

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322753>

Методика оценки эффективности работы холодильных установок работающих по циклу с экономайзером

М.С. Талызин

Международная Академия Холода, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Переход к цифровой экономике требует развития средств автоматизации и, следовательно, алгоритмов на базе которых станет возможным создание интеллектуальных систем управления.

При этом не стоит забывать, что сами по себе средства управления и мониторинга не являются самоцелью. Автоматизация должна решать определенные задачи, опираясь на систему сбора данных (систему мониторинга). Одной из таких задач является энергосбережение. Поскольку доля затрат электроэнергии на холодильное оборудование составляет значительную часть в энергетическом балансе страны, вопросам энергосбережения уделяется достаточно большое внимание на государственном уровне (Федеральный закон № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»). Существующие системы мониторинга рабочих параметров холодильной установки часто применяются только для выявления аварийных ситуаций и сигнализации об их возникновении, однако на базе регистрируемых данных можно построить интеллектуальную систему анализа, позволяющую оптимизировать работу холодильной установки в реальном времени.

В данной статье описывается методика оценки энергоэффективности холодильных установок, работающих по циклу с экономайзером, позволяющая производить оценку как на этапе проектирования, так и в процессе работы холодильной установки. Кроме того с помощью предлагаемой можно рассчитать распределение потерь по элементам и процессам холодильной установки.

Ключевые слова: термодинамический анализ; энтропийно-статистический метод термодинамического анализа; цикл с экономайзером.

Как цитировать:

Талызин М.С. Методика оценки эффективности работы холодильных установок работающих по циклу с экономайзером. // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 4. С. 237–244. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322753>

DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322753>

Method for evaluating efficiency of refrigeration units based on compression cycle with economizer

Maxim S. Talyzin

International Academy of Refrigeration, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

The transition to the so-called “digital economy” requires the development of automation tools, and, therefore, algorithms based on which it will be possible to create intelligent control systems.

At the same time, do not forget that the control and monitoring tools themselves are not an end in themselves. Automation must solve certain problems, relying on a data collection system (monitoring system). One of these tasks is energy saving. Since the share of electricity costs for refrigeration equipment is a significant part of the country's energy balance, energy conservation issues are paid a lot of attention at the state level (Federal Law No. 261-FZ “On Energy Saving and Energy Efficiency and on Amending Certain Legislative Acts of the Russian Federation”).

Existing systems for monitoring the operating parameters of a refrigeration plant are often used only to detect emergencies and alarm them, however, an intelligent analysis system can be built on the basis of recorded data to optimize the operation of the refrigeration plant in real time.

This article describes the methodology for assessing the energy efficiency of refrigeration plants operating on a cycle with an economizer and allowing to evaluate both at the design stage and during the operation of the refrigeration plant, and allows to obtain a distribution of losses by elements and processes of the refrigeration plant.

Keywords: thermodynamic analysis; entropy-statistical method of thermodynamic analysis; refrigeration cycle with economizer.

To cite this article:

Talyzin MS. Method for evaluating efficiency of refrigeration units based on compression cycle with economizer. *Refrigeration Technology*. 2021;110(4): 237–244. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322753>

Received: 07.04.2023

Accepted: 18.12.2023

Published online: 02.03.2024

Разработанная методика представляет алгоритм по определению затрат работы на компенсацию производства энтропии по элементам системы [1] с учетом свойств хладагентов. Методика позволяет проводить анализ, как на этапе проектирования, так и в процессе эксплуатации холодильной установки.

В данной статье рассматривается методика анализа цикла с экономайзером, который по частоте применения стоит на втором месте после цикла одноступенчатого сжатия.

Свойства хладагента в узловых точках цикла определяются по методике, предложенной Э.И. Вайнфельдом и П.Н. Монтиком [2] с дополнениями, позволяющими использовать ее для анализа холодильных установок.

