поставленной в работе цели необходимо проведение анализа известных работ в данном направлении, учёта изложенных в них теоретических и практических выводов и разработке на этой базе теоретических основ, позволяющих выявить ряд отдельных факторов, определяющих энергетическую эффективность термодинамического цикла холодильных систем кондиционеров с герметичным компрессором.

В настоящее время известны научные работы, в которых рассматриваются вопросы повышения энергетической эффективности систем кондиционирования, в том числе отдельные вопросы энергосбережения кондиционеров. Следует выделить публикации таких авторов как Михайлов, В.А. [2], Кокорин О.Я. [3], Богуславский Л.Д. [4], Стефанов Е.В. [5] и др.

Как показал анализ научных работ, среди отдельных вопросов, решаемых с целью повышения энергетической эффективности кондиционеров, следует выделить вопрос влияния параметров всасываемого пара, в частности его сухости, на показатели работы герметичного компрессора, эффективность холодильного цикла и его энергетические характеристики, который в настоящее время изучен недостаточно.

Предварительные исследования показали, что такие характеристики всасываемого пара как температура и степень его сухости играют важную роль в формировании показателей эффективности работы герметичного компрессора и холодильной системы в целом. Следовательно, вопросы, связанные с обеспечением требуемых параметров всасываемого пара, являются актуальными для повышения энергетической эффективности кондиционеров.

Следует подчеркнуть, что при исследовании герметичного компрессора и холодильной системы кондиционеров авторы научных работ используют также результаты научных разработок и публикации в области исследования подобных систем малых холодильных машин, для которых вопросы повышения их энергетической эффективности рассмотрены и изучены более глубоко и подробно. Наиболее известные работы в данной области выполнены Левкиным В.В., в частности в работе [6] автором изложены основные результаты исследования теплоэнергетических характеристик герметичных компрессоров, а также в ряде других работ. Также существенный вклад в развитие данного направления холодильной техники внесли такие известные авторы как Быков А.В., Канторович В.И., Кошкин Н.Н., Курьлев Е.С., Розенфельд Л.М., Рамеш Ч.А., Сакун И.А., Якобсон В.Б., Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С., Набережных А.И., Виденов И.И., Ибраев А.М. и другие, в том числе такие работы как [7], [8], [9], [10]. Из зарубежных авторов необходимо выделить работы Роя Дж. Доссата, Рассела Е. Смита, Claes Stenhede, Cube H.L. и другие, в частности [11], [12].

При оценке влияния сухости пара хладагента на показатели работы герметичного компрессора учитывают, что рабочее вещество в цикле холодильной машины участвует в различных термодинамических процессах. От того, как совершаются эти процессы, зависит эффективность холодильной машины.

### **Основная часть**

Рабочее вещество холодильной машины совершает обратный цикл за счет механической энергии или энергии другого вида в различных условиях. Имеется три разновидности обратных циклов: холодильный, прямой и комбинированный [15].

На рис. 1 представлен теоретический и реальный холодильные циклы одноступенчатой холодильной машины

