

УДК 621.575:620.91: 621.565.8  
DOI: 10.15587/2313-8416.2019.189492

## РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭФФЕКТА НОЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

А. С. Титлов, А. П. Цой, А. Х. Алимкешова, Р. А. Джамашева

*Выполнен анализ возможностей использовать эффекта ночного излучения (ЭНИ) для дополнительного отвода тепла от элементов системы охлаждения. Показаны энергетические перспективы технологии ЭНИ для автономных систем охлаждения преимущественно в сельских и крестьянских хозяйствах, удаленных от источников электрической энергии. Для повышения энергетической эффективности автономных систем охлаждения предложено использовать абсорбционные водоаммиачные холодильные машины (АВХМ) и парокомпрессионные холодильные машины. Для работы АВХМ предлагается использовать тепловую энергию солнечного излучения*

**Ключевые слова:** охлаждение молока, эффект ночного излучения, охлаждение, парокомпрессионная и абсорбционная водоаммиачная холодильные машины, солнечный коллектор

Copyright © 2019, O. Titlov, A. Tsoy, A. Alimkeshova, R. Jamasheva.

This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>).

### 1. Введение

Несмотря на высокие темпы индустриализации и электрификации в современном мире, во многих странах имеется значительное количество территорий, где или отсутствуют источники электроснабжения, либо их качество неудовлетворительно.

Одним из таких примеров являются фермерские и крестьянские хозяйства, которые находятся в местах заготовки и первичной обработки продукции животного и растительного происхождения.

Особенно остро стоят проблемы качественного обеспечения первичной холодильной обработки мясных и молочных продуктов в соответствии с технологическими требованиями. И, если в регионах с холодным климатом можно еще использовать известные издавна технологии применения водного льда [1], то в странах с умеренным и тропическим климатом нужно применять только искусственное охлаждение.

Из всего спектра современного холодильного оборудования для решения задач автономного искусственного охлаждения наиболее эффективными, с энергетической точки зрения, во-первых, являются парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ), работающие от дизель-генераторов или солнечных батарей [2].

Во-вторых – теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины, источником тепловой энергии для которых служат потоки нагретых газов или жидкостей [3].

Как показал сопоставительный анализ, для условий работы в автономном режиме можно использовать только водоаммиачные абсорбционные холодильные машины (АВХМ). В отличие от бромистолитиевых аналогов они не требуют обязательного жидкостного охлаждения теплорассеивающих элементов (конденсатора, дефлегматора, абсорбера) и значительно дешевле при изготовлении из-за доступности конструкционных материалов (углеродистых сталей) [4]. При этом если учитывать всю цепочку производства электрической энергии на тепловых

станциях, то АВХМ энергетической эффективности становятся сопоставимы с ПКХМ.

При разработке новой техники необходимо помнить о дефиците и высокой стоимости органических топливных ресурсов, особенно осязаемые в настоящее время в мире.

Одновременно с этим ужесточаются и экологические требования по снижению выбросов парниковых газов в атмосферу планеты.

В этой связи актуальной становится задача поиска путей повышения энергетической эффективности автономных систем охлаждения, как на базе ПКХМ, так и на базе АВХМ.

Наиболее рациональным будет комплексный подход, когда рассматриваются и внешний (особенности работы в изменяющихся в течение суток и времени года условиях теплоотвода в окружающую среду) и внутренний фактор (совершенствование термодинамических циклов и схем).

### 2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В последнее время, в связи с требованием энергоэффективности и сокращением времени использования синтетических холодильных агентов (фреонов) холодильным системам, наблюдается стабильный интерес к пассивным способам охлаждения. Одним из таких способов является охлаждение за счет радиационного излучения в космическое пространство.

Любая поверхность, обращенная к ночному небу, при определенных условиях может излучать больше тепловой энергии, чем получать обратно от окружающей среды [5]. Данный эффект носит название эффекта ночного излучения (ЭНИ) и за счет него можно поддерживать температуру теплоносителя ниже температуры окружающего воздуха.

Использование ЭНИ в значительной степени определяется особенностями климата того или иного региона. В определенных климатических условиях холодильные системы, использующие ночное излу-

чение будут работать более эффективно, чем в других. Влияние климата на работу систем данного типа исследовалось в работах [6–8].