В качестве исходных данных принимаются следующие величины:

- t_o — температура кипения хладагента в испарителе, °C;
- T_o — температура кипения хладагента в испарителе, К;
- T_k — температура конденсации хладагента, К;
- t_k — температура конденсации хладагента, °C;
- $\Delta T_{\text{пер_исп}}$ — перегрев в испарителе, К;
- $\Delta T_{\text{пер_вс}}$ — перегрев на всасывании в компрессор, К;
- $\Delta T_{\text{по}}$ — переохлаждение жидкого хладагента, К;

- t_n — температура нагнетания компрессора, °C;
- $\eta_{\text{ад}}$ — адиабатный КПД компрессора, %;
- t_n — температура в охлаждаемом объеме, °C;
- $t_{\text{ос}}$ — температура окружающей среды, °C;
- $\Delta T_{\text{пер_э}}$ — перегрев в экономайзере, К;
- ΔT_3 — недорекуперация в экономайзере, К.

Исходные данные могут быть использованы как расчетные, так и измеренные в процессе работы холодильной установки и зарегистрированные системой мониторинга, что позволяет производить анализ в реальном времени.

По известным значениям t_o и t_k определяем соответствующие давления насыщенных паров хладагента:

$$p_o = e^{D_0 + D_1 \times T_o + \frac{D_2}{T_o}} \quad (1)$$

$$p_k = e^{D_0 + D_1 \times T_k + \frac{D_2}{T_k}} \quad (2)$$

где D_0, D_1, D_2 — коэффициенты, применяемые для расчета свойств хладагента.

Если хладагент является эотропной смесью, то по найденным значениям давления определяются значения температур на линии насыщенной жидкости:

$$T_{o_нас.ж} = \frac{(D_{0_ж} - \ln p_o) - \sqrt{(D_{0_ж} - \ln p_o)^2 - 4 \times D_{1_ж} \times D_{2_ж}}}{-2 \times D_{1_ж}} \quad (3)$$

$$T_{k_нас.ж} = \frac{(D_{0_ж} - \ln p_k) - \sqrt{(D_{0_ж} - \ln p_k)^2 - 4 \times D_{1_ж} \times D_{2_ж}}}{-2 \times D_{1_ж}} \quad (4)$$

Эти уравнения могут быть использованы и в том случае, если известны давления конденсации и кипения, коэффициенты D нужно брать с индексом «ж» для насыщенной жидкости, без индекса — для насыщенного пара.

Цикл с указанием узловых точек на диаграмме энтальпия-давление представлен на рис. 1.

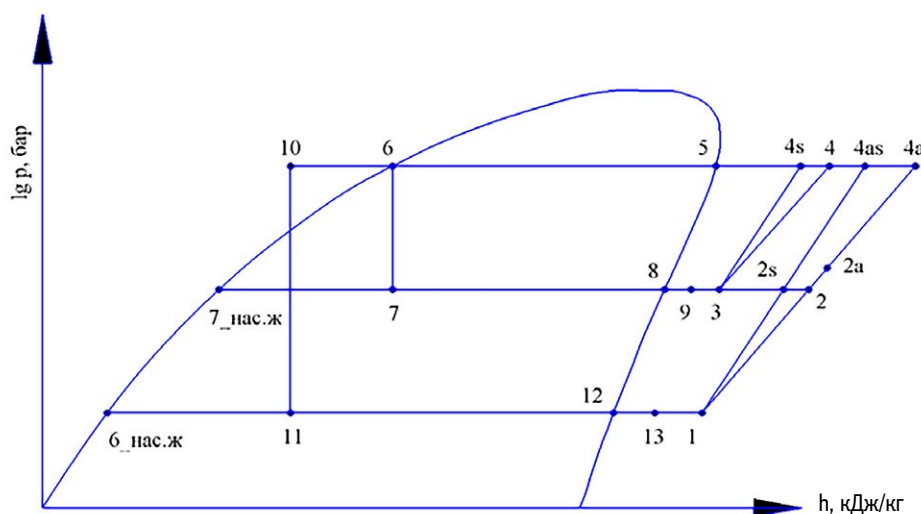


Рис. 1. Принципиальная схема цикла с экономайзером.

Fig. 1. Schematic diagram of cycle with economizer.

