

Применение аккумуляторов холода непосредственного контакта сред в системах кондиционирования воздуха

Александр Иванович Андреев, Александр Евгеньевич Семенов

Астраханский государственный технический университет (АГТУ); г. Астрахань, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Выдвинуто предложение использовать аккумуляторы холода для обработки воздуха в системах кондиционирования воздуха (СКВ) зданий и сооружений с целью снижения нагрузки на холодильную машину в пиковых режимах работы, а также для выравнивания нагрузки на оборудование. Проанализирован ряд источников, подтверждающих актуальность исследования и детально освещающих данную тему.

Материалы и методы. Предложены две схемы аккумулятора холода на базе непосредственного контакта сред, а также построены математические модели процесса кристаллизации и аккумуляции. Рассчитаны параметры работы холодильной машины в составе СКВ, проведена оптимизация энергопотребления СКВ методом множителей Лагранжа.

Результаты. Для аккумуляции холода преимущественно рассматривались жидкие среды, прежде всего, растворы солей и фреоны. Анализ источников показал, что аккумуляторы холода с непосредственным контактом сред являются эффективной и перспективной технологией для повышения энергетической эффективности систем хладоснабжения зданий и сооружений. На базе этого выполнен подробный расчет аккумулятора. Построена математическая модель процесса кристаллизации раствора при аккумуляции льда и рассчитаны параметры аккумулятора и холодильной машины. Исследованы две схемы технологии аккумуляции холода в системе холодильной машины СКВ — по способу раздельного получения льда и эжекторная схема. Полученные результаты моделирования показали, что применение новых технологий аккумуляции холода в системах СКВ позволяет снизить энергозатраты на эксплуатацию на 20–30 % и уменьшить первичные капиталовложения. Этот эффект достигается за счет снижения нагрузки на холодильное оборудование при пиковых режимах работы.

Выводы. Полученные данные показали, что предложенные решения аккумуляции холода обладают меньшими энергозатратами по сравнению с аналогами на 20–30 %, а также способны повышать эффективность СКВ.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: аккумуляция холода, охлаждение при непосредственном контакте сред, охлаждение воздуха, система кондиционирования воздуха, система жизнеобеспечения, энергоэффективность системы кондиционирования воздуха

Благодарности. Авторы выражают благодарность анонимным рецензентам за рассмотрение и рецензирование работы.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Андреев А.И., Семенов А.Е. Применение аккумуляторов холода непосредственного контакта сред в системах кондиционирования воздуха // Вестник МГСУ. 2025. Т. 20. Вып. 11. С. 1728–1743. DOI: 10.22227/1997-0935.2025.11.1728-1743

Автор, ответственный за переписку: Александр Иванович Андреев, aresut79@mail.ru.

Application of direct contact cold accumulators in air conditioning systems

Aleksander I. Andreev, Alexander E. Semenov

Astrakhan State Technical University; Astrakhan, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The study puts forward a proposal to use cold accumulators for air treatment in air conditioning systems (ACS) of buildings and structures in order to reduce the load on the refrigeration machine during peak operating conditions, as well as to equalize the load on equipment. A number of sources were analyzed, confirming the relevance of the study and covering the topic under study in detail.

Materials and methods. Two schemes of a cold accumulator based on direct contact of media are proposed, and mathematical models of the crystallization and accumulation process are constructed. The operating parameters of the refrigeration machine as part of the ACS are calculated and the energy consumption of the ACS is optimized using the Lagrange multiplier method.

Results. Liquid media, primarily salt solutions and freons, were mainly considered for cold accumulation. Analysis of sources showed that cold accumulators with direct contact of media are an effective and promising technology for increasing

the energy efficiency of refrigeration systems of buildings and structures. Based on this, a detailed calculation of the accumulator was carried out. A mathematical model of the solution crystallization process during ice accumulation was built and the parameters of the accumulator and refrigeration machine were calculated. Two schemes of cold accumulation technology in the refrigeration machine system of the ACS were studied — by the method of separate ice production and an ejector scheme. The obtained modeling results showed that the use of new cold accumulation technologies in ACS systems allows reducing energy costs for operation by 20–30 % and reducing initial capital investments. The economic effect is achieved by reducing the load on the equipment at peak consumption values. This allows us to say that for the design stage it is possible to reduce the equipment power by selecting it based on half-peak values, with compensation using accumulation.

Conclusions. The data obtained showed that the proposed cold storage solutions have lower energy consumption compared to analogues by 20–30 %, and are also capable of increasing the efficiency of ACS.

KEYWORDS: cold storage, contact cooling, air cooling, air conditioning system, life support system, air conditioning system energy efficiency

Acknowledgments. The authors thank the anonymous reviewers for reviewing and evaluating this work.

FOR CITATION: Andreev A.I., Semenov A.E. Application of direct contact cold accumulators in air conditioning systems. *Vestnik MGSU* [Monthly Journal on Construction and Architecture]. 2025; 20(11):1728-1743. DOI: 10.22227/1997-0935.2025.11.1728-1743.

Corresponding author: Aleksander I. Andreev, aresut79@mail.ru.

ВВЕДЕНИЕ

Энергия — одна из главных потребностей человека для его жизни. Согласно последним исследованиям, свыше 20 % вырабатываемой энергии затрачивается на работу машин и установок, связанных с охлаждением и заморозкой. Большой процент от этого занимают машины климатической техники, прежде всего системы кондиционирования воздуха (СКВ). Из-за глобального потепления системы для поддержания комфортных параметров воздуха получают популярность и показывают быстрый рост спроса. В соответствии с маркетинговым исследованием IEA, возрастание спроса на СКВ и, как следствие, потребности затрат энергии на кондиционирование должно возрасти более чем на 250 % в ближайшие 30 лет. В системе современного здания до 60–80 % всей затрачиваемой мощности уходит на работу систем кондиционирования [1].

Развитие СКВ для зданий и сооружений ставит свои задачи и диктует требования к проектированию, разработке и реализации холодильных машин. Внедрение новых технологий и усовершенствованных конструкций снижает энергозатраты при эксплуатации СКВ, также повышает экологические и экономические показатели [2, 3].

Важнейшим является вопрос экономии энергии на выработку тепла и холода, что связано с высокими ценами на энергоносители в мире, в первую очередь с дефицитом топлива, в частности угля и нефти. Основной путь решения данной проблемы — повышение энергоэффективности систем хладо- и теплоснабжения за счет модернизации существующих и разработки новых технологий, а также использования режимов эксплуатации с наибольшей эффективностью [4].

Поэтому одним из главных направлений снижения энергозатрат на эксплуатацию холодильных установок в системах СКВ служит оптимизация энергопотребления их работы. Применение аккумуля-

ляторов холода позволяет снизить мощность СКВ вплоть до 60–80 % [5].

Существующие методы аккумуляции большей частью базируются на накоплении водяного льда [6] либо фазовых переходах различных веществ, например, сублимации сухого льда [7], либо энергии холода СПГ на предприятиях его добычи [8].

Разработка новых методов основывается на снижении затрат на получение хладоёмких веществ, в частности на накопление водяного льда. В последние годы появляются методы охлаждения в ходе прямого контакта фаз [9].

В литературе [10] показаны методы накопления и охлаждения при непосредственном контакте фаз, что позволяет говорить о возможности осуществления подобных технологий и их внедрения в промышленности. Поэтому актуален вопрос разработки технологии аккумуляции и ее применения в системах зданий и сооружений. Конечно, такие методы имеют и проблемы [11].

Использование технологии аккумуляции холода в СКВ представлено в ряде работ. Так, в публикации [12] показано применение сезонного холода для повышения эффективности СКВ. Применяемые для хладообеспечения пароконденсационные холодильные машины имеют относительно невысокий холодильный коэффициент, который при получении температуры холодоносителя на уровне 5–10 °С при температуре окружающей среды 20–30 °С не превышает 2,5–3,5 — это означает, что на 1 кВт затраченной электрической мощности на привод компрессора холодильной машины можно получить лишь 2,5–3,5 кВт холодильной мощности. Сезонное аккумулярование природного холода обеспечивает многократное снижение затрат электроэнергии на хладообеспечение потребителей.

Приведен количественный результат применения аккумуляции холода в СКВ [13]. Использование различных типов аккумуляторов холода для выравнивания нагрузок на холодильные ма-

шины дает возможность снизить их установочные мощности до 40–80 %.

Системы, которые накапливают энергию (тепло и холод) в период избытка и высвобождают ее в момент, когда она нужна, постепенно входят в эксплуатацию. Проблема с этими системами заключается в большом объеме материала, необходимого для хранения энергии. По этой причине были разработаны системы, применяющие фазовый переход для накопления энергии. Хранение энергии может использоваться как для отопления, так и для охлаждения, хранение тепла не представляет проблем. Однако существует проблема с сохранением холода из-за среды, в которой может храниться холод, и самого источника холода. Одним из способов решения последней проблемы является тип холодного аккумуляирования PCM (phase change material — материалы с фазовым переходом) с ночной вентиляцией, называемый «свободным охлаждением» [14–17]. Используя уравнение на основании температуры окружающего воздуха T_i (°C) и его скорости v (м/с):

$$t = 214,2 + 6,3T_i - 0,2T_i^2 + 4,0v - 8,4v^2, \quad (1)$$

можно рассчитать время t охлаждения воздуха и, следовательно, производительность аккумулятора-теплообменника для различных скоростей и температур входящего воздуха.

