

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF588066>

# Теоретическое обоснование и практическая реализация схем «бихладагентной» и «двухкомпрессорной» холодильных машин

И.Е. Сязин, А.В. Гукасян

Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Российская Федерация

## АННОТАЦИЯ

Условия работы холодильной машины обуславливают ее энергетическую эффективность. Для некоторых производств, в частности, в пищевой промышленности, характерно сезонное (краткосрочное) потребление холода в области низких температур ( $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  и ниже), когда требуется быстрая заморозка продукта для достижения его высокого качества благодаря мелкодисперсной кристаллизации влаги и «удару» «шоковой» для психрофильных микроорганизмов температурой. Исходя из указанной проблемы, возникает целесообразность в периодическом использовании низкотемпературного холодильного агента, который с рациональной технической позиции не всегда сочетается с постоянной требуемой температурой холодильного хранения ввиду возможной работы в условиях вакуума и др. трудностей. Часто разница между температурным режимом необходимой краткосрочной (сезонной или периодически возникающей) обработки и постоянным (основным) температурным режимом (например, холодильного хранения продуктов) достигает значения  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  и более, что налагает определенные ограничения на проектирование или эксплуатацию холодильной машины. В этой связи более перспективными являются малые и средние холодильные машины с возможностью работы на двух холодильных агентах (например, низкотемпературном и среднетемпературном, с периодической автоматической взаимной заменой). Такая холодильная машина в статье условно названа «бихладагентной». Указанные выше трудности решаются также представленной схемой «двухкомпрессорной» холодильной машины, в которой реализована возможность ее работы при периодической смене режимов с одноступенчатой на двухступенчатую и обратно, по потребности в соответствующих перепадах давлений кипения и конденсации.

**Обоснование.** Условия внешней среды и температура кипения, как известно, налагают определенные требования на подбор холодильного агента и расчет холодильной машины, что часто обуславливает разбивку расчетного периода работы холодильной машины на два сезона: летний и зимний, или основной режим работы (например, холодильное хранение) и неосновной (например, замораживание сезонных или периодически поступающих на холодильник продуктов). Особенно остро такая необходимость может возникать в сезонных холодильниках и холодильниках, работающих в условиях больших перепадов температур окружающей среды, периодически возникающих в некоторых географических районах. Потребность в двухсезонной («бихладагентной») холодильной машине возникает не по причине колебания коэффициента преобразования (COP) при разных условиях внешней среды (хотя это имеет место) или смены режима работы с холодильного цикла на тепловой (тепловой насос), а вследствие сезонности поступления продуктов, подлежащих первичной обработке (быстрому замораживанию).

**Цель работы** — теоретически обосновать практическую реализацию схем «бихладагентной» и «двухкомпрессорной» холодильных машин.

**Методы.** Использован метод теоретической разработки, который позволил предложить схемы «бихладагентной» и «двухкомпрессорной» холодильных машин. Объектами исследования послужили схемы пароконденсационных холодильных машин.

**Результаты.** Разработана принципиальная схема «бихладагентной» холодильной машины, работающей на периодически сменяющих друг друга «сезонных» хладагентах, и представлена принципиальная схема «двухкомпрессорной» холодильной машины, предусматривающей возможность периодической смены одноступенчатого цикла на двухступенчатый; представлена схема автоматического управления предлагаемыми решениями на примере «бихладагентной» холодильной машины; представлено математическое сопровождение и обоснование разработанных схем.

**Заключение.** Исследования позволяют сделать вывод о теоретически обоснованной возможности применения схем «бихладагентной» и «двухкомпрессорной» холодильных машин, например, на производствах с сезонным краткосрочным поступлением продуктов небольшой периодичности, подлежащих быстрому (низкотемпературному) замораживанию, или на других производствах, требующих периодическую смену температур кипения холодильного агента. Задерживающим фактором применения предлагаемой схемы «бихладагентной» холодильной машины может стать подбор компрессорного масла, способного работать на двух хладагентах, и необходимость тщательного решения проблемы циркуляции и его возврата в компрессор. Однако, следует отметить, что эта проблема также является разрешимой.

**Ключевые слова:** сезонная холодильная машина; двухкомпрессорная холодильная машина; энергоэффективность холодильной машины.

## Как цитировать:

Сязин И.Е., Гукасян А.В. Теоретическое обоснование и практическая реализация схем «бихладагентной» и «двухкомпрессорной» холодильных машин // Холодильная техника. 2023. Т. 112, № 1. С. 29–38. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF588066>

Рукопись получена: 20.09.2023

Рукопись одобрена: 20.10.2023

Опубликована онлайн: 02.12.2023

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF588066>

# Theoretical basis and practical implementation of “bi-refrigerant” and “two-compressor” refrigeration machine schemes

Ivan E. Syazin, Aleksandr V. Gukasyan

Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian Federation

## ABSTRACT

The operating conditions of a refrigeration machine determine its energy efficiency. Some industries, particularly the food industry, are characterized by seasonal (short-term) consumption of cold in the low-temperature range ( $-40^{\circ}\text{C}$  and below) when rapid freezing of the product is required to achieve high quality because of finely dispersed crystallization of moisture and a “shock” temperature for psychrophilic microorganisms. To solve this problem, the periodic use of a low-temperature refrigerant, which, from a rational technical point of view, is not always combined with the constant required temperature of refrigerated storage because of possible operation under vacuum conditions and other difficulties, is advised. The difference between the temperature regime of the required short-term (seasonal or periodic) processing and the constant (main) temperature regime (e.g., refrigerated storage of products) often reaches  $20^{\circ}\text{C}$  or more, which imposes certain restrictions on the design or operation of the refrigeration machine. In this regard, small and medium-sized refrigeration machines with the capability to operate on two refrigerants (e.g., low and medium temperatures, with periodic automatic mutual replacement) are promising. Such a refrigeration machine is referred to as “bi-refrigerant” in this study. The aforementioned difficulties are also solved by the proposed scheme of a “two-compressor” refrigeration machine, in which the possibility of its operation is realized during periodic change of modes from one stage to two stages, and vice versa, according to the need for the corresponding differences in boiling and condensation pressures.