Определяем давления в узловых точках цикла:

$$p_1 = p_{11} = p_{12} = p_{13} = p_o \quad (5)$$

$$p_4 = p_{4s} = p_5 = p_6 = p_{10} = p_k \quad (6)$$

По известным значениям температур, перегрева и переохлаждения определяем следующие параметры:

$$t_{12} = t_o \quad (7)$$

$$t_{13} = t_{12} + \Delta T_{\text{пер_исп}} \quad (8)$$

$$t_1 = t_{13} + \Delta T_{\text{пер_вс}} \quad (9)$$

$$t_5 = t_k \quad (10)$$

$$t_6 = t_{\text{к_нас.ж}} \quad (11)$$

Для дальнейших расчетов используются величины температур в Кельвинах и параметр θ , который определяется как:

$$\theta = \frac{T}{100} \quad (13)$$

Определяем значения энтропии и энтальпии в идеальном газовом состоянии в точках 1, 5, 12, 13:

$$h_o = C_o \times T + 50 \times C \times \theta^2 + C_1 \quad (14)$$

$$s_o = C_o \times \ln T + C \times \theta + C_2 \quad (15)$$

где h_o и s_o — энтальпия ($\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$) и энтропия ($\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \times \text{К}}$)

в идеальном газовом состоянии соответственно.

Энтальпия и энтропия в точках 1, 5, 12, 13 рассчитывается по следующим зависимостям:

$$h = h_o + p \times (-B_2 \times \theta^2 + 3 \times B_3 \times \theta^{-2}) \quad (16)$$

$$s = s_o - R \times \ln p + p \times 10^{-2} \times (-B_1 - 2 \times B_2 \times \theta + 2 \times B_3 \times \theta^{-3}) \quad (17)$$

Энтропия в точке 6 и энтропия насыщенной жидкости при давлении p_o ($s_{11_насж}$) определяются как:

$$s = d_o + d_1 \times \theta^{-1} + d_2 \times \theta^4 \quad (18)$$

Энтальпия в точках 6, 11_нас.ж находим в зависимости от соответствующих значений температур:

$$h = a_o + a_1 \times \theta + a_2 \times \theta^5 \quad (19)$$

Энтропию в точке 2s определяем как:

$$s_{2s} = s_1 \quad (20)$$

Для определения промежуточного давления рассмотрим сжатие в компрессоре без экономайзера, точка 4a — нагнетание в компрессоре без экономайзера. При этом справедливы равенства

$$p_4 = p_{4a} = p_k \quad (21)$$

$$s_{4as} = s_{2as} = s_1 \quad (22)$$

Определим начальное значение температуры нагнетания из условия адиабатного сжатия

$$T_{4as_нач} = T_1 \times \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (23)$$

На основании полученного значения рассчитываем значение энтропии $s_{4as_пром}$ по 17, сравниваем это значение с s_{4as} , в случае отклонения корректируем начальное значение температуры и повторяем расчет до тех пор, пока не получим равенство энтропий. После этого фиксируем найденное значение T_{4as} . Находим θ_{4s} , h_{4as_0} , h_{4as} по выражениям 13, 14, 16 соответственно.

Далее в зависимости от значения адиабатного КПД компрессора $\eta_{ад}$ — расчет производится следующим образом:

если в расчетах задаемся статистическим значением адиабатного КПД, то энтальпия в точке 4a будет равна:

$$h_{4a} = h_1 + \frac{h_{4as} - h_1}{\eta_{ад}} \quad (24)$$

Принимаем за начальное значение температуры в точке 4a найденное ранее значение температуры T_{4as} . Рассчитываем промежуточное значение энтальпии в точке 4a $h_{4a_пром}$ по зависимостям 14 и 16 и сравниваем его с полученным ранее значением h_{4a} . После этого корректируем значение температуры и повторяем расчет до тех пор, пока не выполнится условие

$$h_{4a_пром} = h_{4a} \quad (25)$$

Находим θ_{4a} , s_{4a_0} , s_{4a} по выражениям 13, 15, 17 соответственно.