В исследовании [18] показано, что применение аккумуляции холода в СКВ имеет высокую экономическую эффективность, которая возрастает с увеличением мощности установки. Так, при повышении мощности с 1000 до 1400 кВт снижение затрат составляет до 68 %. С. Рахгозар и соавт. [19] получили стоимость проектирования системы аккумуляирования холода для офисного здания, проанализировав экономическую целесообразность и оценив дополнительные затраты на установку. В трудах [20–23] также приведены затраты на эксплуатацию и периодический ремонт. Результаты расчета по представленным методикам показывают существенное снижение капитальных затрат на СКВ до 40–50 % при покрытии аккумуляторами холода пиковых нагрузок.

Для повышения энергетической и экономической эффективности рассматриваются новые методы аккумуляирования холода. Например, в статье [24] представлено применение пористых поверхностей и наноматериалов для повышения эффективности аккумуляирования холода. Добавление гибридных нанопорошков увеличивает скорость замораживания примерно на 7,84 %, а насыщение среды пористой пеной приводит к сокращению аккумуляирования примерно на 90,69 %.

В работе [25] показано, что смешивание гибридных наночастиц с фазоизменяющимся материалом (типа SP24E/SP26E) оказывает краткосрочное положительное влияние на производительность кондиционирования воздуха. Максимальная эконо-

номия электроэнергии за 2 ч работы составляет для цилиндрической теплообменной поверхности 16,4 %, а за 10 ч работы для пластины — 6,4 %.

Другой путь повышения эффективности аккумулятора холода СКВ — разработка новых методов контакта среды аккумулятора со средой охладителя. В представленной работе рассматриваются вопросы применения нового метода аккумуляирования льда при непосредственном контакте фаз, когда хладагент и среда аккумуляирования контактируют напрямую. Также приведены расчеты основных компонентов оборудования системы.

Новизна данного исследования заключается в разработке нового метода аккумуляирования холода, процессов аккумуляирования льда при непосредственном контакте сред, а также применении этого метода для повышения энергетической и экономической эффективности СКВ благодаря покрытию мощности на охлаждение воздуха за счет запасенного холода при пиковых нагрузках на систему.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Для повышения эффективности проведено изучение кристаллизации растворов, разработана технология аккумуляирования льда, основанная на подаче фреона (октофторциклобутан RC318с) в раствор хлорида натрия; выполнено исследование процесса кристаллизации и образования мелкокристаллического льда, который используется как запас холода.

На рис. 1 изображена конфигурация установки, предназначенной для реализации метода аккумуляирования холода [26].

В аккумуляторной установке октофторциклобутан в сжатом состоянии подается в кристаллизационную камеру, где находится раствор хлорида натрия. В ходе испарения охлаждающего агента происходит его непосредственное взаимодействие с солевым раствором, что способствует образованию микроскопических кристаллов льда, которые создают суспензию с раствором.

Далее эта смесь перекачивается насосом в накопительный резервуар. Разделение льда и жидкой фазы осуществляется за счет их различной плотности: лед концентрируется сверху, а раствор отбирается снизу. Отделенный раствор возвращается в кристаллизатор.

Газообразный октофторциклобутан, образовавшийся при испарении в кристаллизаторе, направляется в устройство отделения жидкости, а затем подается в компрессор. В компрессоре происходит его сжатие и нагрев, после чего он поступает в конденсатор, где преобразуется в жидкое состояние и возвращается обратно в кристаллизатор через регулирующей вентиль.

Отвод теплоты от конденсатора осуществляется с помощью охлажденной воды из дополнительного chillera. Аккумулятор работает в двух режимах — накопления и потребления холода. В процессе на-

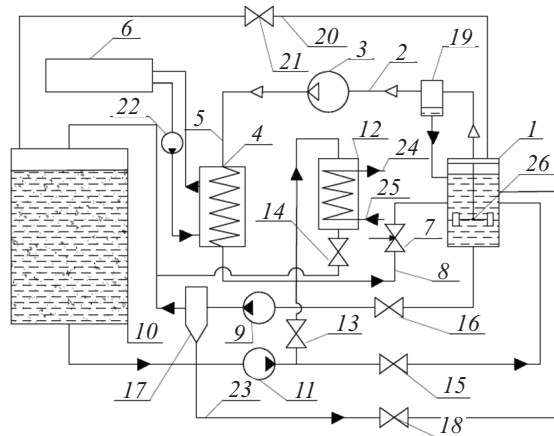


Рис. 1. Аккумулятор холода: 1 — кристаллизатор; 2 — линия всасывания паров хладагента; 3 — компрессор, 4 — конденсатор; 5 — линия нагнетания; 6 — чиллер; 7 — регулирующий вентиль; 8 — жидкостная линия хладагента; 9 — насос смеси раствора и льда; 10 — бак-аккумулятор; 11 — насос возврата раствора; 12 — теплообменник; 13–16, 18, 21 — запорные вентили; 17 — гидроциклон; 19 — отделитель жидкости; 20 — линия выравнивания давления; 22 — насос чиллера; 23 — линия возврата фреона; 24, 25 — линии подачи теплоносителя; 26 — мешалка

Fig. 1. Cold accumulator: 1 — crystallizer; 2 — refrigerant vapor suction line; 3 — compressor; 4 — condenser; 5 — discharge line; 6 — chiller; 7 — regulating valve; 8 — refrigerant liquid line; 9 — solution and ice mixture pump; 10 — accumulator tank; 11 — solution return pump; 12 — heat exchanger; 13–16, 18, 21 — shut-off valves; 17 — hydrocyclone; 19 — liquid separator; 20 — pressure equalization line; 22 — chiller pump; 23 — freon return line; 24, 25 — coolant supply lines; 26 — mixer

копления лед накапливается в баке-аккумуляторе за счет процесса, описанного выше, при этом теплообменник для подачи хладоносителя к потребителю перекрыт. В ходе потребления через теплообменник прокачивается раствор, циркулирующий через бак-

аккумулятор и накопившийся лед, при этом перекрыты вентили на кристаллизаторе. Применение в качестве хладагента октофторциклобутана оправданно малыми степенями сжатия, что позволяет снизить энергопотребление и компактность ком-

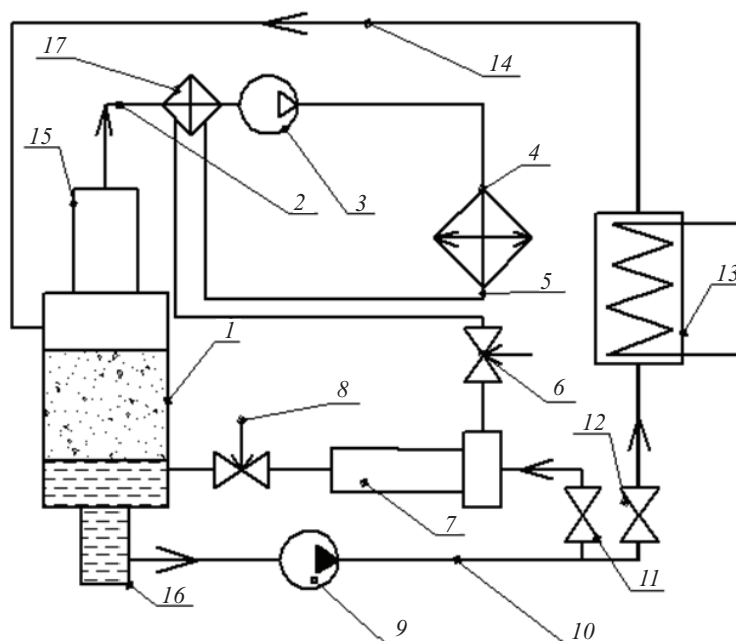


Рис. 2. Аккумулятор холода с эжектором: 1 — кристаллизатор; 2 — линия всасывания паров хладагента; 3 — компрессор; 4 — конденсатор; 5 — линия жидкого хладагента; 6, 8 — регулирующие вентили; 7 — эжектор; 9 — насос подачи раствора; 10 — линия к потребителю; 11, 12 — запорные вентили; 13 — теплообменник; 14 — линия возврата раствора; 15 — отделитель жидкости; 16 — отстойник; 17 — рекуператор

Fig. 2. Cold accumulator with ejector: 1 — crystallizer; 2 — refrigerant vapor suction line; 3 — compressor; 4 — condenser; 5 — liquid refrigerant line; 6, 8 — regulating valves; 7 — ejector; 9 — solution feed pump; 10 — line to consumer; 11, 12 — shut-off valves; 13 — heat exchanger; 14 — solution return line; 15 — liquid separator; 16 — sump; 17 — recuperator

прессора, а также отсутствием газогидратов при кипении в водном растворе (в результате кристаллизации получается водяной лед). Температура кипения $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ при давлении 1,05 бар (RC318), температура конденсации $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ при давлении 2,017 бар.

Расчет по диаграмме $\log(P)$ - I для RC318 показывает, что при производительности установки в 50 кВт накопление льда составляет около 530 кг/ч.

Другой схожий способ аккумулирования на базе тех же процессов [27] представлен на рис. 2.