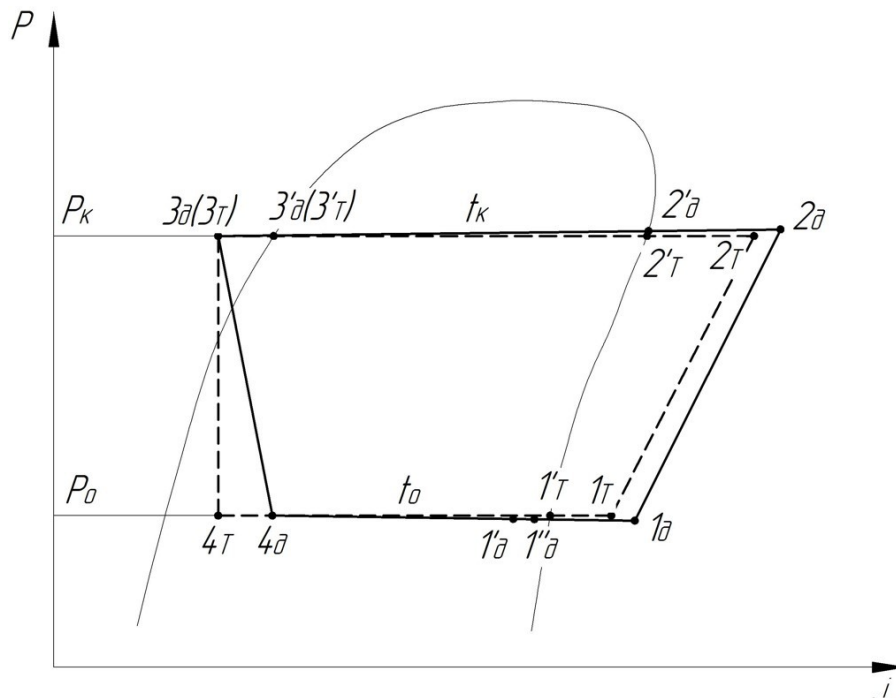


Рисунок 1 - Реальный и теоретический холодильные циклы

DOI: <https://doi.org/10.60797/IRJ.2026.163.58.1>

Холодильный агент кипит в испарителе при низком давлении  $p_o$  и соответственно при низкой температуре  $t_o$ . При этом тепло, необходимое для кипения, отбирается непосредственно от охлаждаемого объекта. Пары, образующиеся при кипении, отводятся компрессором, который сжимает их до такого давления  $p_k$ , при котором они смогут быть сконденсированы в результате охлаждения внешней средой. В конденсаторе пар охлаждается до состояния насыщенности и конденсируется. Температура конденсации  $t_k$  устанавливается на несколько градусов выше температуры охлаждающей среды [10].

Жидкий хладагент из конденсатора через дроссельное устройство снова попадает в испаритель. Вследствие большего сопротивления давление жидкости в нем снижается с  $p_k$  до  $p_o$ . Однако в процессе дросселирования полезной работы не создается. Кроме того, происходят потери полезной работы вследствие отклонения реального цикла с дросселированием от идеального цикла Карно. Отклонение объясняется наличием трения при прохождении рабочего тела через дроссель. При дросселировании реальных газов температура понижается меньше, чем при адиабатическом расширении. Это объясняется наличием частичного парообразования жидкости за счет выделения теплоты трения в процессе дросселирования.

Таким образом, в процессе дросселирования теряется полезная работа расширения и уменьшается холодопроизводительность (количество отнятой от охлаждаемого тела теплоты за единицу времени). Этот необратимый процесс идет с увеличением удельной энтропии, а следовательно, на диаграмме рис.1 линия процесса дросселирования пойдет не вертикально вниз, как в теоретическом цикле, а наклонно, выходя не на точку  $4_т$ , а на точку  $4_д$  [6], [10]. Тепло, необходимое для парообразования, отбирается от остальной жидкости в дросселе, которая при этом охлаждается до температуры кипения  $t_o$ .

Таким образом, в испаритель поступает и жидкость и пар. Жидкость кипит, отводя тепло от охлаждаемого объекта: отрезок  $4_д - 1_д'$  [17], где точка  $1_д'$  произвольно характеризует состояние хладагента на выходе из испарителя, представляющего собой в действительном цикле, в основном, пар с незначительной дозой жидкости.

Точка выхода холодильного агента из испарителя  $1_д'$  вследствие ряда причин может изменять свое расположение, но в большинстве случаев находится в зоне влажного пара. Поэтому следующий отрезок  $1_д' - 1_д''$  показывает повышение степени сухости пара за счет теплообмена в регенеративном теплообменнике, образованном всасывающей и капиллярной трубкой дросселя.