Оптимальное значение промежуточного давления найдем по следующей формуле [3]:

$$p_{2_опт} = \sqrt{p_o \times p_k} \quad (26)$$

Температуру входа паров из экономайзера определим по следующему выражению как сумму температуры насыщенных паров при давлении $p_{2_опт}$ (если выразить в (1) температуру, то получим

$$T = \frac{(D_0 - \ln p) - \sqrt{(D_0 - \ln p)^2 - 4 \times D_1 \times D_2}}{-2 \times D_1} \quad (27)$$

и перегрева в экономайзере:

$$T_{2a} = \frac{(D_0 - \ln p_{2_опт}) - \sqrt{(D_0 - \ln p_{2_опт})^2 - 4 \times D_1 \times D_2}}{-2 \times D_1} + \Delta T_{пер_э} \quad (28)$$

Определим удельный объем хладагента в точках 1, 2а, 4а по следующим зависимостям:

$$v = \left[\frac{R \times T}{p} + B(\theta) \right] \times 10^{-3} \quad (29)$$

где

$$B(\theta) = B_1 \times \theta + B_2 \times \theta^2 + B_3 \times \theta^{-2} \quad (30)$$

Определяем показатель политропы сжатия

$$n = \frac{\lg \left(\frac{p_1}{p_{4a}} \right)}{\lg \left(\frac{v_{4a}}{v_1} \right)} \quad (31)$$

Удельный объем хладагента при сжатии до промежуточного давления

$$v_2 = v_1 \times \left(\frac{p_1}{p_{2_опт}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} \quad (32)$$

Определяем объем, который необходимо добавить в промежуточную полость компрессора для реализации цикла с экономайзером:

$$\Delta v = v_2 - v_{2a} \quad (33)$$

Действительное промежуточное давление в цикле с экономайзером:

$$p_2 = \frac{p_1 \times v_1^n}{\left(\frac{p_1}{p_{2_опт}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} - \Delta v} \quad (34)$$

Определяем давление в точках 2s, 3, 7, 8, 9

$$p_2 = p_{2s} = p_3 = p_7 = p_8 = p_9 \quad (35)$$

Температуру, энтропию, энтальпию в точках 2 и 2s определяем по выражениям 23–26.

Энтальпия точки 6 равна энтальпии точки 7.

Температуру в точке 8 определяем по следующей зависимости:

$$T_8 = \frac{(D_0 - \ln p_2) - \sqrt{(D_0 - \ln p_2)^2 - 4 \times D_1 \times D_2}}{-2 \times D_1} \quad (36)$$

Температуру в точке 9 определяем с учетом перегрева в экономайзере:

$$T_9 = T_8 + \Delta T_{пер_э} \quad (37)$$

Температуру в точке 10 определяем с учетом недорегуляции в экономайзере:

$$T_{10} = T_8 + \Delta T_9 \quad (38)$$

Энтропию и энтальпию в точках 8 и 9 определяем по выражениям 14–17.

Энтальпию точек 10 и 7_{нас.ж} находим по 19.

Энтропию точки 7_{нас.ж} находим по 18.

Температуру и энтропию точки 7 определяем по следующим зависимостям:

$$T_7 = \frac{h_7 - h_{7_нас.ж}}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times T_8 + \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times T_{7_нас.ж} \quad (39)$$

$$s_7 = \frac{h_7 - h_{7_нас.ж}}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times s_8 + \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times s_{7_нас.ж} \quad (40)$$

Температура, энтальпия и энтропия точки 11 определяются следующим образом:

$$h_{11} = h_{10} \quad (41)$$

$$T_{11} = \frac{h_{11} - h_{11_нас.ж}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times T_{12} + \frac{h_{12} - h_{11}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times T_{11_нас.ж} \quad (42)$$

$$s_{11} = \frac{h_{11} - h_{11_нас.ж}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times s_{12} + \frac{h_{12} - h_{11}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times s_{11_нас.ж} \quad (43)$$

Энтропию переохлажденной жидкости (точка 10) находим следующим образом:

Разделяем диапазон от точки 6 до точки 10 на 40 равных интервалов температур (эмпирическое значение, достаточное для определения энтропии в точке 10), далее расчет ведем по следующей формуле:

$$s_{10} = s_6 - \sum_{i=1}^{40} \left(\frac{h_i - h_{i+1}}{T_i - T_{i+1}} \times \ln \frac{T_i}{T_{i+1}} \right) \quad (44)$$

Интервалы отсчитываются от точки 6 к точке 10.