Установлено, что на возможность использования ЭНИ влияют такие атмосферные параметры, как скоростью ветра, влажность воздуха, прозрачность атмосферы для инфракрасного излучения в диапазоне от 8 до 13 микрон [8].

Исследования работы холодильных систем, использующих ЭНИ, проводились во многих регионах планеты с различными климатическими условиями.

Это и северные районы Таиланда с влажным жарким климатом [8] и Копенгаген, Милан, Афины [9]. Изучались режимы охлаждения офисных помещений во время теплого периода года (с 1-мая по 30-сентября). Исследована возможность охлаждения материала с фазовым переходом для аккумулялирования холода, создаваемого при помощи ЭНИ.

В Австралии [10] стоимость системы охлаждения пытались снизить путем совмещения системы ЭНИ с солнечными батареями (фото-вольтажными панелями).

Во всех исследованиях [8–11], в дневное время охлаждение радиатора (охлаждающего устройства) ниже температуры окружающей среды не достигалось, поскольку поглощенная солнечная энергия превышала излучаемое тепловое излучение.

Для повышения интенсивности радиационного охлаждения предлагаются материалы с высокой излучательной способностью в инфракрасной части спектра [12].

Также для улучшения результата, предлагается радиатор закрыть полиэтиленовой пленкой для снижения конвективного теплопритока и покрасить его поверхность краской с высокой излучательной способностью [7], чтобы он мог отдавать большее количество тепла за счет инфракрасного излучения. Однако радиационное охлаждение в основном было осуществимо только в ночное время, поскольку подходящие материалы с высокой инфракрасной излучательной способностью не обеспечивали охлаждения в дневное время [13, 14]. В качестве красителя, в частности, предлагается использовать материал с большим содержанием соединения  $TiO_2$ , что повышает излучательную способность поверхности [15].

Исследования по применению радиационное излучение для холодильных систем проводятся и для резко континентального климата Казахстана [6, 12, 15]. Авторы [16] показали, что в регионах с резкоконтинентальным климатом ночное излучение может быть использовано для снижения температуры жидкости, поступающей периодически. Например данная схема может использоваться для первичного охлаждения молока после его сбора.

Теплорассеивающие элементы с площадью излучающей поверхности, равно й 4 м<sup>2</sup>, позволяют обеспечивать в течение года холодопроизводительность установки от 140 Вт до 650 Вт, в зависимости от погодных условия города Усть-Каменогорск.

Таким образом технология ЭНИ позволяет продлить период использования естественного холода в течение года и сократить затраты электроэнергии при работе систем охлаждения на базе ПКХМ.

Исследования [17] показали, что при разработке и проектировании систем охлаждения на базе АВХМ необходимо поддерживать рабочий диапазон температур в зоне генерации 120–140 °С.

Так как основной парк солнечных коллекторов составляют конструкции с водой в качестве теплоносителя [18], то этого недостаточно для полноценной реализации цикла АВХМ даже в зоне умеренного климата [19].

Таким образом, на основании вышеизложенного можно сделать вывод о перспективности использования технологии ЭНИ, как своеобразного альтернативного источника холода.

Однако системы охлаждения с ЭНИ ограничены ночным временем суток и это сужает область их применения.

Для круглосуточной работы во все периоды года необходимо найти приемлемые технические решения, в частности, с использованием искусственного холода.

Для этого можно рассмотреть и теплоиспользующие холодильные машины, работающие на возобновляемых источниках тепловой энергии и парокомпрессионные с пониженным энергопотреблением.

В этой связи следует провести методические разработки и анализ найденных решений.

### 3. Цель и задачи исследования

Цель исследования – разработать схемы и конструкции систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием технологии ЭНИ.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

1. Провести аналитические исследования и анализ циклов АВХМ в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров (температур). Определить энергетически эффективные режимы работы АВХМ и соответствующие им термодинамические параметры, в первую очередь уровни температур греющей и окружающей среды, объекта охлаждения.

2. Провести анализ циклов ПКХМ в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров (температур) с использованием широко применяемых в настоящее время в холодильной технике рабочих тел: R134a; R717 (аммиак); R22; R600 (изобутан); R744 (углекислота). Выбрать рабочие тела, обеспечивающих максимальную энергетическую эффективность в широком диапазоне температур окружающей среды.

3. Разработать перспективные схемы автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием технологии ЭНИ.