Действительные (реальные) холодильные циклы несколько отличаются от цикла с всасыванием насыщенного пара. Для цикла с всасыванием насыщенного пара принимаются допущения, которые неприемлемы для действительных циклов. Например, в цикле с всасыванием насыщенного пара не учитывается снижение давления в трубопроводах и испарителе, а также в конденсаторе при циркуляции через них хладагента. Не учитывается и влияние переохлаждения жидкости и перегрева всасываемого пара [6], [10].

Дальнейшее прохождение хладагента по внутренним элементам компрессора является сложным термодинамическим процессом. Так, в работе [6] было показано, что основной подогрев пара происходит во всасывающем канале, а именно, на участке от всасывающего патрубка до всасывающей трубки. На участке всасывающего канала от момента входа в кожух до трубки подогрев пара наибольший. По мере прохождения пара через первую и вторую камеры глушителя на стороне всасывания подогрев уменьшается и увеличение температуры пара составляет  $19-22^\circ \text{C}$ . Температура пара в начале сжатия близка к температуре стенки цилиндра  $174^\circ \text{C}$ .

Автором было показано следующее процентное распределение подогрева пара для характерных участков всасывающего канала:

- а) всасывающий патрубок — всасывающая трубка — 65...70%;
- б) всасывающая трубка — всасывающая полость — 20...23%;
- в) всасывающая полость — цилиндр — 7... 15%.

Следует отметить, что пар, проходя по всасывающему патрубку компрессора, дополнительно подогревается на 8–10°С вследствие теплопередачи от цилиндра.

Температура хладагента в кожухе составляет 90...98° С в диапазоне температур кипения от минус 30 до минус 5° С и конденсации, равной 55° С [6], [9].

Вследствие интенсивного внутреннего теплообмена в связи с большой длиной нагнетательного змеевика температура нагнетаемого пара до выхода из кожуха снижается на 45...50°С и способствуют повышению температуры всасываемого пара до начала сжатия, что приводит к увеличению удельного объема последнего. Так, удельный объем пара хладагента на входе в кожух в номинальном режиме составляет 0,1412 м<sup>3</sup>/кг, у всасывающей трубки — 0,1663 м<sup>3</sup>/кг, в полости всасывания — 0,1747 м<sup>3</sup>/кг, в цилиндре в начале сжатия — 0,1974 м<sup>3</sup>/кг. В целом, увеличение удельного объема пара за счет бесполезного подогрева составляет 25...30%.

Таким образом, значительный по величине бесполезный подогрев пара в кожухе до начала сжатия приводит к возрастанию тепловой напряженности и является основной причиной низкой экономичности компрессора [6].

Конструктивные особенности цилиндропоршневой группы таковы, что способствуют интенсивной теплопередаче двигателю от стенки цилиндра и нагнетаемого пара вследствие непосредственного контакта последних с корпусом. Поэтому температура обмотки обычно высока.

Температура масляной ванны является одной из важнейших характеристик компрессора, поскольку условия смазки трибосоприкосновений во многом определяют надежность холодильного агрегата в целом.

Исходя из данных рассуждений, можно вывести выражение, позволяющее с достаточной степенью точности определить величину бесполезного подогрева пара до начала сжатия в номинальном режиме работы компрессора [6], [10]:

$$\Delta T_K = \frac{\left[ \frac{l_{АД}}{v_{вс}} \cdot \frac{V_h}{\eta_e} \cdot \alpha + \psi N_i + \frac{N_{АД}}{\eta_e} (1 - \eta_m) + \delta \cdot N_i \right] - Q_{oc}}{G_A \cdot C_p^{ec}}$$

где  $l_{АД}$  — удельная адиабатическая работа сжатия;

$v_{вс}$  — удельный объем всасываемого пара;

$V_h$  — объем, описанный поршнем;

$\eta_e$  — эффективный к.п.д.;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от кожуха в окружающую среду;

$\psi$  — коэффициент, характеризующий процесс сжатия в цилиндре;