**BACKGROUND:** Environmental conditions and boiling point impose certain requirements on the selection of refrigerant and the design of the refrigeration machine, which often necessitates the division of the design period of operation of the refrigeration machine into two seasons, i.e., summer and winter, or the main operating mode (e.g., refrigerated storage) and nonessential (e.g., freezing seasonal or periodically supplied products to the refrigerator). This need may be especially acute in seasonal refrigerators and refrigerators operating under the conditions of large differences in ambient temperatures that periodically occur in some geographic areas. The need for a two-season (“bi-refrigerant”) refrigeration machine arises not due to fluctuations in the conversion coefficient under different environmental conditions (although this does occur) or a change in operating mode from the refrigeration cycle to the heat cycle (heat pump) but due to the seasonality of the supply of products subject to primary processing (quick freezing).

**AIMS:** This work aims to provide theoretical justification for the practical implementation of the “bi-refrigerant” and “two-compressor” refrigeration machine schemes.

**MATERIALS AND METHODS:** A theoretical investigation method was used to propose schemes for “bi-refrigerant” and “two-compressor” refrigeration machines, was used. The objects of the study were the diagrams of vapor compression refrigeration machines.

**RESULTS:** A schematic diagram of a “bi-refrigerant” refrigeration machine operating by periodically replacing “seasonal” refrigerants has been developed. A schematic diagram of a “two-compressor” refrigeration machine, which provides the possibility of periodically changing a one-stage to a two-stage cycle, has been presented. A diagram of the automatic control of the proposed solutions is presented using the example of a “bi-refrigerant” refrigeration machine. Mathematical support and justification of the developed schemes are also presented.

**CONCLUSIONS:** Our investigation revealed the theoretically justified possibility of using “bi-refrigerant” and “two-compressor” refrigeration machine schemes, e.g., in industries with seasonal short-term supply of short-term products subject to rapid (low-temperature) freezing or in other industries that require periodic changes in the boiling point of the refrigerant. Delaying factors in the application of the proposed “bi-refrigerant” refrigeration machine design may be the selection of compressor oil capable of operating on two refrigerants and the need to carefully solve the problem of circulation and its return to the compressor. However, this problem can be solved.

**Keywords:** seasonal refrigeration machine; two-compressor refrigeration machine; energy efficiency of refrigeration machine.

## To cite this article:

Syazin IE, Gukasyan AV. Theoretical basis and practical implementation of “bi-refrigerant” and “two-compressor” refrigeration machine schemes. *Refrigeration Technology*. 2023;112(1):29–38. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF588066>

Received: 20.09.2023

Accepted: 20.10.2023

Published online: 02.12.2023

## ВВЕДЕНИЕ

Анализу и исследованию проблемы энергоэффективности холодильных машин в последнее время посвящаются все больше научно-исследовательских теоретических и экспериментальных работ. В частности, учитывая тему данной статьи, наиболее интересными в области анализа схем и циклов являются исследования [1, 2], касающиеся нестандартных источников тепла [3–5] или теплоиспользующих холодильных машин [6]. Однако, в настоящей статье предложен иной метод оптимизации использования холодильной машины, основанный на теоретическом анализе схемы холодильной машины, способной обеспечить работу на средне- и низкотемпературном холодильных агентах с их периодической взаимной заменой (по потребности в средне- и низкотемпературном режиме). Также предложена схема холодильной машины с периодической сменой двухступенчатого и одноступенчатого сжатия для достижения заданных перепадов давлений. Обе схемы определяют требования к системам автоматического регулирования, управления и защиты.

Условия внешней среды и температура кипения, как известно, налагают определенные требования на подбор холодильного агента и расчет холодильной машины [7], что часто обуславливает разбивку расчетного периода работы холодильной машины на два сезона: летний и зимний, или основной режим работы (например, холодильное хранение) и неосновной (например, замораживание сезонных или периодически поступающих на холодильник продуктов). Особенно остро такая необходимость может возникать в сезонных холодильниках и холодильниках, работающих в условиях больших перепадов температур окружающей среды, периодически возникающих в некоторых географических районах. Для облегчения изложения материала статьи используем условное понятие «бихладагентная холодильная машина», предполагающее работу холодильной машины в режиме собственно холодильной машины, теплового насоса или теплофикационной машины круглогодичный период времени. В данной статье за основу рассмотрения взят холодильный цикл.

Потребность в двухсезонной («бихладагентной») холодильной машине возникает не по причине колебания коэффициента преобразования (COP) при разных условиях внешней среды (хотя это имеет место) или смены режима работы с холодильного цикла на тепловой (тепловой насос), а вследствие сезонности поступления продуктов, подлежащих первичной обработке (быстрому замораживанию). Общеизвестно, что период хранения продуктов находится в прямой зависимости от скорости замораживания, определяемой во многом температурой процесса [8–9]. Ввиду пока еще более высокой стоимости инертных газов для шоковой заморозки продуктов, по сравнению с классическим холодильным способом замораживания, последний является более предпочтительным [10–14].

Безопасная и эффективная эксплуатация «бихладагентной» холодильной машины определяется рядом показателей, наиболее существенные из которых — это безопасность с позиции вероятности возникновения гидроудара и увеличения COP. Существенными индикаторами безопасной и эффективной эксплуатации являются свойства, особенности и термодинамические показатели холодильного агента (например, удельный объем всасываемого пара, температуры конденсации  $t_k$  и кипения  $t_0$ , отношение давлений конденсации и кипения  $P_k / P_0$ ) [15–18].

## ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

Цель исследований — теоретически обосновать практическую реализацию схем «бихладагентной» и «двухкомпрессорной» холодильных машин.

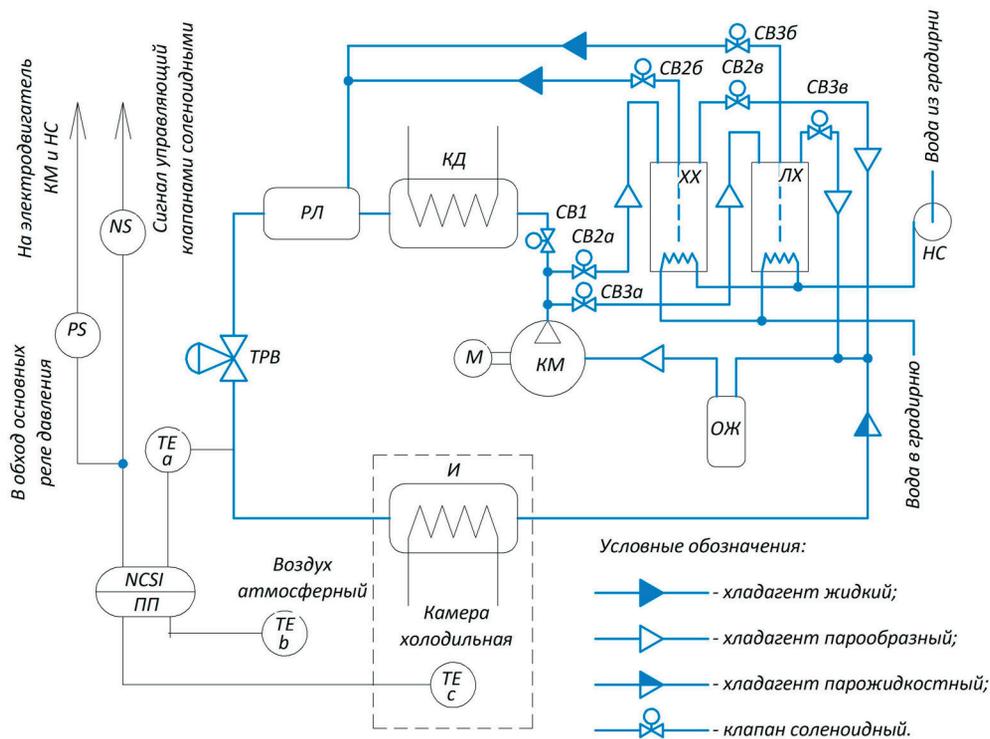
Задачи исследования:

- разработать принципиальную схему «бихладагентной» холодильной машины, работающей на периодически сменяющихся друг друга «сезонных» хладагентах, и представить принципиальную схему «двухкомпрессорной» холодильной машины, предусматривающей возможность периодической смены одноступенчатого цикла на двухступенчатый;
- представить схему автоматического управления предлагаемыми решениями на примере «бихладагентной» холодильной машины;
- представить математическое сопровождение и обоснование разработанных схем.

## ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Принципиальная схема «бихладагентной» холодильной машины представлена на рис. 1.

Рассмотрим принцип действия схемы «бихладагентной» холодильной машины на рис. 1. Циркуляция любого из двух хладагентов проходит по стандартной схеме последовательно через элементы КМ-СВ1-КД-РЛ-ТРВ-И-ОЖ. Смена хладагента, например, с «зимнего» на «летний» предполагает перенаправление с помощью контроллера управляющей фазы с основных (аварийных) реле давления компрессора на реле давления PS, которое остановит компрессор при крайне низком давлении всасывания, при котором, как предполагается, весь «зимний» хладагент будет перекачан компрессоров в емкость XX. При переходе машины на режим смены хладагента, при работающем компрессоре автоматически закрывается проходное сечение соленоидного клапана СВ1, открывается клапан СВ2а, через который «зимний» хладагент попадает в емкость хладагента зимнего периода ХХ. Для конденсации хладагента в емкости ХХ запускается насос НС, который подает охлаждающую воду через соответствующий теплообменник. По достижению крайне низкого давления всасывания компрессор останавливается



**Рис. 1.** Принципиальная схема «бихладагентной» холодильной машины: И — испаритель; КД — конденсатор; КМ — компрессор; НС — насос; ОЖ — отделитель жидкости; РЛ — ресивер линейный; СВ1...СВ3 — клапан соленоидный; ТРВ — вентиль терморегулирующий; ХХ — емкость хладагента зимнего периода; ЛХ — емкость хладагента летнего периода; М — электродвигатель; NCSI — контроллер сезонного переключения; NS — контактор; PS — реле давления; TE а — датчик температуры.

**Fig. 1.** Schematic diagram of a «bi-refrigerant» refrigeration machine: И — evaporator; КД — capacitor; КМ — compressor; НС — pump; ОЖ — liquid separator; РЛ — linear receiver; СВ1...СВ3 — solenoid valve; ТРВ — thermostatic valve; ХХ — winter refrigerant capacity; ЛХ — summer refrigerant capacity; М — electric motor; NCSI — seasonal switch controller; NS — contactor; PS — pressure switch; TE — temperature sensor.

по реле PS. Далее начинается процесс запуска в систему «летнего» хладагента непосредственно в ресивер РЛ через клапан СВ3б по жидкой фазе из емкости для «летнего» хладагента ЛХ, и по паровой фазе — в компрессор через клапан СВ3в и отделитель жидкости ОЖ. Во время работы КМ клапан СВ1 открыт. Аналогично происходит смена «летнего» хладагента на «зимний», меняется только схема питания соленоидных клапанов.