### 4. Моделирование циклов абсорбционных водоаммиачных холодильных машин

Циклы АВХМ реализуются в насосной и безнасосной схеме [19]. Рабочее тело насосных АВХМ – водоаммиачный раствор (ВАР), безнасосных – ВАР с добавкой инертного газа (водорода).

Насосные схемы имеют более высокую энергетическую эффективность, но имеют в своем

составе циркуляционный насос и не автономны. Безнасосные схемы автономные, но, по сравнению с насосными схемами, менее энергетически эффективны и требуют температур греющего источника на уровне 160...170 °С.

Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла – температуры греющей среды  $t_h$ , температуры охлаждающей среды  $t_w$ , температуры объекта охлаждения  $t_{ob}$ . Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [20].

Любая холодильная установка должна обеспечивать заданный уровень охлаждения ( $t_{ob}$ ), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды  $t_w$ . Поэтому, реальным параметром, который может изменяться является только температура греющего источника  $t_h$ .

Для анализа была выбрана наиболее простая схема насосной АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками – растворов (РТР) и аммиака (РТА) [4].

На первом этапе исследований по приведенному выше алгоритму был выполнен поиск диапазонов температур греющего источника ( $t_h$ ), который бы удовлетворял условиям работы АВХМ ( $t_w$ ) и требования к объекту охлаждения ( $t_{ob}$ ).

Актуальность исследования связана с тем, что не все режимы работы АВХМ могут быть организованы при недостаточно высокой температуре греющего источника. Так, например, уровень температур охлаждения в испарителе требует соответствующего уровня давления  $P_o$  и в испарителе, и в абсорбере. Равновесная температура крепкого ВАР в абсорбере  $t''_{w,A}$  должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР определяется значениями давления  $P_o$  и температуры  $t''_{w,A}$ , а для организации процесса абсорбции необходима некоторая зона дегазации – разность массовых долей аммиака в крепком и слабом ВАР. В свою очередь массовая доля аммиака в слабом ВАР определяется значениями давления конденсационно-генерации  $P_o$  и температурой греющего источника  $t_h$ .

Алгоритм поиска рабочих режимов АВХМ состоял в следующем.

На первом этапе задавались температуры объекта охлаждения  $t_o$  = минус 30 °С; минус 15 °С; минус 5 °С.

Для каждого значения  $t_{ob}$  проводился расчет с фиксированным значением  $t_w$  с диапазоном 25...43 °С с шагом в 1 °С.

Для заданных значений  $t_{ob}$  и  $t_w$  проводился расчет кратности циркуляции с переменной  $t_h$  с шагом в 1 °С.

В случае, если численные значения кратности циркуляции ВАР положительны, то делается вывод, о том, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в противном случае – режим работы не существует.

Результаты расчетов по приведенному алгоритму представлены на рис. 1.

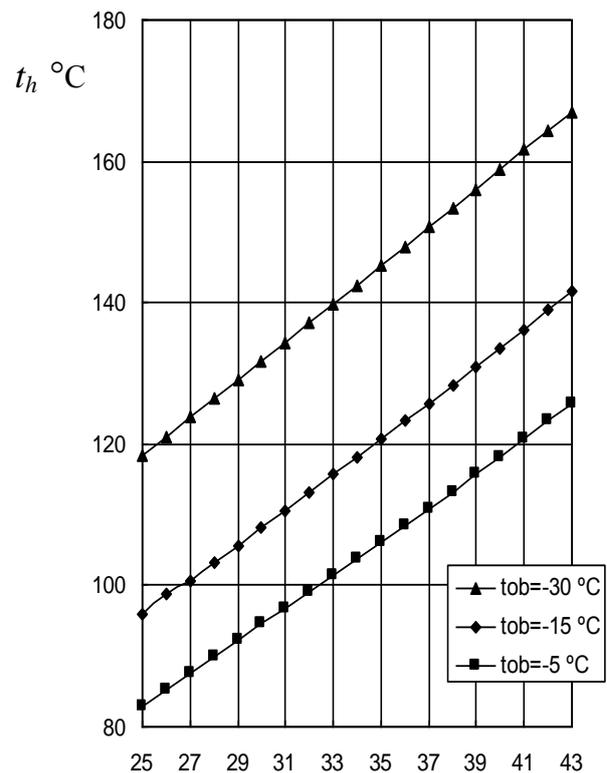


Рис. 1. Результаты расчета минимальной температуры греющего источника  $t_h$  в зависимости от температур объекта охлаждения  $t_{ob}$  и охлаждающей среды  $t_w$ .