$N_i$  — индикаторная мощность компрессора;

$N_{АД}$  — адиабатическая мощность компрессора;

$\eta_m$  — механический к.п.д. компрессора;

$\delta$  — коэффициент, оценивающий количество тепла, отдаваемого в нагнетательном тракте компрессора в долях от индикаторной мощности  $N_i$ ;

$Q_{oc}$  — количество теплоты, отводимой от кожуха компрессора в окружающую среду при свободной конвекции;

$G_A$  — массовая производительность компрессора;

$C_p^{ec}$  — средняя теплоемкость всасываемого пара при определяющей температуре, равной полусумме температур пара на входе в кожух и в начале сжатия.

Таким образом, подводя итоги и анализируя входящие в формулу параметры и не затрагивая конструктивные особенности компрессора и задаваемый температурный режим работы холодильной машины, укажем, что реально снизить бесполезный подогрев пара рабочего тела возможно и наиболее достижимо за счет снижения величины теплоты  $Q_{oc}$  и увеличения теплоемкости  $C_p^{ec}$ . Это подтверждает известные подходы, связанные со снижением температуры перегрева всасываемого пара при одновременном обеспечении более высокой его сухости, что приводит к снижению тепловой нагрузки на элементы компрессора и повышению его энергоэффективности.

Исходя из этого, следует отметить, что при оценке использования различных способов регулирования величин  $Q_{oc}$  и  $C_p^{ec}$  и анализе, приведенной в данной работе формулы, возможно проведение выбора наиболее эффективных предлагаемых технических решений, что является важным результатом, полученным в данной работе, для решения вопросов повышения энергетической эффективности кондиционеров.

Кроме этого, предварительный анализ реального холодильного цикла показал, что в отдельных случаях всасываемый пар является не перегретым, как в теоретическом цикле, а насыщенным или влажным паром с некоторой долей жидкой составляющей, что является негативным фактом, приводящим к снижению энергетической эффективности как самого компрессора, так и холодильного цикла. Вместе с тем, показано также, что негативное влияние на показатели компрессора оказывает значительный перегрев всасываемого пара, который часто может наблюдаться в реальных моделях холодильных систем.

Аналогичные выводы о влиянии показателей состояния всасываемого пара на энергетические показатели работы холодильных машин приведены в ряде зарубежных научных публикациях. Так, в одной из наиболее известных работ [13], в которой достаточно подробно рассматриваются вопросы теории холодильной техники, в том числе вопросы, связанные с особенностями процесса всасывания, указывается, что с увеличением степени перегрева, сопровождающегося снижением холодопроизводительности, возможна компенсация снижения плотности всасываемого пара за счет увеличения объемного КПД компрессора, а также предотвращение попадания жидкого

хладагента в компрессор. Это и другие факторы указывает на важность учета параметров состояния всасываемого пара.

Следовательно, вопросы, которые требуют решения, связаны с обеспечением более высокой степени сухости всасываемого пара и снижения температуры перегрева до необходимого уровня. При этом, как следует из приведенного в данной работе материала, необходимо наиболее рациональное сочетание параметров всасываемого пара, которое может быть обеспечено применением специальных способов, позволяющих регулировать тепловые потоки как на пути всасываемого пара, так и в процессе его сжатия. Для решения вопроса повышения энергетических показателей холодильных систем кондиционеров на основе регулирования параметров, влияющих на величину перегрева и сухости всасываемого пара, предлагается проводить оценку способов регулирования данных параметров по приведенной в данной работе формуле.

### Заключение

Таким образом, предварительный анализ реального холодильного цикла показал, что в отдельных случаях чаще всего всасываемый пар является не перегретым, как в теоретическом цикле, а насыщенным или влажным паром с некоторой долей жидкой составляющей, что является негативным фактом, приводящим к снижению энергетической эффективности как самого компрессора, так и холодильного цикла. Вместе с тем, показано также, что негативное влияние на показатели компрессора оказывает значительный перегрев всасываемого пара, который часто может наблюдаться в реальных моделях бытовых холодильных систем.