Особенность принципа действия представленной холодильной машины состоит в следующем. При изменении тепловой нагрузки на конденсатор или при необходимости увеличения перепада температур  $t_0-t_k$  происходит автоматическое замещение одного хладагента другим.

На рис. 2 показана схема автоматического управления «бихладагентной» холодильной машиной. Схема представлена для одного из периодов, и означает, что для второго из них нужна аналогичная или близкая по принципу действия схема.

Из рис. 2 видно, что автоматическая смена хладагента в холодильной машине производится по команде контроллера сезонного переключения NCSI, сигналы от датчиков температуры TE на который поступают с точек фиксации температуры хладагента после ТРВ, атмосферного воздуха и воздуха в холодильной камере. Временное открытие

соответствующих соленоидных клапанов обеспечивается реле времени KS. На период времени смены хладагента отключается основное реле давления PS и включается «сезонное» (на рисунке слева), иначе машина остановилась бы по достижению аварийного давления по нижнему пределу L.

Полупериод времени перезарядки системы:

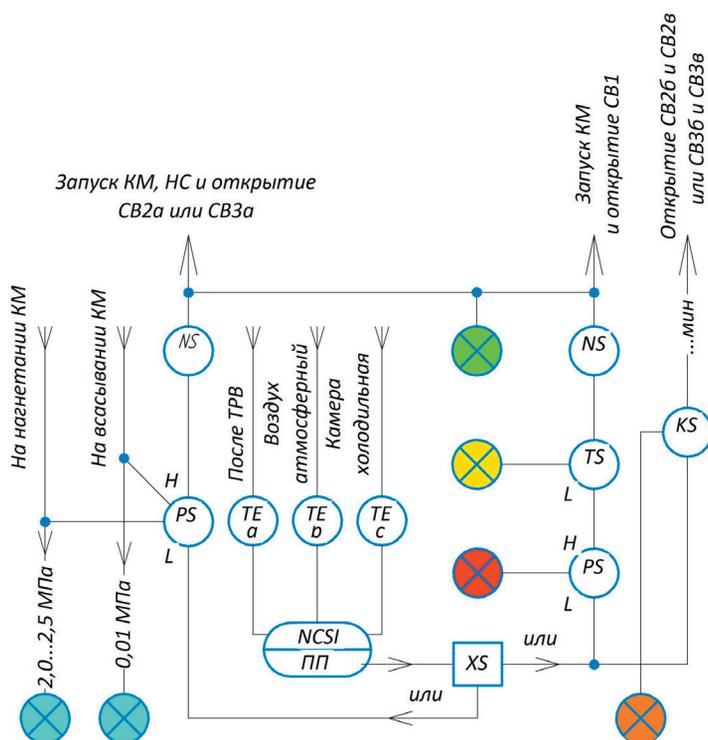
$$\frac{1}{2}T = \frac{M}{\sum m}, \text{ мин}^{-1} \quad (1)$$

где  $M$  — масса откачиваемых паров в единицу времени при данных параметрах  $p_{вс}$  и  $t_{вс}$  (массовый расход хладагента), кг/мин;  $\sum m$  — общая масса хладагента во всем контуре холодильной машины, кг.

Суммарное тепло, которое нужно отвести от хладагента для всасывания компрессором перегретого пара рассчитывается по формуле:

$$\sum Q = q_1 + q_2 - q_3, \text{ Вт} \quad (2)$$

где  $q_1$  — теплота фазового перехода жидкость-пар в испарителе, Вт;  $q_2$  — теплота перегрева хладагента в испарителе, Вт;  $q_3$  — потери на фазовый переход жидкость-пар при дросселировании, Вт.



**Рис. 2.** Схема автоматического управления «бихладагентной» холодильной машиной (для одного из периодов): *KM* — компрессор; *HC* — насос; *CB1...CB3* — клапан соленоидный; *H* — срабатывание по высокому уровню; *KS* — реле времени; *L* — срабатывание по низкому уровню; *NCSI* — контроллер сезонного переключения; *NS* — контактор; *PS* — реле давления; *TE* — датчик температуры; *TS* — реле температуры; *XS* — переключатель питания резервного.

**Fig. 2.** Automatic control circuit for the “bi-refrigerant” refrigeration machine (for one of the periods): *KM* — compressor; *HC* — pump; *CB1...CB3* — solenoid valve; *H* — high-level triggering; *KS* — time relay; *L* — low-level triggering; *NCSI* — seasonal switch controller; *NS* — contactor; *PS* — pressure switch; *TE* — temperature sensor; *TS* — temperature relay; *XS* — backup power switch.

При условном равенстве мощности испарителя  $Q_0$  (кВт/мин) и  $\Sigma Q$  с приближенной точностью можно принять

$$\frac{1}{2}T = \frac{Q_0}{q_0} (\Sigma m), \text{ мин}^{-1} \quad (3)$$

где  $q_0$  — холодопроизводительность хладагента, кДж/кг.

В качестве рабочих веществ примем R410a и R134a и проведем расчет в программе CoolPack при различных режимах (табл. 1). Среди параметров в первую очередь интересует давление  $p$  и показатель совершенства цикла (показатель эффективности — COP). Для большинства пищевых продуктов температура замораживания

**Таблица 1.** Расчет параметров работы и COP холодильной машины в программе CoolPack при различных температурных режимах «сезонных» хладагентов

**Table 1.** Calculation of operating parameters and COP of a refrigeration machine in the CoolPack program at various temperature conditions of “seasonal” refrigerants

Параметр/показатель	Значение параметра/показателя		Значение параметра/показателя	
	R134a	R410a	R134a	R410a
Переохлаждение $\Delta t_n$ , °C	5			
Температура кипения $t_0$ , °C	-22		-45	
Температура конденсации $t_k$ , °C	25		25	
Давление кипения $p_0$ , МПа	0,12	0,37	0,038*	0,14
Давление конденсации $p_k$ , МПа	0,66	1,64	0,66	1,64
Относительное повышение давления $\varepsilon$	5,50	4,51	17,37	11,71
COP	2,733	2,650	1,638	1,596

Примечание: \* Зона вакуума

на уровне  $-45 \dots -40$  °C является достаточной для увеличения периода хранения до 1,2 и более раза [8, 13].