В основе работы лежит тот же принцип, что и на рис. 1. В режиме накопления вентиль 12 прекращает подачу раствора к теплообменному устройству потребителя. Вместо этого раствор поступает к эжектору через открытый клапан 11. Хладагент, который выходит из конденсатора, сначала проходит через рекуперативный теплообменник, а затем по жидкостной магистрали с регулирующим клапаном б подается в эжектор. В эжекторе он смешивается с раствором и далее направляется в кристаллизатор через регулирующий клапан δ , где происходит испарение, в результате чего формируется мелкодисперсная смесь льда и раствора. Пары хладагента затем перемещаются в сепаратор жидкости, после чего подаются в компрессор для сжатия и подачи в конденсатор. После конденсации хладагент снова направляется в эжектор, где он вскипает, и затем попадает в кристаллизатор для повторения цикла. Вслед за этим крепкий раствор попадает в отстойник, откуда снова направляется в эжектор 7. В режиме потребления запорный вентиль 12 открыт, а вентиль 11 закрыт. Раствор подается в теплообменник потребителя, затем отбирает тепло от потребителя и возвращается в кристаллизатор, охлаждаясь за счет накопленного льда.

Предложенные схемы аккумулирования при работе могут быть применены в СКВ, что повышает эффективность системы и выравнивает нагрузку при пиковых режимах работы. Это позволяет снизить мощность оборудования до полупиковых значений. Для описания процесса аккумулирования построена математическая модель кристаллизации раствора с учетом основных параметров сред. Также рассчитаны параметры работы холодильной машины в составе аккумулятора холода. На базе всех проведенных изысканий получена методика оптимизации СКВ методом множителей Лагранжа и термоэкономического анализа. Показано снижение энергозатрат при применении аккумулятора холода при пиковых нагрузках центра обработки данных (ЦОД) с системой охлаждения на базе СКВ мощностью 1 МВт в пиковом режиме работы.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Математическая модель процесса аккумулирования в растворе

Расчет и моделирование работы представленного оборудования по схеме 1 (рис. 1) основываются на условиях, что начальная концентрация

соли в растворе в кристаллизаторе рассчитывается для получения заданной температуры кипения холодильного агента. Холодильная установка в ночное время может использовать холод от чиллера, что даст значительный экономический эффект.

Построение математической модели базируется на характеристиках водно-солевого раствора в зависимости от начальной концентрации ξ .

Температура замерзания раствора NaCl в воде, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{зам}} = -0,6348\xi + 0,064. \quad (2)$$

Удельная теплоемкость раствора NaCl, кДж/(кг·К):

$$C_{\text{раств}} = 3,2223\xi^2 - 73,964\xi. \quad (3)$$

Плотность раствора NaCl, кг/м³:

$$\rho(\xi) = 7,2605\xi + 999,1. \quad (4)$$

На рис. 3 показано изменение основных характеристик раствора в зависимости от концентрации. Интервал моделирования принимался исходя из концентрации от 0 до 12 % исходя из работы аккумуляторов холода.

Давление фреона RC318 в кристаллизаторе $P(t_0)$ в зависимости от температуры кипения, определяющей температуру раствора при кристаллизации, может быть выражено зависимостью, бар:

$$P(t_0) = 0,000855t_0^2 + 0,051045t_0 + 1,28605. \quad (5)$$

В ходе льдообразования масса жидкости уменьшается с увеличением массы льда, при этом изменяется концентрация раствора и его параметры. Изменение параметров раствора и льда в процессе аккумулирования описывается системой на основании зависимостей (2)–(6):

$$\begin{cases} m_{\text{л}} = \frac{m_{\text{р.н}} \cdot \varphi}{100}; \\ \xi_{\text{к}} = \xi_{\text{н}} \frac{m_{\text{р.н}}}{m_{\text{р.к}}}; \\ m_{\text{NaCl.н}} = 0,01\xi_{\text{н}} m_{\text{р.н}}; m_{\text{NaCl.к}} = 0,01\xi_{\text{к}} m_{\text{р.к}}; \\ V_{\text{р.н}} = \frac{m_{\text{р.н}}}{\rho(\xi_{\text{н}})}; V_{\text{р.к}} = \frac{m_{\text{р.к}}}{\rho(\xi_{\text{к}})}, \end{cases} \quad (6)$$

где $m_{\text{л}}$ — масса льда, полученная в ходе процесса, кг; $m_{\text{р.н}}$, $m_{\text{р.к}}$ — масса жидкого раствора начальная и конечная в ходе кристаллизации, кг; φ — процент накопления льда, %; $\xi_{\text{к}}$, $\xi_{\text{н}}$ — конечная и начальная концентрация раствора в процессе, %; $m_{\text{NaCl.н}}$, $m_{\text{NaCl.к}}$ — масса растворенной соли начальная и конечная, кг; $V_{\text{р.н}}$, $V_{\text{р.к}}$ — начальный и конечный объем раствора, м³; $\rho(\xi_{\text{н}})$, $\rho(\xi_{\text{к}})$ — начальная и конечная плотность раствора, кг/м³.

Моделирование аккумулятора холода и работы холодильной машины

Данные моделирования проведенного для начальной массы раствора 2000 кг по схеме аккумулятора на рис. 1 приведены в табл. 1.

Исходные данные расчета включают начальную концентрацию раствора $\xi_{\text{н}} = 3\%$ (массовая) с массой

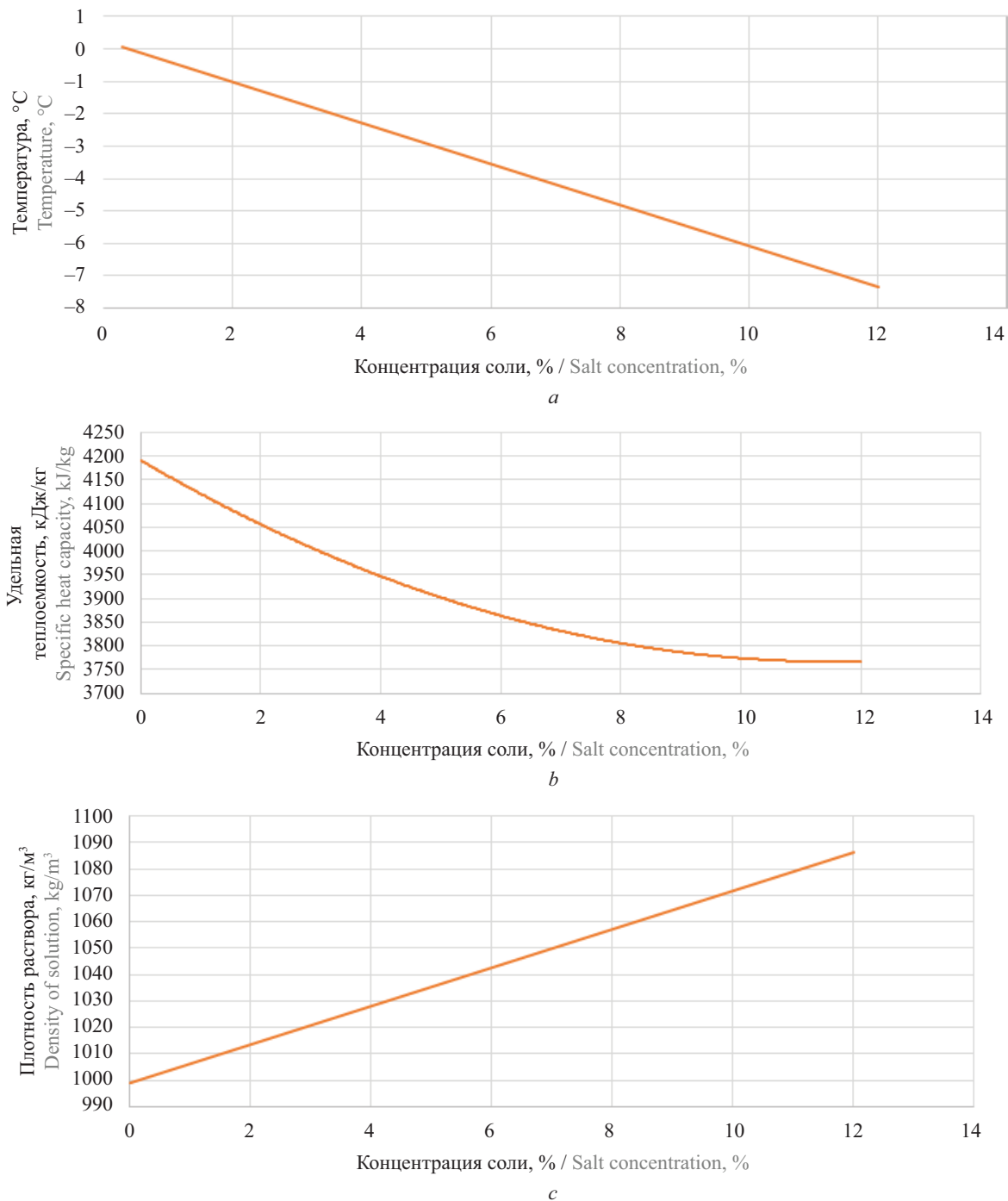


Рис. 3. Изменение температуры (а); удельной теплоемкости (b) и плотности раствора (c) от концентрации
Fig. 3. Change in temperature specific heat capacity (a) and solution density (b) from concentration (c)

раствора $m_{\text{рн}} = 2000$ кг, процентом накопления льда $\varphi = 75$ %; содержание льда в растворе в $\varphi_{\text{см}} = 10$ %; температурный напор $\Delta T = 0,5$; время работы аккумулятора в режиме накопления $\tau = 6$ ч; теплота льдообразования $r = 334$ кДж/кг; холодопроизводительность $q = 400$ кВт/м³; диаметр кристаллизатора $D = 0,5$ м; диаметр аккумулятора $D_{\text{ак}} = 2$ м.