Полученные зависимости представляют минимально необходимые численные значения температур греющей среды для условий работы реальных АВХМ.

Анализ этих результатов показывает, что АВХМ в системе с солнечным коллектором на воде в качестве теплоносителя может найти применение только в системах кондиционирования воздуха при температуре охлаждающей среды не выше 36...37 °С.

Для работы в системах охлаждения с температурами до минус 30 °С необходимая температура греющей среды 140...150 °С.

Как показал анализ при низких температурах охлаждающей среды и греющего источника зона дегазации может иметь отрицательные значения, т. е. цикл АВХМ не может быть реализован.

## 5. Анализ результатов моделирования рабочих режимов АВХМ

Анализ полученных результатов расчета позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, в диапазоне расчетных параметров имеет место максимум энергетической эффективности АВХМ. Наиболее явно наличие максимума для условий работы при температурах охлаждающей среды 20–32 °С и низких температурах объекта охлаждения (минус 25 °С).

При снижении температур объекта охлаждения максимум энергетической эффективности смещается в область высоких температур греющей среды, а его численные значения уменьшаются.

Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С максимум коэффициента преобразования цикла АВХМ имеет место при температуре объекта охлаждения 110 °С, при минус 15 °С – при 120 °С, при минус 25 °С – при 140 °С, соответственно значения коэффициента преобразования составляют: 0,53; 0,44; 0,34.

Анализ результатов расчета показал, что такой ход расчетных зависимостей объясняется следующим.

В области низких температур греющей среды (до максимальных значений коэффициента преобразования) – высокой кратностью циркуляции ВАР между генератором и абсорбером (от 6 до 112), которая обусловлена узкой областью дегазации (0, 006...0,033).

В области высоких температур греющей среды (после максимальных значений коэффициента преобразования) – увеличением доли воды в паровом потоке водоаммиачной смеси, выходящем из генератора. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С рост доли пара воды в смеси составляет от 0,036 до 0,408, т.е. более, чем в 10 раз.

В первом случае имеют место дополнительные теплопритоки в генератор с потоком крепкого ВАР.

Во втором случае, несмотря на снижение кратности циркуляции ВАР, тепловая нагрузка в генераторе увеличивается из-за дополнительных энергетических затрат на выпаривание абсорбента – воды. Рост тепловой нагрузки дефлегматора при этом также увеличивается более, чем в 10 раз (при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С – от 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Уменьшение коэффициента преобразования цикла АВХМ при снижении уровня температур объекта охлаждения объясняется тем, что для таких режимов требуется ВАР с повышенной долей абсорбента. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С снижение температуры объекта охлаждения от минус 5 °С до минус 25 °С требует снижение доли аммиака в слабом ВАР от 0,439 до 0,129. При этом, несмотря на снижение тепловой нагрузки генератора из-за уменьшения кратности циркуляции жидкости, опережающее неблагоприятное воздействие на энергетическую эффективность цикла АВХМ оказывает процесс дополнительного выпаривания пара воды из ВАР.

В расчетном диапазоне во всех случаях увеличение температуры греющего источника приводит к резкому уменьшению мощности циркуляционного насоса, перекачивающего крепкий раствор из абсорбера в генератор.

Как показали расчеты, при температурах греющего источника от 90 °С до 130 °С (в зависимости от температуры охлаждающей среды) мощность циркуляционного насоса имеет максимальное значение. В дальнейшем с ростом температуры греющего источника наблюдается ее асимптотическое снижение и медленное уменьшение. Наибольшие изменения при этом происходит при повышенных температурах охлаждающей среды (32 °С).

Такой ход зависимостей объясняется увеличением зоны дегазации в абсорбере при снижении массовой доли аммиака в слабом ВАР.

Таким образом, результаты моделирования позволяют определить наиболее энергетически выгодные режимы работы АВХМ с различными источниками тепловой энергии (температуры от 47 до 140 °С) и проводить разработку систем охлаждения для широкого диапазона температур охлаждения (минус 30...15 °С).