Удельный расход хладагента через испаритель

$$g_{нт} = 1 \quad (45)$$

Удельный расход хладагента через экономайзер:

$$g_э = g_{нт} \times \frac{h_6 - h_{10}}{h_9 - h_7} \quad (46)$$

Удельный расход хладагента через конденсатор:

$$g_{кд} = g_{нт} + g_э \quad (47)$$

Энтальпию точки 3 определим из уравнения смешения:

$$h_3 = \frac{h_9 \times g_э + h_2 \times g_{нт}}{g_{кд}} \quad (48)$$

Температуру точки 3 находим по алгоритму при известном адиабатном КПД по зависимостям 14, 16, 25).

Энтропию точки 3 находим, пользуясь зависимостями 15 и 17.

Алгоритм нахождения параметров точек 4 и 4s аналогичен алгоритму нахождения параметров точек 4a и 4as.

Определим основные характеристики цикла:

- удельная массовая холодопроизводительность

$$q_o = h_{13} - h_{11} \quad (49)$$

- минимальная необходимая удельная работа для генерации холода

$$l_{\min} = q_o \times \frac{T_{oc} - T_{п}}{T_{п}} \quad (50)$$

- адиабатная работа сжатия

$$l_{ад} = (h_{2s} - h_1) \times g_{нт} + (h_{4s} - h_3) \times g_{кд} \quad (51)$$

- действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{сж} = (h_2 - h_1) \times g_{нт} + (h_4 - h_3) \times g_{кд} \quad (52)$$

- степень термодинамического совершенства

$$\eta_{терм} = \frac{l_{\min}}{l_{сж}} \quad (53)$$

- холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_o}{l_{ад}} \quad (54)$$

- действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_{д} = \frac{q_o}{l_{сж}} \quad (55)$$

Определим удельную величину необходимой работы для компенсации производства энтропии в основных рабочих процессах холодильной машины по следующим зависимостям:

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в конденсаторе складываются из суммы необходимых удельных работ для компенсации производства энтропии охлаждение паров хладагента от температуры нагнетания до температуры насыщения $\Delta l_{пк}$ и конденсации паров хладагента в конденсаторе $\Delta l_{кк}$:

$$\Delta l_{кд} = (\Delta l_{пк} + \Delta l_{кк}) \times g_{кд} \quad (56)$$

где

$$\Delta l_{пк} = (h_{4s} - h_5) - T_{oc} \times (s_{4s} - s_5) \quad (57)$$

$$\Delta l_{кк} = T_{oc} \times (h_5 - h_6) \times \left(\frac{1}{T_{oc}} - \frac{1}{T_{к}} \right) \quad (58)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании:

$$\Delta l_{др} = T_{oc} \times [(s_7 - s_6) \times g_э + (s_{11} - s_{10}) \times g_{нт}] \quad (59)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле

при средней температуре воздуха в потребителях (кипение жидкого хладагента):

$$\Delta l_{\text{и.кип}} = (h_{12} - h_{11}) \times T_{\text{ос}} \times \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{о}}}{T_{\text{о}} \times T_{\text{п}}} \quad (60)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты q_0 от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (перегрев хладагента в испарителе):

$$\Delta l_{\text{и.пер}} = T_{\text{п}} \times (s_{13} - s_{12}) - (h_{13} - h_{12}) \quad (61)$$

Общие необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе

$$\Delta l_{\text{и}} = \Delta l_{\text{и.кип}} + \Delta l_{\text{и.пер}} \quad (62)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при перегреве хладагента на участке от выхода из испарителя до входа в компрессор:

$$\Delta l_{\text{пер}} = T_{\text{ос}} \times (s_1 - s_{13}) - (h_1 - h_{13}) \quad (63)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в экономайзере:

$$\Delta l_{\text{э}} = T_{\text{ос}} \times [g_{\text{э}} \times (s_9 - s_7) - g_{\text{нт}} \times (s_6 - s_{10})] \quad (64)$$

Суммируя величины необходимых удельных затрат работы сжатия для компенсации производства энтропии во всех элементах холодильной машины, находим

расчетную величину адиабатной работы сжатия:

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{min}} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{и}} + \Delta l_{\text{пер}} + \Delta l_{\text{э}} \quad (65)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж}} - l_{\text{ад.р}} \quad (66)$$

Расчетная работа сжатия:

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}} \quad (67)$$

Для наглядности представления результатов также целесообразно представлять величины минимальных работ для компенсации производства энтропии в процентном соотношении к расчетной работе сжатия.