Наиболее важными для эксплуатации являются характеристики раствора и работы холодильной машины, что определяется температурой подаваемого

хладагента и концентрацией раствора. Также важную роль играет теплоемкость раствора, подаваемого в теплообменник потребителя. Модель раствора на основании температуры и концентрации может быть описана уравнением Майера – Келли и уравнением (3).

С целью построения модели системы аккумулятора также велось моделирование работы холодильной машины для осуществления цикла подачи хладагента в кристаллизатор.

Табл. 1. Параметры процесса аккумуляции

Table 1. Parameters of the accumulation process

Параметр / Parameter	Значения параметра / Parameter values
Масса аккумулируемого льда, кг / Mass of accumulated ice, kg	1500
Конечная масса раствора, кг / Final mass of solution, kg	500
Количество растворенной соли в растворе, кг / Amount of dissolved salt in solution, kg	60
Конечная концентрация раствора NaCl, % / Final concentration of NaCl solution, %	12
Плотность раствора при температуре 10 °С при начальной концентрации, кг/м ³ Density of solution at 10 °C at initial concentration, kg/m ³	1021
Плотность раствора при температуре 10 °С при конечной концентрации, кг/м ³ Density of solution at 10 °C at final concentration, kg/m ³	1086
Начальный объем жидкого раствора, м ³ / Initial volume of liquid solution, m ³	1,959
Конечный объем жидкого раствора, м ³ / Final volume of liquid solution, m ³	0,46
Конечный объем льда, м ³ / Final volume of ice, m ³	1,636

Температуры замерзания принималась исходя из изменения концентрации по выражению (2): начальная температура $t_{нач} = -1,206$ °С; конечная температура $t_{кон} = -5,014$ °С. Согласно формуле (3), начальная теплоемкость $C_{нач} = 4056$ Дж/(кг·К); конечная теплоемкость $C_{кон} = 3806$ Дж/(кг·К); разность температур кипения фреона и кристаллизации в растворе $t_0 = 0,5$ К:

$$\Delta t = t_0 - t_{зам} \approx 0,5. \quad (7)$$

Начальная температура кипения фреона, °С:

$$t_{0,нач} = t_{нач} - \Delta T_0 = -1,71. \quad (8)$$

Конечная температура кипения фреона, °С:

$$t_{0,кон} = t_{кон} - \Delta T_0 = -5,51. \quad (9)$$

Давление фреона, бар, согласно формуле (5), начальное давление $P_{нач} = 1,171$, конечное давление $P_{кон} = 0,93$.

Расчет параметров работы аккумулятора на основании исходных данных приведен в табл. 2.

На рис. 4 приведен цикл холодильной машины.

При построении цикла принимались индикаторный КПД $\eta_{инд} = 0,8$; эффективный КПД $\eta_{эфф} = 0,95$; электрический КПД $\eta_{эл} = 0,95$.

Значения точек, изображенных на цикле, представлены в табл. 3.

Параметры работы холодильной машины в начале процесса аккумуляции приведены в табл. 4.

Параметры точек цикла ХМ в конце аккумуляции показаны в табл. 5.

Параметры работы холодильной машины в конце аккумуляции приведены в табл. 6.

Температура на входе и выходе из теплообменника потребителя 7–12 °С, время потребления холода 3 ч.

Расход охлажденного раствора через теплообменник, кг/ч:

$$G_{охл,раст} = \frac{M_{лед} r 1000}{c_{раст} (t_{вх} - t_{вых}) \tau} = 8379. \quad (10)$$

Табл. 2. Расчетные данные аккумулятора

Table 2. Battery Calculation Data

Параметр / Parameter	Значение / Value
Производительность по льду при времени накопления льда 6 ч в период аккумуляции, кг/ч Ice capacity with ice accumulation time of 6 hours during accumulation period, kg/h	250
Холодопроизводительность установки, кВт / Cooling capacity of the unit, kW	23,30
Расход смеси льда и раствора из кристаллизатора, кг/ч Consumption of ice and solution mixture from the crystallizer, kg/h	2500
Расход раствора, кг/ч / Solution consumption, kg/h	2250
Объем активной части кристаллизатора, м ³ / Volume of the active part of the crystallizer, m ³	0,06
Объем кристаллизатора, м ³ / Volume of the crystallizer, m ³	0,38
Длина кристаллизатора, м / Length of the crystallizer, m	0,76
Объем активной части аккумулятора, м ³ / Volume of the active part of the accumulator, m ³	1,64
Общий объем аккумулятора, м ³ / Total volume of the accumulator, m ³	2,55
Высота аккумулятора, м / Height of the accumulator, m	3,24

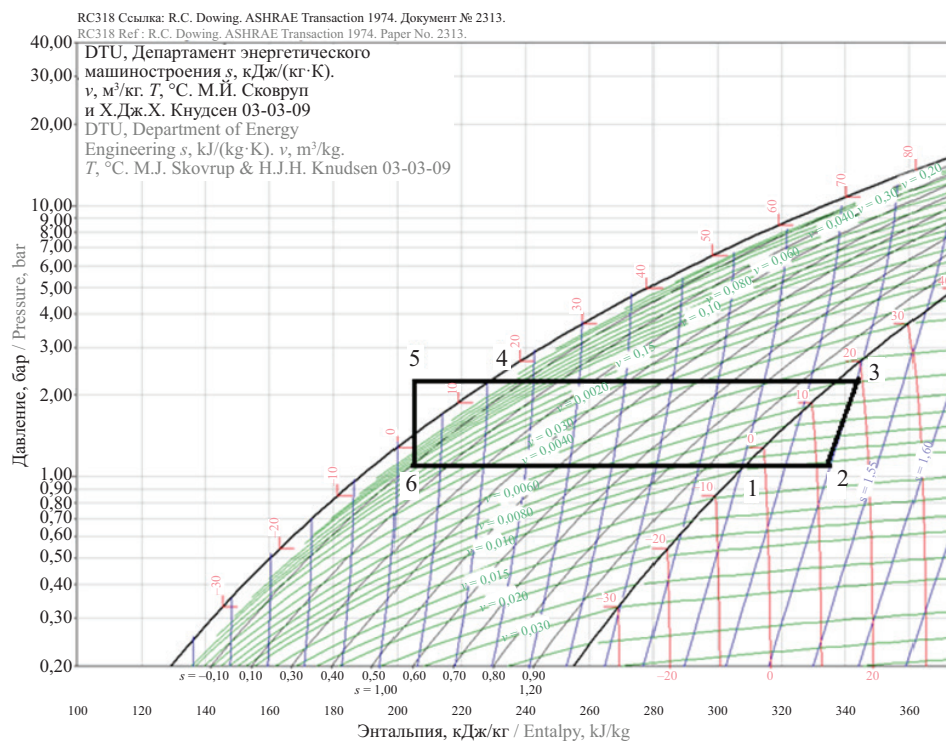


Рис. 4. Диаграмма цикла холодильной машины установки аккумулялирования холода

Fig. 4. Diagram of the refrigeration cycle of the cold storage unit

Табл. 3. Параметры точек цикла холодильной машины в начале аккумулялирования

Table 3. Parameters of the refrigeration machine cycle points at the beginning of accumulation

Номер точки Number Point	Температура t , °C Temperature t , °C	Энтальпия i , кДж Enthalpy i , kJ	Удельный объем v , м³/кг Specific volume v , m³/kg	Энтропия s , Дж/(моль·К) Entropy s , J/(mol·K)	Давление P , бар Pressure P , bar
1	-1,71	311	0,089	1411	1,19
2	28	344	0,104	1582	1,19
3	35	370	0,044	1582	2,66
4	20	344	0,041	1497	2,66
5	20	238	0,001	1132	2,66
6	2,8	205	0,001	1019	1,19

Табл. 4. Параметры работы холодильной машины в начале процесса аккумулялирования

Table 4. Parameters of the refrigeration machine operation at the beginning of the accumulation process

Параметр / Parameter	Значение / Value
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг / Specific mass refrigeration capacity, kJ/kg	106
Удельная работа сжатия, кДж/кг / Specific mass refrigeration capacity, kJ/kg	25,5
Теоретический холодильный коэффициент / Theoretical coefficient of performance	4,2
Удельная массовая теплота теплообменника, кДж/кг / Specific mass heat of heat exchanger, kJ/kg	32,9
Расход холодильного агента, кг/с / Refrigerant consumption, kg/s	0,22
Теоретическая мощность компрессора, кВт / Theoretical compressor power, kW	5,60
Реальная мощность с учетом КПД, кВт / Actual power taking into account efficiency, kW	7,76
Степень повышения давления / Pressure increase ratio	2,23

Табл. 5. Параметры точек цикла холодильной машины в конце аккумулярования

Table 5. Parameters of the refrigeration machine cycle points at the end of accumulation