## **6. Разработка автономной системы охлаждения с использованием эффекта ночного радиационного охлаждения**

### **6.1. Система на базе ПКХМ**

Рассмотрим для примера, технологию ЭНИ в системе охлаждения молока на фермах (рис. 2, 3).

Предлагаются две схемы с радиационным охлаждением и резервной ПКХМ.

Схема 1 (рис. 2). В ночное время, когда отсутствует солнечная радиация, жидкий хладоноситель 4 с низкой температурой замерзания подается с помощью насоса 3 к теплорассеивающей панели 9. Панель 9 устанавливается под открытым небом и сбрасывает тепло в космическое пространство за счет радиационного инфракрасного излучения, а в атмосферный воздух за счет конвективного теплообмена. При отсутствии тепловой нагрузки температура хладоносителя и атмосферного воздуха выравнивается. При дальнейшей циркуляции наблюдается эффект ЭНИ и хладоноситель охлаждается ниже температуры атмосферного воздуха до 5–10 °С [21].

Хладоноситель 4 далее поступает в бак-аккумулятор 5 и охлаждает бак 7 с молоком 6. Если хладоноситель 4 не может охладить молоко до требуемой температуры, то подключают ПКХМ 1. Испаритель 2 ПКХМ 1 охлаждает хладоноситель 4 и молоко 6 до нужной температуры. Мешалка 8 интенсифицирует процесс охлаждения молока 6. После охлаждения молока 6 до требуемой температуры, открывается запорный вентиль 11 и производится слив продукта в бак 10.

Схема 2 (рис. 3). Испаритель 10 ПКХМ 9 располагается в нижней части и внутри рубашки бака-охладителя 4. В верхней части рубашки бака-охладителя 4 устанавливается ороситель 5 с отверстиями для равномерной подачи насосом 6 холодной воды из аккумулятора холода 2.

Теплорассеивающая панель 1 расположена под открытым небом под углом 10–30 °С в направлении севера. При ЭНИ хладоноситель в радиаторе 1 охлаждается ниже атмосферного воздуха на 5–10 °С [21] и поступает в теплообменник 7, где охлаждает воду до нужной температуры.

Система охлаждения работает эффективно в холодные сезоны года и без ПКХМ, когда температура атмосферного воздуха не превышает 10–12 °С, особенно в ночное время.

В теплое время года система охлаждения эффективна только ночью. Запас холода за счет ЭНИ обеспечивает предварительное охлаждение молока, а затем уже подключается ПКХМ. В этом случае отключают насос 6 и циркуляцию осуществляют насосом 13.

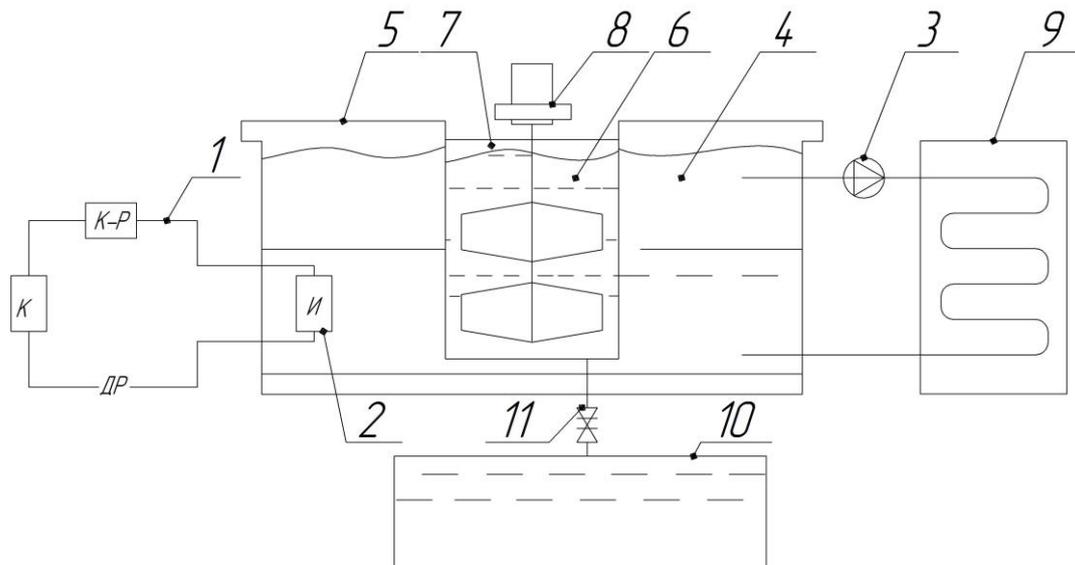


Рис. 2. Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ: 1 – ПКХМ, 2 – испаритель ПКХМ, 3 – насос хладоносителя, 4 – хладоноситель, 5 – бак-аккумулятор холода, 6 – молоко, 7 – емкость для молока, 8 – мешалка, 9 – теплорассеивающая панель, 10 – бак для охлажденного молока, 11 – запорный вентиль