Аналогичные выводы о влиянии показателей состояния всасываемого пара на энергетические показатели работы холодильных машин приведены в ряде зарубежных научных публикаций. Так, в одной из наиболее известных работ [13], в которой достаточно подробно рассматриваются вопросы теории холодильной техники, в том числе вопросы, связанные с особенностями процесса всасывания, указывается, что с увеличением степени перегрева, сопровождающегося снижением холодопроизводительности, возможна компенсация снижения плотности всасываемого пара за счет увеличения объемного КПД компрессора, а также предотвращение попадания жидкого хладагента в компрессор. Это и другие факторы указывает на важность учета параметров состояния всасываемого пара.

Следовательно, вопросы, которые требуют решения, связаны с обеспечением более высокой степени сухости пара и снижения температуры перегрева до необходимого уровня. При этом, как следует из приведенного в данной работе материала, необходимо наиболее рациональное сочетание параметров всасываемого пара, которое может быть обеспечено применением специальных способов, позволяющих регулировать тепловые потоки как на пути всасываемого пара, так и в процессе его сжатия. Для решения вопроса повышения энергетических показателей холодильных систем кондиционеров на основе регулирования параметров, влияющих на величину перегрева и сухости всасываемого пара, предлагается проводить оценку способов регулирования данных параметров по приведенной в данной работе формуле.

### Конфликт интересов

Не указан.

### Рецензия

Канарейкин А.И., Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго Орджоникидзе, Москва Российская Федерация  
DOI: <https://doi.org/10.60797/IRJ.2026.163.58.2>

### Conflict of Interest

None declared.

### Review

Kanareikin A.I., Russian State Geological Prospecting University named after Sergo Ordzhonikidze, Moscow Russian Federation  
DOI: <https://doi.org/10.60797/IRJ.2026.163.58.2>

### Список литературы / References

1. Матигорова А.В. Энергосберегающие технологии систем вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В. Матигорова // Вестник магистратуры. — 2020. — № 100. — С. 16–17.
2. Михайлов В.А. Энергосбережение в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / В.А. Михайлов. — Москва: ИНФРА-М, 2017. — 121 с.
3. Кокорин О.Я. Энергосбережение в системах отопления, вентиляции, кондиционирования / О.Я. Кокорин. — Москва: АСВ, 2013. — 256 с.
4. Богуславский Л.Д. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха / Л.Д. Богуславский. — Москва: Стройиздат, 1990. — 620 с.
5. Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е.В. Стефанов. — Санкт-Петербург: АВОК Северо-Запад, 2005. — 400 с.
6. Левкин В.В. Тепловые расчеты сборочных единиц бытовых холодильников / В.В. Левкин. — Шахты: Полиграфист, 1994. — 232 с.
7. Бараненко А.В. Холодильные машины / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев и др. — Санкт-Петербург: Политехника, 1997. — 992 с.
8. Бараненко А.В. Холодильные машины / А.В. Бараненко. — Санкт-Петербург: Политехника, 2006. — 941 с.
9. Курылёв Е.С. Холодильные установки / Е.С. Курылёв, В.В. Оносовский, Ю.Д. Румянцев. — Санкт-Петербург: Политехника, 2002. — 575 с.
10. Чумак И.Г. Холодильные установки : Проектирование / И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина. — Киев: Выща школа, 1988. — 279 с.

11. Доссат РойДж. Основы холодильной техники / РойДж. Доссат. — Москва: Техносфера, 2008. — 821 с.
12. Смит РасселЕ. Ремонт холодильников, кондиционеров и нагревательных приборов / РасселЕ. Смит. — Ростов-На-Дону: Феникс, 1998. — 539 с.
13. Ramesh Ch.A. Refrigeration and air conditioning / Ch.A. Ramesh. — New Delhi: PHI Learning Private Limited, 2010. — 1088 p.