Из таблицы 1 видно, что для R410a  $t_0 = -45$  °C  $\varepsilon \approx 12$  (что соответствует низкотемпературному компрессору), что является достаточным условием применения одноступенчатой холодильной машины с кратковременным сезонным периодом работы [19], однако, это также налагает ограничения на R134a, поэтому столь высокое значение  $\varepsilon$  в предлагаемой схеме нецелесообразно. Также показано, что R134a при температуре  $-45$  °C, во-первых, холодильная машина работает в области значительного вакуума (0,38 атм.), что создает большие проблемы при эксплуатации (возможность подсоса в систему воздуха со всеми последствиями), во-вторых, показатель  $\varepsilon \approx 17,5$ , что делает практически невозможной работу компрессора вследствие обратного расширения сильно сжатого рабочего вещества, оставшегося в мертвом пространстве [20], т.к. в последнем случае работа компрессора  $W_{км}$  практически будет бесконечно близка к нулю.

Для математического анализа эффективности работы зададим в качестве ее индикатора работу компрессора на одних и тех же параметрах внешней среды.

На графике функции определение работы производится через координаты  $p dV$ - $h$  (произведение давления  $p$  на дифференциал объема  $dV$ , и энтальпию  $h$  процесса). В данном случае попытаемся применить другой метод графического представления работы компрессора (рис. 3).

Вместо суммы работ всасывания  $-p_{ec}V$ , сжати  $-\int_{V_1}^{V_2} p dV$

и нагнетания  $p_n V_n$ , или  $-\int_{p_1}^{p_2} V dp$ , используем условный

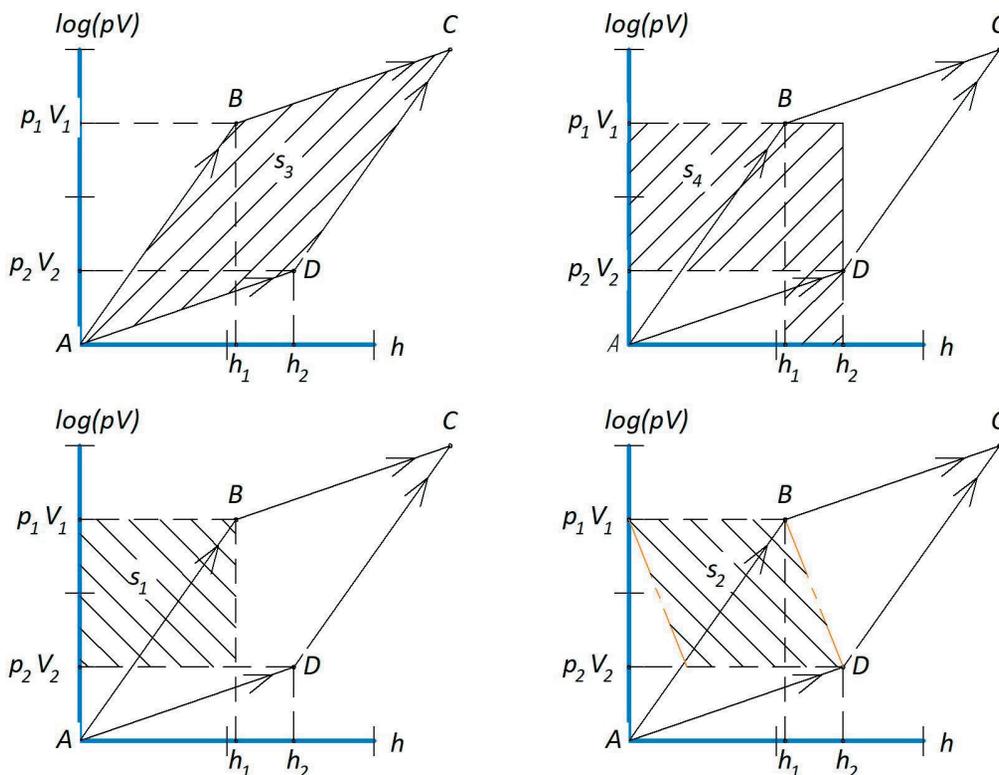
$\log p_1 V_1$ , принимая работу компрессора через единицу графического представления информации  $W_{км} = f(pV, h)$ , т.е. предполагаем, что работу компрессора можно найти через график функции по двум переменным, приняв  $\log pV$  в качестве одной из них, причем  $p_1 V_1$  и  $p_2 V_2$  соответствуют показателям давления и удельного объема в точках всасывания и нагнетания, что является также характерной особенностью метода, при этом график изображается в строгом соответствии с масштабом для перевода площади на графике в действительные единицы работы.

Из графика можем вывести (в соответствии с рисунком 3):

$$\det = \begin{bmatrix} h_1 & (p_1 V_1) \\ h_2 & (p_2 V_2) \end{bmatrix}. \quad (4)$$

$$\det = h_1 (p_2 V_2) - h_2 (p_1 V_1) \quad (5)$$

Как хорошо показано в последних представленных данных, можно использовать различные переменные для графического определения работы и энергоэффективности. Рациональность применения таких способов



**Рис. 3.** График к анализу эффективности работы холодильной машины.  
**Fig. 3.** Graph of the analysis of the efficiency of a refrigeration machine.