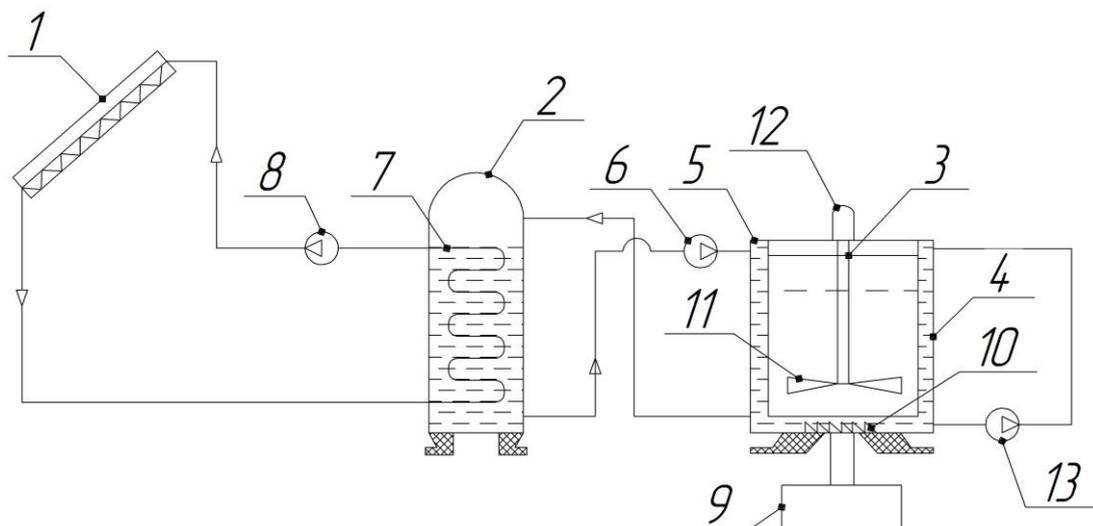


Рис. 3. Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ: 1 – теплорассеивающая панель, 2 – бак-аккумулятор холода, 3 – крышка бака-охладителя молока, 4 – бак-охладитель молока, 5 – трубопровод с отверстиями, 6 и 13 – насос для воды, 7 – теплообменник, 8 – насос для хладоносителя, 9 – ПКХМ, 10 – испаритель ПКХМ, 11 – мешалка, 12 – мотор-редуктор мешалки

При включении в схемы систем охлаждения ПКХМ необходимо оценить их энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне температур атмосферного воздуха.

Следует оценить возможность применения разрешенных в настоящее время холодильных агентов для условий работы ПКХМ в составе систем охлаждения молока с эффектом ЭНИ.

Для проведения оценки был проведен расчет термодинамических параметров цикла ПКХМ без регенеративного теплообменника и переохладителя жидкости перед дросселированием.

При расчете использованы рабочие тела ПКХМ: R134a; R717 (аммиак); R22; R600 (изобутан); R744 (CO<sub>2</sub>).

Температура кипения рабочих тел ПКХМ принималась равной  $t_0 = 0$  °С, а температура конденсации варьировалась следующим образом:  $t_k = 10; 20; 30; 40$  °С.

При расчете использовался классический алгоритм [22] с определением в характерных точках цикла температур, давлений кипения ( $P_0$ ) и конденсации ( $P_k$ ) и расчете удельной холодопроизводительности ( $q_0$ ), удельной работы сжатия в компрессоре ( $w$ ), коэффициента преобразования (COP).

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 1 показывает, что:

а) снижение уровня температур атмосферного воздуха от 40 °С до 10 °С благоприятно сказывается

на энергетической эффективности циклов ПКХМ, так, в среднем имеет место рост коэффициента преобразования в 4–6 раз, а для аммиака – в 17,3 раза;

б) максимальная энергетическая эффективность цикла ПКХМ среди рассмотренных рабочих тел отмечена у аммиака.