Номер точки Number Point	Температура t , °C Temperature t , °C	Энтальпия i , кДж Enthalpy i , kJ	Удельный объем v , м ³ /кг Specific volume v , m ³ /kg	Энтропия s , Дж/(моль·К) Entropy s , J/(mol·K)	Давление P , бар Pressure P , bar
1	-7,55	302	0,111	1388	0,94
2	23	351	0,126	1561	0,94
3	32	363	0,044	1561	2,66
4	20	344	0,044	1497	2,66
5	20	238	0,001	1134	2,66
6	-5,8	189	0,001	960	2,66

Табл. 6. Параметры работы холодильной машины в конце аккумулярования

Table 6. Parameters of the refrigeration machine operation at the end of accumulation

Параметр / Parameter	Значение Value
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг / Specific mass refrigeration capacity, kJ/kg	112
Удельная работа сжатия, кДж/кг / Specific mass refrigeration capacity, kJ/kg	12
Теоретический холодильный коэффициент / Theoretical coefficient of performance	9
Удельная массовая теплота теплообменника, кДж/кг / Specific mass heat of heat exchanger, kJ/kg	50
Расход холодильного агента, кг/с / Refrigerant consumption, kg/s	0,21
Теоретическая мощность компрессора, кВт / Theoretical compressor power, kW	2,54
Реальная мощность с учетом КПД, кВт / Actual power taking into account efficiency, kW	3,51
Степень повышения давления / Pressure increase ratio	2,23

На основании проведенного расчета и моделирования проведена оптимизация установки СКВ здания с помощью аккумулятора холода

Оптимизация энергопотребления СКВ с учетом аккумулярования

Использование метода аккумулярования холода способствует снижению энергозатрат на функционирование СКВ. Анализ показал, что применение метода непосредственного контакта между средами (фреон и раствор) обеспечивает более чем 40%-ную экономию энергии по сравнению с традиционными подходами к генерации льда.

С целью оптимизации системы принята схема холодильной машины СКВ, в которой аккумулярованный холод используется для покрытия пиковых нагрузок и поддержания температуры в системе (рис. 5). Для обеспечения работы разнообразных компонентов в холодильном оборудовании затрачивается энергетический ресурс, при этом для всестороннего анализа и сравнения процессов переноса энергии служит унифицированный показатель — эксергия.

На основании рис. 5 на рис. 6 показана схема оптимизации, при которой аккумулярованный холод подается к потребителям при максимальной (пиковой) нагрузке на СКВ.

В каждой из зон рис. 6 учитываются потери эксергии от входного потока эксергии $E_{вх}$: эксергетические потери e_{11} связаны с работой компрессора,

ключевого компонента холодильной машины, отвечающего за циркуляцию хладагента. Эти потери обусловлены механическими потерями в самом компрессоре (трение, утечки), а также неэффективным сжатием хладагента. Потери e_{12} возникают в насосах конденсаторной системы, необходимых для циркуляции охлаждающей жидкости (воды или воздуха) через конденсатор. Данные потери связаны с гидравлическим сопротивлением системы и несовершенством работы насосов. В зоне e_{21} сосредоточены потери в насосах системы охлаждения конденсатора и аккумулятора холода. Потери в этой зоне обусловлены аналогичными факторами, что и в e_{12} . Вентилятор воздухоохладителя e_{31} также вносит вклад в общие потери эксергии из-за неэффективности преобразования электрической энергии в кинетическую энергию потока воздуха, а также вследствие аэродинамического сопротивления. Кристаллизатор и испаритель e_{32} — это компоненты, где происходит фазовый переход хладагента и теплообмен с охлаждаемой средой. Потери здесь связаны с конечной теплопроводностью материалов, наличием температурного напора и несовершенством конструкции теплообменника. Поток эксергии между различными секциями системы характеризуется параметрами e_2 (эксергия, направленная из зоны 1 в зону 2) и e_3 (эксергия, направленная из зоны 2 в зону 3). Общая эксергия, поступающая в зоны 2 (E_2) и 3 (E_3), определяется как сумма поставляемой эксергии

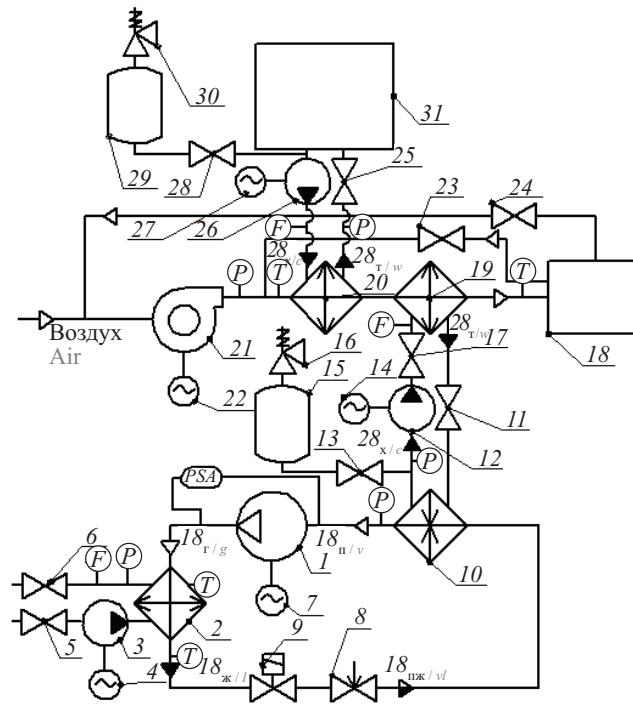


Рис. 5. Схема СКВ с аккумулятором холода: 1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3, 12, 26 — насосы; 4, 7, 14, 27 — электроприводы; 5, 6, 11, 13, 17, 23–25, 28 — запорные вентили; 8 — регулирующий вентиль; 9 — соленоидный вентиль; 10 — испаритель; 15, 29 — расширительный бачок; 16, 30 — предохранительные клапаны; 18 — помещение кондиционирования; 19, 20 — теплообменники; 21 — приточный вентилятор; 22 — привод вентилятора; 26 — насос; 27 — привод насоса; 31 — аккумулятор холода; 18г, 18ж, 18пж, 18п — фреон в газовой, жидкостной, парожидкостной и паровой фазе; 28х, 28г — холодный и теплый теплоноситель; *T* — датчик температуры; *P* — манометр (датчик давления); *F* — датчик расхода; *PSA* — реле давления

Fig. 5. Scheme of the ACS with a cold accumulator: 1 — compressor; 2 — condenser; 3, 12, 26 — pumps; 4, 7, 14, 27 — electric drives; 5, 6, 11, 13, 17, 23–25, 28 — shut-off valves; 8 — regulating valve; 9 — solenoid valve; 10 — evaporator; 15, 29 — expansion tank; 16, 30 — safety valves; 18 — air conditioning room; 19, 20 — heat exchangers; 21 — supply fan; 22 — fan drive; 26 — pump; 27 — pump drive; 31 — cold accumulator; 18g, 18l, 18vl, 18v — freon in gas, liquid, vapor-liquid and vapor phase; 28c, 28w — cold and warm coolant; *T* — temperature sensor; *P* — pressure gauge (pressure sensor); *F* — flow sensor; *PSA* — pressure switch

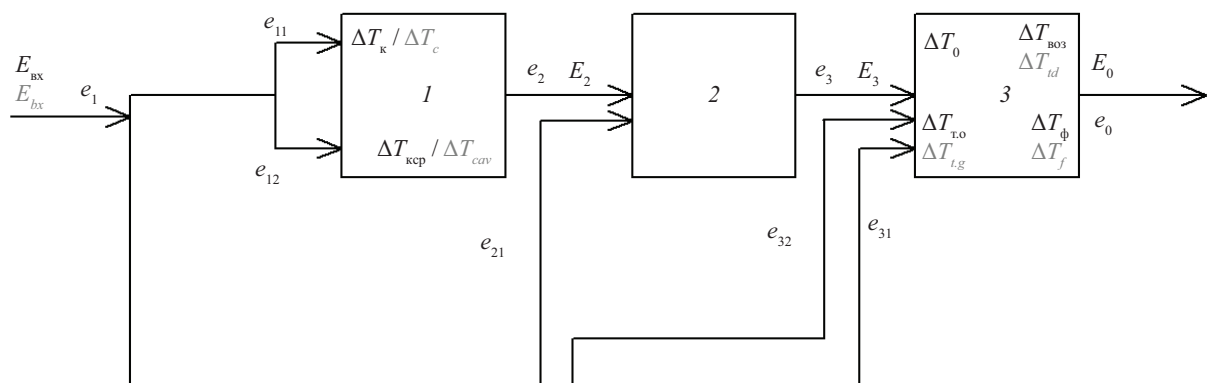


Рис. 6. Термодинамическая схема холодильной установки с дополнительным охлаждением: 1 — основные элементы холодильной машины (такие как компрессор, конденсатор и регулирующий клапан); 2 — теплообменник, обслуживающий потребителя, и насосы циркуляции жидкости; 3 — вспомогательные устройства, испаритель холодильной машины, кристаллизатор и вентиляторы, интегрированные в систему кондиционирования воздуха

Fig. 6. Thermodynamic diagram of a refrigeration unit with additional cooling: 1 — the main elements of the refrigeration machine (such as the compressor, condenser and control valve); 2 — the heat exchanger serving the consumer and the liquid circulation pumps; 3 — auxiliary devices, the evaporator of the refrigeration machine, the crystallizer and the fans integrated into the air conditioning system

и эксергии, поступающей извне, с учетом потерь. Приращение эксергии охлаждаемой среды E_0 отражает полезную работу, произведенную холодильной установкой, а e_0 представляет собой эксергию, отданную охлаждающей среде. Разницы температур, такие как ΔT_k (между хладагентом и охлаждающей средой в конденсаторе), $\Delta T_{кр}$ (средняя разница температур охлаждающей жидкости на входе и выходе конденсатора), ΔT_ϕ (перепад температур фреона на входе и выходе теплообменника), $\Delta T_{т.о}$ (температурный градиент в теплообменнике), $\Delta T_{воз}$ (разница температур охлаждающей среды на входе и выходе теплообменника) и ΔT_0 (температурный напор в воздухоохладителе), существенно влияют на термодинамические показатели процесса и потери эксергии, потому расчет оптимума потребления включает в себя и их. В расчете также учитывается температура окружающей среды $T_{о.с}$ и температура необходимого охлаждения $T_{охл}$.