### Список литературы на английском языке / References in English

1. Matigorova A.V. E'nergoberegayushhie tehnologii sistem ventilyacii i kondicionirovaniya vozduxa [Energy-saving technologies of ventilation and air conditioning systems] / A.V. Matigorova // Bulletin of the Magistracy (ISBN 2223-4047). — 2020. — № 100. — P. 16–17. [in Russian]
2. Mixajlov V.A. E'nergoberezhenie v sistemax ventilyacii i kondicionirovaniya vozduxa [Energy saving in ventilation and air conditioning systems (ISBN 978-5-16-013782-7)] / V.A. Mixajlov. — Moscow: INFRA-M, 2017. — 121 p. [in Russian]
3. Kokorin O.Ya. E'nergoberezhenie v sistemax otopleniya, ventilyacii, kondicionirovaniya [Energy saving in heating, ventilation, and air conditioning systems (ISBN 978-5-93093-922-4)] / O.Ya. Kokorin. — Moscow: ASV, 2013. — 256 p. [in Russian]
4. Boguslavskij L.D. E'nergoberezhenie v sistemax teplosnabzheniya, ventilyacii i kondicionirovaniya vozduxa [Energy saving in heat supply, ventilation and air conditioning systems (ISBN 5-274-01052-0)] / L.D. Boguslavskij. — Moscow: Strojizdat, 1990. — 620 p. [in Russian]
5. Stefanov E.V. Ventilyaciya i kondicionirovanie vozduxa [Ventilation and air conditioning (ISBN: 5-902146-08-9)] / E.V. Stefanov. — Saint Petersburg: AVOK Severo-Zapad, 2005. — 400 p. [in Russian]
6. Levkin V.V. Teplovy'e raschety' sborochny'x edinicz by'tovy'x xolodil'nikov [Thermal calculations of assembly units of household refrigerators (ISBN 5-87545-011-8)] / V.V. Levkin. — Shaxty': Poligrafist, 1994. — 232 p. [in Russian]
7. Baranenko A.V. Xolodil'ny'e mashiny' [Refrigerating machines (ISBN 5-7325-0372-2)] / A.V. Baranenko, N.N. Buxarin, V.I. Pekarev et al. — Saint Petersburg: Politehnika, 1997. — 992 p. [in Russian]
8. Baranenko A.V. Xolodil'ny'e mashiny' [Refrigerating machines (ISBN 5-7325-0792-2)] / A.V. Baranenko. — Saint Petersburg: Politehnika, 2006. — 941 p. [in Russian]
9. Kury'lyov E.S. Xolodil'ny'e ustanovki [Refrigeration units (ISBN 5-7325-0690-X)] / E.S. Kury'lyov, V.V. Onosovskij, Yu.D. Rumyancev. — Saint Petersburg: Politehnika, 2002. — 575 p. [in Russian]
10. Chumak I.G. Xolodil'ny'e ustanovki : Proektirovanie [Refrigeration units: Design (ISBN 5-11-000254-1)] / I.G. Chumak, D.G. Nikul'shina. — Kiev: Vy'shha shkola, 1988. — 279 p. [in Russian]
11. Dossat RojDzh. Osnovy' xolodil'noj texniki [Fundamentals of Refrigeration Engineering] / RojDzh. Dossat. — Moscow: Texnosfera, 2008. — 821 p. [in Russian]
12. Smit RasselE. Remont xolodil'nikov, kondicionerov i nagrevatel'ny'x priborov [Repair of refrigerators, air conditioners and heating devices (ISBN 5-222-00569-0)] / RasselE. Smit. — Rostov-Na-Donu: Feniks, 1998. — 539 p. [in Russian]
13. Ramesh Ch.A. Refrigeration and air conditioning / Ch.A. Ramesh. — New Delhi: PHI Learning Private Limited, 2010. — 1088 p.