Проверку результатов анализа проведем путем сравнения с результатами энтропийно-статистического анализа, проведенного в [4] для цикла с экономайзером на хладагентах R22 и R134a (табл. 1, табл. 2).

Таблица 1. Исходные данные для анализа

Table 1. Initial data for analysis

Температура кипения, °C	5
Температура конденсации, °C	42
Перегрев в испарителе, K	0
Перегрев на линии всасывания, K	0
Переохлаждение, K	0
Адиабатный КПД компрессора	0,8
Температура в охлаждаемом объеме, °C	20
Температура окружающей среды, °C	27

Таблица 2. Результаты анализа одноступенчатого цикла

Table 2. Results of single stage cycle analysis

	R22		Погрешность, %	R134a		Погрешность, %
	источник	методика		источник	методика	
q_0 , кДж/кг	173,38	173,49	0,06	163,5	164,9	0,85
l_{min} , кДж/кг	4,14	4,14	0,00	3,91	3,94	0,76
$l_{\text{ад.д}}$, кДж/кг	26,82	27,31	1,83	25,11	25,13	0,08
$l_{\text{сж}}$, кДж/кг	33,52	34,14	1,85	31,4	31,4	0,00
$\eta_{\text{терм}}$	0,1236	0,1257	1,70	0,1244	0,1264	1,58
$\epsilon_{\text{д}}$	5,17	5,27	1,93	5,21	5,29	1,51
$\Delta l_{\text{кд}}$, %	30,41	30,31	0,33	29,1	28,4	2,46
$\Delta l_{\text{др}}$, %	5,2	4,95	4,81	6,39	6,36	0,47
$\Delta l_{\text{и}}$, %	28,49	27,98	1,79	28,6	29	1,38
$\Delta l_{\text{км}}$, %	20	20	0,00	20	20	0,00

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Погрешность расчетов по предлагаемой методике не превышает 5%, что достаточно для практического применения.

Применение данной методики позволяет определить элементы и процессы с наибольшими потерями и принять меры для повышения эффективности работы холодильной системы.

Методика может быть использована для создания интеллектуальных систем управления работой холодильных систем.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении поисково-аналитической работы и подготовке рукописи.

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

ADDITIONAL INFORMATION

Funding source. This publication was not supported by any external sources of funding.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.
2. Вайнфельд Э.И., Монтик П.Н. Моделирование термодинамических свойств хладагентов при оценке энергетической эффективности холодильных установок с целью оптимизации управления // Автоматизация технологических и бизнес-процессов. 2015. Vol. 7, N. 2. С. 61–67.

3. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И. Холодильные машины. СПб.: Политехника, 2006.
4. Шишов В.В. Энтропийно-статистический анализ холодильных циклов для систем кондиционирования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2012. С. 143–156.

REFERENCES

1. Arkharov AM. *Fundamentals of cryology. Entropy-statistical analysis of low-temperature systems*. Moscow: MGTU im NE Bauman; 2014. (In Russ.)
2. Vainfeld EI, Montik PN. Modeling the thermodynamic properties of refrigerants when assessing the energy efficiency of refrigeration units in order to optimize control. *Avtomatizatsiya tekhnologichnikh i biznes-protsesiv*. 2015;7(2):61–67.

3. Baranenko AV, Bukharin NN, Pekarev VI. *Refrigeration machines*. St. Petersburg.: Politekhnik; 2006. (In Russ.)
4. Shishov VV. Entropy-statistical analysis of refrigeration cycles for air conditioning systems. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Seriya Mashinostroenie*. 2012. С. 143–156. (In Russ.)

ОБ АВТОРЕ

Талызин Максим Сергеевич,

канд. техн. наук;

адрес: 105005, Российская Федерация, Москва,

ул. 2-я Бауманская, д. 5;

ORCID: 0000-0001-7244-1946;

eLibrary SPIN: 6524-3085;

e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Maxim S. Talyzin,

Cand. Sci. (Tech.);

address: 5 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,

Russian Federation;

ORCID: 0000-0001-7244-1946;

eLibrary SPIN: 6524-3085;

e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author