Критерием оптимизации выбрано энергопотребление:

$$U = E_{вх}(e_{11} + e_{12} + e_{21} + e_{32} + e_{31}). \quad (11)$$

Оптимальное потребление энергии достигается при максимальной эффективности с термодинамической точки зрения, когда разница в температурах в процессе теплообмена минимальна:

$$\begin{aligned} \frac{dU}{d\Delta T_k} &= \frac{dU}{d\Delta T_{т.о}} = \\ &= \frac{dU}{d\Delta T_0} = \frac{dU}{d\Delta T_{в.о}} = \frac{dU}{d\Delta T_\phi} = \frac{dU}{d\Delta T_{кр}} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Потоки эксергий между областями как функции имеют сложный вид:

$$\begin{cases} e_2 = E_2(e_3, \Delta T_{т.о}, \Delta T_\phi) \\ e_3 = E_3(e_2, E_0, \Delta T_0, \Delta T_{воз}) \\ e_0 = E_0(e_2, e_3, Q_0, T_{охл}, T_{о.с}) \end{cases}, \quad (13)$$

где Q_0 — холодопроизводительность системы.

Затрачиваемая на работу аккумулятора энергия направлена на компенсацию пиковых нагрузок. Применяя метод множителей Лагранжа, можно получить уравнения, оптимизирующие этот процесс:

$$\begin{cases} e_{11} = E_{вх}(e_2, \Delta T_k, \Delta T_{кр}) \\ e_{12} = E_{вх}(e_2, \Delta T_k, \Delta T_{кр}) \\ e_{21} = E_{вх}(e_2) \\ e_{31} = E_{вх}(e_0, \Delta T_0, \Delta T_{воз}, \Delta T_{т.о}, \Delta T_\phi) \\ e_{32} = E_{вх}(e_0, \Delta T_0, \Delta T_{воз}, \Delta T_{т.о}, \Delta T_\phi) \end{cases}. \quad (14)$$

Используем множители Лагранжа:

$$\lambda_1 = \frac{d}{de_0}(E_{вх} + \lambda_3 E_3); \quad (15)$$

$$\lambda_2 = \frac{d}{de_2}(E_{вх}); \quad (16)$$

$$\lambda_3 = \frac{d}{de_3}(E_2 + \lambda_2 E_2), \quad (17)$$

полученные из функции Лагранжа:

$$L = U(\Delta T_k, \Delta T_\phi, \Delta T_{т.о}, \Delta T_0, \Delta T_{кр}) + \lambda_1 g_1 + \lambda_2 g_2 + \lambda_3 g_3, \quad (18)$$

где g_1, g_2, g_3 — ограничения, определенные как:

$$\begin{cases} g_1 : E_2(Q_0) - E_3(Q_0) - \Delta E_2 = 0 \\ g_2 : E_3(Q_0) - \frac{Q_0}{T_0}(T_{вх} - T_{вых}) - \Delta E_3 = 0 \\ g_3 : \Delta T_{т.о} + \Delta T_0 - C = 0 \end{cases}, \quad (19)$$

где C — константа, характеризующая суммарный температурный напор.

Получаем решение для оптимизации, при котором L (лагранжиан) стремится к минимуму, а производные лагранжиана становятся околонулевыми:

$$\begin{aligned} L &= E_{вх}(e_{11}, \Delta T_k) + E_{вх}(e_{12}, \Delta T_{кр}) + \\ &+ E_2(e_2, e_{21}) + E_3(e_3, \Delta T_0, \Delta T_{воз}) + \\ &+ E_{вх}(e_{32}, \Delta T_{т.о}) + E_{вх}(e_{31}, \Delta T_\phi) \times \\ &\times \frac{dL}{d\Delta T_k} = \frac{dL}{d\Delta T_{т.о}} = \frac{dL}{d\Delta T_0} = \\ &= \frac{dL}{d\Delta T_{воз}} = \frac{dL}{d\Delta T_\phi} \end{aligned} \quad (20)$$

Решение оптимизационной задачи с учетом множителей (15)–(17) имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{dL}{d\Delta T_k} = \frac{dL}{d\Delta T_{кр}} = (\lambda_1 E_{вх} + e_{11} + e_{12}) = 0 \\ \frac{dL}{d\Delta T_{т.о}} = (\lambda_3 E_3 + e_{32} e_{32}) = 0 \\ \frac{dL}{d\Delta T_\phi} = (\lambda_2 E_2 + \lambda_3 E_3) = 0 \\ \frac{dL}{d\Delta T_0} = (\lambda_3 E_3 + \lambda_3 E_{вх}) = 0 \\ \frac{dL}{d\Delta T_{воз}} = (E_3 + \lambda_3 E_3) = 0 \end{cases}. \quad (21)$$

Решение данного уравнения приводит к минимуму энергозатрат. Оптимизация проводилась в программном пакете Octave. В результате решения системы (21) на основании исходных данных для СКВ производительностью 1 МВт (с учетом вводимой мощности аккумулятора холода) получено решение в виде функции (кривой 3-го порядка):

$$N_{пот} = -3 \cdot 10^{-5} N_{акк}^3 + 0,017 N_{акк}^2 - 3,360 N_{акк} + 589,034, \quad (22)$$

решение представлено на рис. 7.

Минимум потребляемой электроэнергии системы кондиционирования воздуха для ЦОД составляет 720 кВт и находится при 200 кВт мощности льдоаккумулятора.

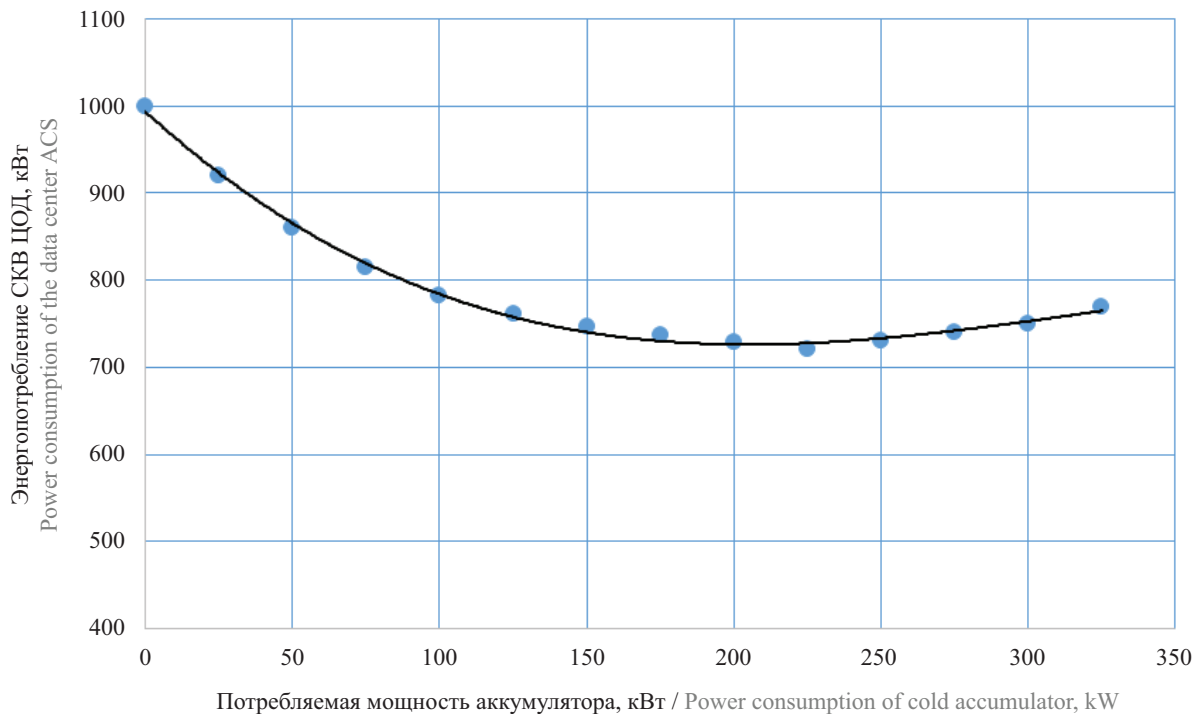


Рис. 7. Снижение энергопотребления системы охлаждения на базе СКВ ЦОД при использовании аккумулятора холода
Fig. 7. Reducing energy consumption of cooling systems based on ACS data centres when using cold accumulator

Полученные данные показывают эффективность предложенного решения. Так, применение аккумулятора холода в высокопроизводительных системах позволяет снизить энергозатраты на оборудование в среднем на 20–30 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ

Проблемы технологии

К проблемам технологии, в первую очередь, следует отнести сложность расчета процесса динамики многофазного потока. В работе [28] исследовались процессы гидродинамики двухфазного кипящего потока, показывающие возрастание сопротивления при увеличении массовой скорости и высоты канала.