Проблемы, связанные с токсичным воздействием аммиака на персонал, успешно решаются за счет снижения количества заправки рабочего тела. Так, например, в продукции фирмы «Palm, KTH – Sherpa project» на 9 кВт производимого холода приходится 99 грамм аммиака [23].

Таблица 1

Результаты расчетов термодинамических параметров и энергетических характеристик циклов ПКХМ

| Наименование рабочего тела ПКХМ | $t_k, ^\circ\text{C}$ | $P_o, \text{бар}$ | $P_k, \text{бар}$ | $q_o, \text{кДж/кг}$ | $w, \text{кДж/кг}$ | $COP$ |
|---------------------------------|-----------------------|-------------------|-------------------|----------------------|--------------------|-------|
| R134a                           | 10                    | 3,0               | 4                 | 185                  | 15                 | 18,5  |
|                                 | 20                    | 3,0               | 5,6               | 170                  | 22                 | 7,7   |
|                                 | 30                    | 3,0               | 7,5               | 155                  | 25                 | 6,2   |
|                                 | 40                    | 3,0               | 9,8               | 140                  | 32                 | 4,3   |
| R717                            | 10                    | 4,3               | 6                 | 1260                 | 10                 | 127   |
|                                 | 20                    | 4,3               | 8,5               | 1200                 | 40                 | 30    |
|                                 | 30                    | 4,3               | 12,5              | 1160                 | 100                | 11,6  |
|                                 | 40                    | 4,3               | 16,5              | 1100                 | 150                | 7,3   |
| R22                             | 10                    | 5,0               | 7                 | 193                  | 7                  | 27,5  |
|                                 | 20                    | 5,0               | 9                 | 181                  | 17                 | 10,6  |
|                                 | 30                    | 5,0               | 12                | 165                  | 27                 | 6,1   |
|                                 | 40                    | 5,0               | 16                | 153                  | 36                 | 4,25  |
| R600                            | 10                    | 1,6               | 2,3               | 325                  | 12                 | 27    |
|                                 | 20                    | 1,6               | 3                 | 300                  | 15                 | 20    |
|                                 | 30                    | 1,6               | 4                 | 275                  | 35                 | 7,8   |
|                                 | 40                    | 1,6               | 5,3               | 255                  | 50                 | 5,1   |
| R744                            | 10                    | 35,0              | 45                | 210                  | 8                  | 26,2  |
|                                 | 20                    | 35,0              | 58                | 177                  | 18                 | 9,8   |
|                                 | 30                    | 35,0              | 72                | 133                  | 28                 | 4,75  |

**6.2. Система на базе АВХМ**

Система охлаждения (рис. 4–6) содержит теплоизолированную емкость 1 с крышкой 2. В нижней части емкости 1 установлен канал с

запорным вентилем 3 для периодического отвода охлажденного продукта.

Сбор и хранение охлажденного молока осуществляется в емкости 4.