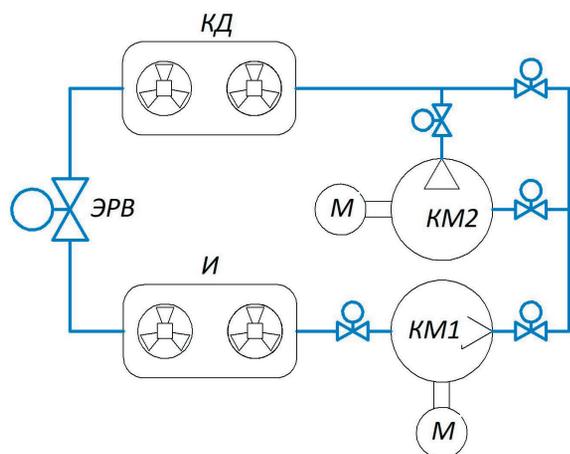
определяется удобством использования и погрешностью результатов расчета. Данный способ можно реализовать при необходимости графического представления термодинамических данных с последующим переводом в реальные единицы измерения физических величин посредством определения площадей, что удобнее делать в САПР.

В части вышесказанного видится перспектива предложенной схемы, обусловленная, в частности, недостатком работы машин на среднетемпературных хладагоне при низких  $t_0$  в области давлений  $p < 0,1$  МПа.

Важной составляющей предлагаемой схемы является свойство компрессора работать в течение непродолжительного периода времени в условиях вакуума. Следует отметить проблему нехватки (избытка) масла в компрессоре, в зависимости от смешиваемости хладагентов с маслом или эффективности применения отделителя масла, а также проблему периодической кратковременной работы машины в условиях вакуума. Кроме того, важно добавить, что ввиду работы холодильных компрессоров на заданном перепаде давлений, от проектировщика требуется тщательный расчет режимов работы холодильной машины под конкретные сезонные термодинамические параметры и правильный подбор рабочих веществ.

В качестве альтернативы схеме на рис. 1, рис. 4 показывается схема «двухкомпрессорной» холодильной машины.

На схеме условно не показаны вспомогательные элементы холодильной машины. Такая схема требует тщательного расчета теплообменных аппаратов (в том числе фторконденсатора или переохладителя) и промежуточных межступенчатых охладителей, правильного расположения запорной арматуры, приборов защиты, регулирования и управления. Данная схема определяет более сложную систему регулирования температуры и перепада



**Рис. 4.** Схема «двухкомпрессорной» холодильной машины: И — испаритель; КД — конденсатор; KM1...KM2 — компрессор 1-й и 2-й ступеней, соответственно; ЭРВ — электронный термостатический вентиль; М — электродвигатель компрессора

**Fig. 4.** Diagram of a “two-compressor” refrigeration machine: И — evaporator; КД — capacitor; KM1...KM2 — compressor of the first and second stages, respectively; ЭРВ — electronic thermostatic valve; М — compressor electric motor

давлений. Особенно этот аспект имеет важное значение при определении характеристик терморегулирующего вентиля. Последняя проблема может решаться автоматическим переключением между двумя терморегулирующими вентилями (механическими) через соленоидные клапаны, как показано на рис. 5.

Представим математическое сопровождение схемы на рис. 5 для обоснования целесообразности ее применения, используя в них следующие обозначения:  $W$  — работа компрессора,  $N$  — мощность компрессора,  $T$  — температура,  $T_n$  — температура нагнетания,  $p$  — давление,  $p_{вс}$  — давление всасывания;  $p_n$  — давление нагнетания,  $V$  — объем,  $V_{вс}$  — объем всасываемого газа,  $V_n$  — объем нагнетаемого газа,  $t$  — время,  $h$  — энтальпия,  $s$  — энтропия,  $q$  — теплота,  $c$  — удельная теплоемкость,  $\varepsilon$  — относительное повышение давления,  $\lambda$  — коэффициент подачи,  $\lambda_1$  — коэффициент подачи одноступенчатого компрессора,  $\lambda_2$  — коэффициент подачи двухступенчатого компрессора.

Как известно, энергетические затраты на работу холодильной машины определяются, в основном, энергией, затрачиваемой на работу компрессора (всасывание, сжатие и нагнетание) [19]:

$$W = p_{вс}V_{вс} + \int_2^1 pdV + p_1V_1 = \int_2^1 Vdp. \quad (6)$$

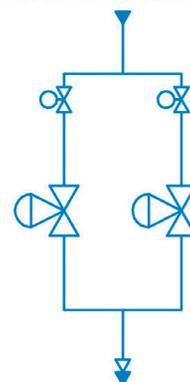
Приведем здесь также уравнения термодинамики [19]:

$$dq = dh - Vdp, \quad (7)$$

$$dq = Tds, \quad (8)$$

$$W = \Delta h - \int_1^2 Tds. \quad (9)$$

Из конденсатора



В испарительную систему

**Рис. 5.** Схема расположения терморегулирующих вентиля для соответствующих перепадов давлений кипения и конденсации «двухкомпрессорной» холодильной машины.

**Fig. 5.** Layout of thermostatic valves for the corresponding boiling and condensing pressure differences of a “two-compressor” refrigeration machine.