Основной проблемой является опасность попадания паров воды и соли в компрессор-нагнетатель после кристаллизатора. Проблема до конца не решена, однако первичные эксперименты демонстрируют возможность устранения паров воды и соли с помощью отделителя жидкости.

Использованный фреон RC318с [29, 30] имеет теплофизические параметры, наиболее подходящие для данного способа льдообразования по сравнению с фреонами R410a, R406a или R134a, и не об-

разует кристаллогидратов, что позволяет упростить расчет и технологию аккумулирования.

Выводы и перспективы

Полученные в ходе исследований данные демонстрируют, что применение нового вида аккумулирования имеет свои преимущества и дает возможность значительно повысить энергоэффективность холодильных машин и установок СКВ, в среднем на 20–30 % снизить энергозатраты по сравнению с имеющимися технологиями.

Расчетная методика показывает, что применение установок аккумулирования холода с непосредственным контактом сред дает свои существенные экономические и энергетические преимущества. Особенно такая система важна для помещений серверных и ЦОД.

Установка аккумулирования комбинируется с холодильной машиной СКВ и выравнивает нагрузку на систему по полупиковым значениям потребления, что имеет значимые плюсы, а именно уменьшение первичных капитальных затрат.

Подводя итог, можно дать оценку, что аккумулирование по предложенному способу имеет высокую энергоэффективность и перспективно с экономической точки зрения.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Кузнецов П.А. Повышение эффективности систем кондиционирования воздуха на основе аккумуляции низкотемпературной энергии : дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2021. 221 с. EDN LMWSGW.

2. *Fathoni A.M., Putra N., Mahlia T.M.I.* A systematic review of battery thermal management systems based on heat pipes // *Journal of Energy Storage*. 2023. Vol. 73. P. 109081. DOI: 10.1016/j.est.2023.109081

3. *Tashtoush B., Qaseem H.* An integrated absorption cooling technology with thermoelectric generator powered by solar energy // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2022. Vol. 147. Issue 2. Pp. 1547–1559. DOI: 10.1007/s10973-020-10512-5

4. *Парфенов С.Г., Азаркина С.М.* Развитие энергоэффективного строительства в Брянской области // *Инновации в строительстве – 2022 : мат. Междунар. науч.-практ. конф.* 2022. С. 93–95. EDN THTUOM.

5. *Окурников А.О., Морозенко Г.К., Филиппов И.А., Малай А.В.* Современные тенденции в проектировании систем теплогазоснабжения и вентиляции // *Перспективы науки*. 2020. № 3 (126). С. 44–46. EDN YIWPLO.

6. *Ding Z., Wu W., Leung M.* Advanced/hybrid thermal energy storage technology: material, cycle, system and perspective // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021. Vol. 145. P. 111088. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111088

7. *Purandare A.S., van Lohuizen S.W., Spijkers R.M.A., Vanapalli S.* Experimental and numerical study of insulation packages containing dry ice pellets // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 186. P. 116486. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116486

8. *He T., Lv H., Shao Z., Zhang J., Xing X., Ma H.* Cascade utilization of LNG cold energy by integrating cryogenic energy storage, organic Rankine cycle and direct cooling // *Applied Energy*. 2020. Vol. 277. P. 115570. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115570

9. *Саутбалалов М.В.* Теплогидравлическая эффективность процессов охлаждения газов и жидкостей при непосредственном контакте фаз в пленочном режиме теплообменных установок : дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2014. 270 с.

10. *Плотников В.Т.* Разделительные вымораживающие установки. М. : Агропромиздат, 1987. 352 с.

11. *Бурдо О.Г., Терзиев С.Г., Мордынский В.П., Сиротюк И.В., Фатеева Я.А.* Многофункциональное оборудование для низкотемпературного разделения пищевых растворов на основе эффекта «термического парадокса» // *Проблемы региональной энергетики*. 2022. № 1 (53). С. 42–58. DOI: 10.52254/1857-0070.2022.1-53.04. EDN UJEPQL.

12. *Попель О.С., Фрид С.Е., Тарасенко А.Б., Чернявский А.А.* Анализ эффективности практического использования систем сезонного аккумулирования природного холода // *Вестник Дагестанского научного центра РАН*. 2013. № 49. С. 19–26. EDN RVKQD.

13. *Синицын В.И., Шурашкова Е.В.* Современные тенденции в проектировании систем теплогазоснабжения и вентиляции // *Экология и строительство*. 2015. № 4. С. 15–17. EDN VJSOWZ.

14. *Stritih U., Butala V.* RETRACTED: Experimental investigation of energy saving in buildings with PCM cold storage // *International Journal of Refrigeration*. 2010. Vol. 33. Issue 8. Pp. 1676–1683. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.017

15. *Souayfane F., Fardoun F., Biwole P.H.* Phase change materials (PCM) for cooling applications in buildings : a review // *Energy and Buildings*. 2016. Vol. 129. Pp. 396–431. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.04.006

16. *Jouhara H., Żabnieńska-Góra A., Khordeh-gah N., Ahmad D., Lipinski T.* Latent thermal energy storage technologies and applications : a review // *International Journal of Thermofluids*. 2020. Vol. 5–6. P. 100039. DOI: 10.1016/j.ijft.2020.100039

17. *Vakiloroaya V., Samali B., Fakhar A., Pishghadam K.* A review of different strategies for HVAC energy saving // *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 77. Pp. 738–754. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.10.023

18. *Cui B., Gao D., Wang S., Xue X.* Effectiveness and life-cycle cost-benefit analysis of active cold storages for building demand management for smart grid applications // *Applied Energy*. 2015. Vol. 147. Pp. 523–535. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.03.041

19. *Rahgozar S., Dehghan M., Pourrajabian A., Haghgou H.* Economic feasibility of ice storage systems for office building applications : a climate sensitivity analysis // *Journal of Energy Storage*. 2022. Vol. 45. P. 103712. DOI: 10.1016/j.est.2021.103712

20. *Shaibani A.R., Keshtkar M.M., Sardari P.T.* Thermo-economic analysis of a cold storage system in full and partial modes with two different scenarios : a case study // *Journal of Energy Storage*. 2019. Vol. 24. P. 100783. DOI: 10.1016/j.est.2019.100783

21. *Gao E., Zhang Z., Deng Q., Jing H., Wang X., Zhang X.* Techno-economic and environmental analysis of low-GWP alternative refrigerants in cold storage unit under year-round working conditions // *International Journal of Refrigeration*. 2022. Vol. 134. Pp. 197–206. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.007

22. *Piette M.A.* Analysis of a commercial ice-storage system: Design principles and measured performance // *Energy and Buildings*. 1990. Vol. 14. Issue 4. Pp. 337–350. DOI: 10.1016/0378-7788(90)90096-2

23. *Song X., Liu L., Zhu T., Chen S., Cao Z.* Study of economic feasibility of a compound cool thermal storage system combining chilled water storage and ice storage // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 133. Pp. 613–621. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.063

24. *Birkea F.M.O., Almarashi A., AL-bonsrulah H.A.Z., Saif Aldien M., Makkawi A.H., Mohamed S.M.Y.* Improvement of cold storage efficiency with loading hybrid nanoparticles and utilizing porous media // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024. Vol. 61. P. 104885. DOI: 10.1016/j.csite.2024.104885

25. *Ismail M., Zahra W.K., Ookawara S., Hassan H.* Enhancing the air conditioning unit performance

via energy storage of different inorganic phase change materials with hybrid nanoparticles // JOM. 2023. Vol. 75. Issue 3. Pp. 739–753. DOI: 10.1007/s11837-022-05629-x

26. Патент RU № 2766952 C1, МПК F25D 3/00. Способ аккумуляции холода и устройство для его осуществления / Семенов А.Е., Андреев А.И.; заявитель Астраханский государственный технический университет; заявл. № 2021124868 от 23.08.2021; опубл. 16.03.2022.

27. Патент RU № 2808128 C1, МПК F25D 3/00. Способ аккумуляции холода / Семенов А.Е., Андреев А.И.; заявитель Астраханский государственный технический университет; заявл. № 2022133884 от 22.12.2022; опубл. 23.11.2023.

28. Букин В.Г., Андреев А.И., Букин А.В. Гидравлическое сопротивление при кипении хлада-

гентов в трубах горизонтальных и вертикальных испарителей судовых холодильных машин // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2020. № 2. С. 92–99. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-2-92-99. EDN IQLSKR.

29. Bell I.H., Ziviani D., Lemort V., Bradshaw C.R., Mathison M., Horton W.T. et al. PDSim: A general quasi-steady modeling approach for positive displacement compressors and expanders // International Journal of Refrigeration. 2020. Vol. 110. Pp. 310–322. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.09.002

30. Zhang Y., Su L., Dong K., Liu T. Experimental study of ice slurry production system using direct contact heat transfer of RC318 and water in a horizontal pipe // Energy Procedia. 2019. Vol. 158. Pp. 4495–4501. DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.762

Поступила в редакцию 2 февраля 2025 г.

Принята в доработанном виде 9 августа 2025 г.

Одобрена для публикации 15 сентября 2025 г.

ОБ АВТОРАХ: Александр Иванович Андреев — ассистент, аспирант кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; Астраханский государственный технический университет (АГТУ); 414056, г. Астрахань, ул. Татищева, д. 16; SPIN-код: 8353-2570, ORCID: 0000-0003-4064-9835; aresut79@mail.ru;

Александр Евгеньевич Семенов — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; Астраханский государственный технический университет (АГТУ); 414056, г. Астрахань, ул. Татищева, д. 16; SPIN-код: 6482-8182, РИНЦ ID: 4777446, ResearcherID: 301703507884, ORCID: 0000-0002-2513-9389; semenalex48@yandex.ru.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

REFERENCES

1. Kuznetsov P.A. *Improving the efficiency of air conditioning systems based on low-temperature energy accumulation : dis. ... candidate of technical sciences.* St. Petersburg, 2021; 221. EDN LMWSGW. (rus.).

2. Fathoni A.M., Putra N., Mahlia T.M.I. A systematic review of battery thermal management systems based on heat pipes. *Journal of Energy Storage.* 2023; 73:109081. DOI: 10.1016/j.est.2023.109081

3. Tashtoush B., Qaseem H. An integrated absorption cooling technology with thermoelectric generator powered by solar energy. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry.* 2022; 147(2):1547-1559. DOI: 10.1007/s10973-020-10512-5

4. Parfenov S.G., Azarkina S.M. Development of energy-efficient construction in the Bryansk region. *Innovations in construction – 2022 : materials of the international scientific and practical conference.* 2022; 93-95. EDN THTUOM. (rus.).

5. Okurenkov A.O., Morozenko G.K., Filippov I.A., Malay A.V. Modern trends in the design of systems of heat and ventilation. *Science Prospects.* 2020; 3(126):44-46. EDN YIWPLO. (rus.).

6. Ding Z., Wu W., Leung M. Advanced/hybrid thermal energy storage technology: material, cycle, system and perspective. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2021; 145:111088. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111088

7. Purandare A.S., van Lohuizen S.W., Spijkers R.M.A., Vanapalli S. Experimental and numerical study of insulation packages containing dry ice pellets. *Applied Thermal Engineering.* 2021; 186:116486. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116486

8. He T., Lv H., Shao Z., Zhang J., Xing X., Ma H. Cascade utilization of LNG cold energy by integrating cryogenic energy storage, organic Rankine cycle and direct cooling. *Applied Energy.* 2020; 277:115570. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115570

9. Saitbatalov M.V. *Thermal-hydraulic efficiency of gas and liquid cooling processes with direct phase contact in the film mode of heat exchange units : dis. ... candidate of technical sciences.* Kazan, 2014; 270. (rus.).

10. Plotnikov V.T. *Separation freezing installations.* Moscow, Agropromizdat, 1987; 352. (rus.).

11. Burdo O.G., Terziev S.G., Mordynskiy V.P., Sirotiyuk I.V., Fateeva Ya.A. Multifunctional equip-

ment for low-temperature separation of food solutions based on the effect of “thermal paradox”. *Problems of the Regional Energetics*. 2022; 1(53):42-58. DOI: 10.52254/1857-0070.2022.1-53.04. EDN UJEPQL. (rus.).

12. Popel O.S., Frid S.E., Tarasenko A.B., Chernyavsky A.A. Effectiveness of natural cold seasonal storage practical use. *Herald of the Dagestan Scientific Center*. 2013; 49:19-26. EDN RVKQCD. (rus.).

13. Sinitcyn V.I., Shurshakova E.V. The modern trends in the design of systems of heat and ventilation. *Ekologiya i Stroitelstvo*. 2015; 4:15-17. EDN VJSOWZ. (rus.).

14. Strith U., Butala V. RETRACTED: Experimental investigation of energy saving in buildings with PCM cold storage. *International Journal of Refrigeration*. 2010; 33(8):1676-1683. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.017

15. Souayfane F., Fardoun F., Biwole P.H. Phase change materials (PCM) for cooling applications in buildings : a review. *Energy and Buildings*. 2016; 129:396-431. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.04.006

16. Jouhara H., Żabnieńska-Góra A., Khordehghah N., Ahmad D., Lipinski T. Latent thermal energy storage technologies and applications : a review. *International Journal of Thermofluids*. 2020; 5-6:100039. DOI: 10.1016/j.ijft.2020.100039

17. Vakiloroya V., Samali B., Fakhar A., Pishghadam K. A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy Conversion and Management*. 2014; 77:738-754. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.10.023

18. Cui B., Gao D., Wang S., Xue X. Effectiveness and life-cycle cost-benefit analysis of active cold storages for building demand management for smart grid applications. *Applied Energy*. 2015; 147:523-535. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.03.041

19. Rahgozar S., Dehghan M., Pourrajabian A., Haghgou H. Economic feasibility of ice storage systems for office building applications: A climate sensitivity analysis. *Journal of Energy Storage*. 2022; 45:103712. DOI: 10.1016/j.est.2021.103712

20. Shaibani A.R., Keshtkar M.M., Sardari P.T. Thermo-economic analysis of a cold storage system in full and partial modes with two different scenarios: a case study. *Journal of Energy Storage*. 2019; 24:100783. DOI: 10.1016/j.est.2019.100783

21. Gao E., Zhang Z., Deng Q., Jing H., Wang X., Zhang X. Techno-economic and environmental analysis of low-GWP alternative refrigerants in cold storage unit under year-round working conditions. *International Journal of Refrigeration*. 2022; 134:197-206. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.007

22. Piette M.A. Analysis of a commercial ice-storage system: Design principles and measured performance. *Energy and Buildings*. 1990; 14(4):337-350. DOI: 10.1016/0378-7788(90)90096-2

23. Song X., Liu L., Zhu T., Chen S., Cao Z. Study of economic feasibility of a compound cool thermal storage system combining chilled water storage and ice storage. *Applied Thermal Engineering*. 2018; 133:613-621. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.063

24. Birkea F.M.O., Almarashi A., AL-bonsrulah H.A.Z., Saif Aldien M., Makkawi A.H., Mohamed S.M.Y. Improvement of cold storage efficiency with loading hybrid nanoparticles and utilizing porous media. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024; 61:104885. DOI: 10.1016/j.csite.2024.104885

25. Ismail M., Zahra W.K., Ookawara S., Hassan H. Enhancing the air conditioning unit performance via energy storage of different inorganic phase change materials with hybrid nanoparticles. *JOM*. 2023; 75(3):739-753. DOI: 10.1007/s11837-022-05629-x

26. Patent RU No. 2766952 C1, IPC F25D 3/00. *Method of cold accumulation and device for its implementation* / Semenov A.E., Andreev A.I.; applicant Astrakhan State Technical University; applied No. 2021124868 08/23/2021; publ. 03/16/2022. (rus.).

27. Patent RU No. 2808128 C1, IPC F25D 3/00. *Method of cold accumulation* / Semenov A.E., Andreev A.I.; applicant Astrakhan State Technical University; applied No. 2022133884 12/22/2022; publ. 23.11.2023. (rus.).

28. Bukin V.G., Andreev A.I., Bukin A.V. Hydraulic resistance of pipes under refrigerant boiling in horizontal and vertical evaporators in ship refrigerating machines. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2020; 2:92-99. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-2-92-99. EDN IQLSKR. (rus.).

29. Bell I.H., Ziviani D., Lemort V., Bradshaw C.R., Mathison M., Horton W.T. et al. PDSim: A general quasi-steady modeling approach for positive displacement compressors and expanders. *International Journal of Refrigeration*. 2020; 110:310-322. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.09.002

30. Zhang Y., Su L., Dong K., Liu T. Experimental study of ice slurry production system using direct contact heat transfer of RC318 and water in a horizontal pipe. *Energy Procedia*. 2019; 158:4495-4501. DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.762

Received February 2, 2025.

Adopted in revised form on August 9, 2025.

Approved for publication on September 15, 2025.

BIOTOTES: **Aleksander I. Andreev** — assistant, postgraduate student of the Department of Thermal Power Engineering and Refrigeration Machines; **Astrakhan State Technical University**; 16 Tatishcheva st., Astrakhan, 414056, Russian Federation; SPIN-code: 8353-2570, ORCID: 0000-0003-4064-9835; aresut79@mail.ru;

Alexander E. Semenov — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Thermal Power Engineering and Refrigeration Machines; **Astrakhan State Technical University**; 16 Tatishcheva st., Astrakhan, 414056, Russian Federation; SPIN-code: 6482-8182, ID RSCI: 4777446, ResearcherID: 301703507884, ORCID: 0000-0002-2513-9389; semenalex48@yandex.ru.

*Authors' contributions: all authors made an equivalent contribution to the preparation of the publication.
The authors declare no conflict of interest.*