Тогда мощность компрессора в дифференциальном виде

$$dN = \frac{dW}{dt}, \quad (10)$$

$$dN = \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial t^2}, \quad (11)$$

$$dN = \frac{\partial^2 s}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial t^2}. \quad (12)$$

Откуда следует вывод:

$$\lambda = f(\varepsilon), \quad (13)$$

при правильном подборе ступеней сжатия (напомним, что для хладоновой холодильной машины при  $p_n / p_{вс} \geq 9 \dots 12$  принимается двухступенчатая схема)

$$\lambda_1 < \lambda_2, \quad (14)$$

в свою очередь, чем выше  $\varepsilon$ , тем больше приращение энтропии  $\Delta s$ :

$$\varepsilon \uparrow \Rightarrow \Delta s \uparrow, \quad (15)$$

что приводит к хорошо известному выводу о целесообразности двухступенчатого сжатия с промежуточным (межступенчатым) охлаждением хладагента

$$s = f(\varepsilon), \quad (16)$$

температура нагнетания одноступенчатого холодильного компрессора графическим методом определяется по термодинамической диаграмме хладагента через линию адиабаты, т.е. можно выполнить графическое построение зависимости

$$T_i = f(\varepsilon), \quad (17)$$

$$T_i = f(\Delta p), \quad (18)$$

что означает следующее: 1) разница работ одно- и двухступенчатого компрессора (с промежуточным охлаждением) определится приращением  $\Delta s$ , на термодинамической диаграмме также хорошо видно большее значение  $\Delta h$  при одноступенчатом сжатии по сравнению с двухступенчатым с промежуточным охлаждением; 2) как хорошо известно,  $c = f(T)$ , и чем выше температура, тем выше  $c$

$$T \uparrow \Rightarrow c \uparrow, \quad (19)$$

что также определяет большую экономичность цикла на рис. 4 при двухступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением хладагента, о чем свидетельствует хорошо известное из термодинамики уравнение

$$Tds = cdT + Vdp. \quad (20)$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, результаты настоящего исследования позволяют сделать заключение о теоретически обоснованной возможности применения схем «бихладагентной» и «двухкомпрессорной» холодильных машин. Например, на производствах с сезонным краткосрочным поступлением продуктов небольшой периодичности, подлежащих быстрому (низкотемпературному) замораживанию, или на других производствах, требующих периодическую смену температур кипения холодильного агента.

Задерживающим фактором применения предлагаемой схемы «бихладагентной» холодильной машины может стать подбор компрессорного масла, способного работать на двух хладагентах, и необходимость тщательного решения проблемы циркуляции и его возврата в компрессор. Однако, следует отметить, что эта проблема также является вполне разрешимой.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНО

**Вклад авторов.** И.Е. Сязин — формулировка темы и названий разделов, сбор и анализ литературных источников, написание текста статьи; А.В. Гукасян — обзор литературы, редактирование статьи. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

**Конфликт интересов.** Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

**Источник финансирования.** Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Authors' contribution.** I.E. Syazin — formulation of the topic and section titles, collection and analysis of literary sources, writing the text of the article; A.V. Gukasyan — literature review, article editing. All authors confirm that their authorship meets the international ICMJE criteria (all authors made a significant contribution to the development of the concept, conduct of the study, and preparation of the article and read and approved the final version before publication).

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

**Funding source.** The authors declare that there was no external funding for the research and preparation of the publication.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архаров А.М., Шишов В.В., Талызин М.С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных холодильных циклов и выбор на его основе оптимальной системы холодоснабжения магазина // Холодильная техника. 2016. Т. 105, № 3. С. 30–34. doi: 10.17816/RF99047
2. Горбачев М.В., Дьяченко Ю.В. Оценка необратимых потерь термодинамической эффективности реальных циклов воздушно-холодильной машины // Научный вестник НГТУ. 2009. № 4(37). С. 175–178.
3. Малинина О.С., Бараненко А.В. Гелиохолодильные абсорбционные бромистолитиевые машины для кондиционирования и получения воды // Вестник Международной академии холода. 2015. № 4. С. 38–43.
4. Мирмов И.Н., Мирмов Н.И., Щипцов С.А. Двухступенчатые холодильные машины комбинированного типа // Холодильная техника. 2018. Т. 107, № 7. С. 26–31. doi: 10.17816/RF99422
5. Мирмов И.Н., Мирмов Н.И. Использование солнечной энергии и вторичных источников теплоты для получения холода // Холодильная техника. 2011. Т. 100, № 9. С. 44–48. doi: 10.17816/RF98107
6. Колосов М.А. Теорема об идеальном цикле теплоиспользующей холодильной машины // Холодильная техника. 2014. Т. 103, № 4. С. 42–45. doi: 10.17816/RF98745
7. Бабакин Б.С. Хладогенты, масла, сервис холодильных систем. Рязань: Узорецье, 2003.
8. Рогов И.А., Куцакова В.Е., Филиппов В.И., и др. Консервирование пищевых продуктов холодом. М.: КолосС, 2002.
9. Бараненко А.В., Куцакова В.Е., Борзенко Е.И., и др. Холодильная технология пищевых продуктов: учебник для вузов: в 3 частях. Часть I. Теплофизические основы. СПб.: ГИОРД, 2007.
10. Семенов Г.В. Вакуумная сублимационная сушка. М.: ДеЛи плюс, 2013.
11. Семенов Г.В., Касьянов Г.И. Сушка сырья: мясо, рыба, овощи, молоко: учеб.-практич. пособие. Ростов-на-Дону: Март, 2002.
12. Шляховецкий В.М. Достижения и проблемы криологии: задачи теории и практики применения охлаждающих эффектов. Краснодар, 2002.
13. Эрлихман В.Н., Фатыхов Ю.А. Консервирование и переработка пищевых продуктов при отрицательных температурах. Калининград: КГТУ, 2004.
14. Большаков С.А. Холодильная техника и технология продуктов питания: учебник. М.: Академия, 2003.
15. Галимова Л.В., Гундарева Ю.Г., Костюрин А.В., и др. Моделирование термодинамического анализа двухступенчатой холодильной машины // Вестник АГТУ. 2009. № 1(48). С. 56–62.
16. Короткий И.А., Неверов Е.Н., Приб И.А., и др. Проектные решения схемы холодильной машины с утилизацией теплоты конденсации // Холодильная техника. 2020. Т. 109. № 6. С. 30–33. doi: 10.17816/RF104056
17. Короткий И.А., Неверов Е.Н., Коротких П.С., и др. Разработка схемы системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин для снижения зависимости ледовой арены от городских систем отопления и горячего водоснабжения // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 34–39.
18. Кокорин О.Я., Товарас Н.В., Фирсов Е.В., и др. Энергетическая эффективность применения холодильной машины для тепло- и холодоснабжения // Холодильная техника. 2011. Т. 100, № 6. С. 40–44. doi: 10.17816/RF98077
19. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Негоциант, 2006.
20. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры: учеб. пособие для вузов. М.: КолосС, 2006.

## REFERENCES

1. Arkharov AM, Shishov VV, Talyzin MS. Entropiynostatisticheskiy analiz nizkotemperaturnykh kholodil'nykh tsiklov i vybor na ego osnove optimal'noy sistemy kholodosnabzheniya magazine. *Refrigeration Technology*. 2016;105(3):30–34. (In Russ). doi: 10.17816/RF99047
2. Gorbachev MV, Dyachenko YuV. Estimation of irreversible losses of thermodynamic efficiency of real cycles of an air-refrigeration machine. *Nauchnyy vestnik NGTU*. 2009;4(37):175–178. (In Russ).
3. Malinina OS, Baranenko AV. Solar cooling absorption lithium bromide machines for conditioning and water production. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2015;4:38–43. (In Russ).
4. Mirmov IN, Mirmov NI, Shchiptsov SA. Dvukhstupenchatye kholodil'nye mashiny kombinirovannogo tipa. *Refrigeration Technology*. 2018;107(7):26–31. (In Russ). doi: 10.17816/RF99422
5. Mirmov IN, Mirmov NI. Ispol'zovanie solnechnoy energii i vtorichnykh istochnikov teploty dlya polucheniya kholoda. *Refrigeration Technology*. 2011;100(9):44–48. (In Russ). doi: 10.17816/RF98107
6. Kolosov MA. Teorema ob ideal'nom tsikle teploispol'zuyushchey kholodil'noy mashiny. *Refrigeration Technology*. 2014;103(4):42–45. (In Russ). doi: 10.17816/RF98745
7. Babakin BS. *Refrigerants, oils, refrigeration system service*. Ryazan: Uzorechye; 2003. (In Russ).
8. Rogov IA, Kutsakova VE, Filippov VI, et al. *Cold canning of food products*. Moscow: KolosS; 2002. (In Russ).
9. Baranenko AV, Kutsakova VE, Borzenko EI, et al. *Refrigeration technology of food products: a textbook for universities: in 3 parts. Part I. Thermophysical fundamentals*. St. Petersburg: GIORД; 2007. (In Russ).
10. Semenov GV. *Vacuum freeze drying*. Moscow: DeLi plus; 2013. (In Russ).
11. Semenov GV, Kasyanov GI. *Drying raw materials: meat, fish, vegetables, milk: textbook. allowance*. Rostov-on-Don: Mart; 2002. (In Russ).
12. Shlyakhovetsky VM. *Achievements and problems of cryology: problems of theory and practice of application of cooling effects*. Krasnodar; 2002. (In Russ).
13. Erlikhman VN, Fatykhov YuA. *Canning and processing of food products at subzero temperatures*. Kaliningrad: KGTU; 2004. (In Russ).
14. Bolshakov SA. *Refrigeration and food technology: textbook*. Moscow: Akademiya; 2003. (In Russ).

15. Galimova LV, Gundareva YuG, Kostyurin AV, et al. Modeling of thermodynamic analysis of a two-stage refrigeration machine. *Vestnik AGTU*. 2009;1(48):56–62. (In Russ).

16. Korotkiy IA, Neverov EN, Prib IA, et al. Proektnye resheniya skhemy kholodil'noy mashiny s utilizatsiey teploty kondensatsii. *Refrigeration Technology*. 2020;109(6):30–33. (In Russ). doi: 10.17816/RF104056

17. Korotkiy IA, Neverov EN, Korotkikh PS, et al. Development of a system for recycling condensation heat of refrigeration machines to reduce the dependence of the ice arena on urban heating and hot

water supply systems. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2021;1:34–39. (In Russ).

18. Kokorin OY, Tovaras NV, Firsov EV, et al. Energeticheskaya effektivnost' primeneniya kholodil'noy mashiny dlya teplo-i kholodosnabzheniya. *Refrigeration Technology*. 2011;100(6):40–44. (In Russ). doi: 10.17816/RF98077

19. Morozhuk TV. *Theory of refrigeration machines and heat pumps*. Odessa: Negotsiant; 2006. (In Russ).

20. Plastinin PI. *Piston compressors: textbook. manual for universities*. Moscow: KolosS; 2006. (In Russ).

## ОБ АВТОРАХ

**\* Сязин Иван Евгеньевич,**

канд. техн. наук, доцент;  
адрес: Российская Федерация, 350020, Краснодар,  
ул. Красная, д. 135;  
ORCID: 0000-0003-3939-7722;  
e-mail: 1syazin@gmail.com

**Гукасян Александр Валерьевич,**

д-р техн. наук, доцент;  
ORCID: 0000-0003-3622-448X;  
e-mail: aleksandr\_gukasyan@mail.ru

## AUTHORS' INFO

**\* Ivan E. Syazin,**

Dr. Sci. (Tech.), Assistant Professor;  
address: 135 Krasnaya street, 350020 Krasnodar,  
Russian Federation;  
ORCID: 0000-0003-3939-7722;  
e-mail: 1syazin@gmail.com

**Aleksandr V. Gukasyan,**

Dr. Sci. (Tech.), Assistant Professor;  
ORCID: 0000-0003-3622-448X;  
e-mail: aleksandr\_gukasyan@mail.ru

\* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author