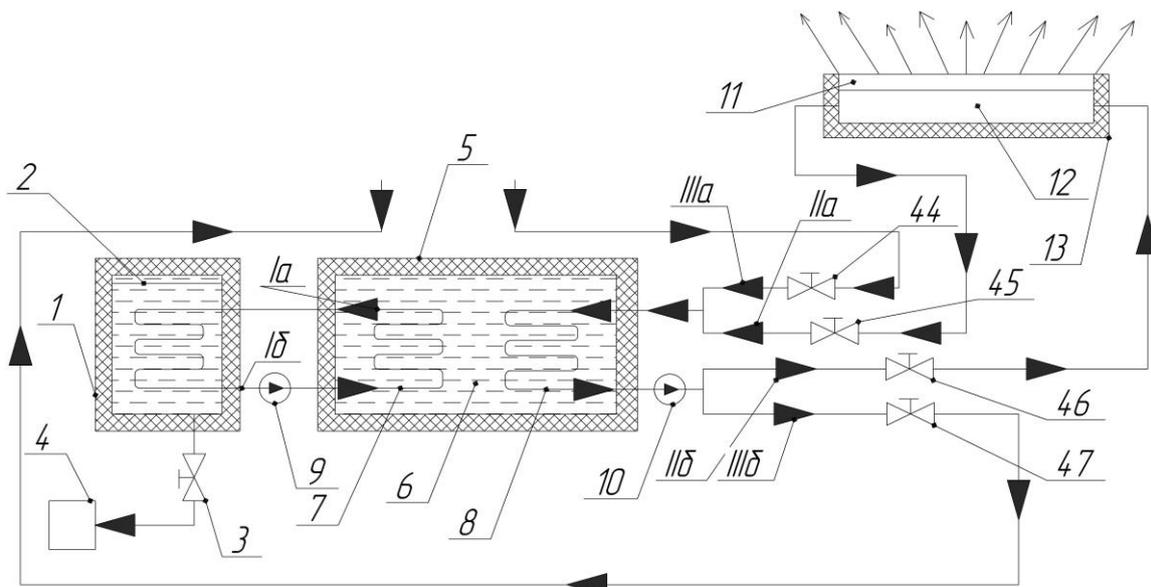


Рис. 4. Схема системы охлаждения молока с теплорассеивающей панелью: 1 – емкость с молоком, 2 – крышка, 3 – запорный вентиль, 4 – емкость для молока, 5 – бак-аккумулятор ледяной воды, 6 – ледяная вода, 7 – теплообменник с водой, 8 – теплообменник с рассолом, 9 – циркуляционный насос ледяной воды, 10 – насос для рассола, 11 – теплорассеивающая панель, 12 – система каналов, 13 – теплоизоляционное покрытие, 44, 45, 46 и 47 – вентили

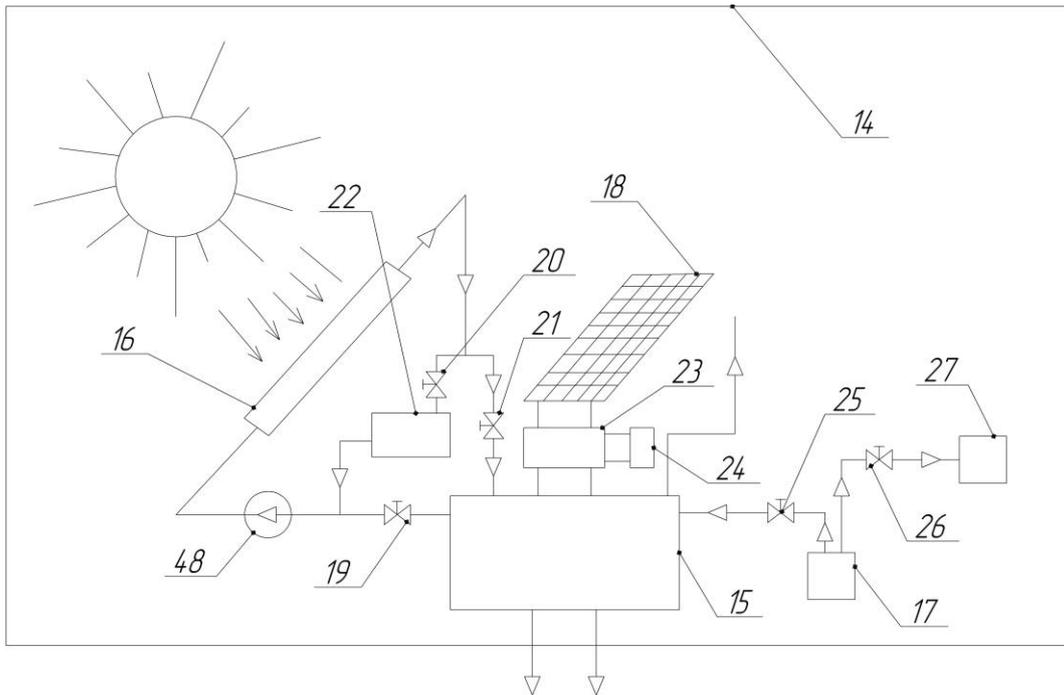


Рис. 5. Система генерации искусственного холода: 14 – холодильная система, 15 – АВХМ, 16 – солнечный коллектор, 17 – генератор топочных газов, 18 – солнечные батареи, 19, 20 и 21 – запорные вентили, 22, 24 и 27 – потребители тепла, 23 – система преобразования постоянного тока, 25 и 26 – запорно-регулирующие вентили, 48 – циркуляционный насос

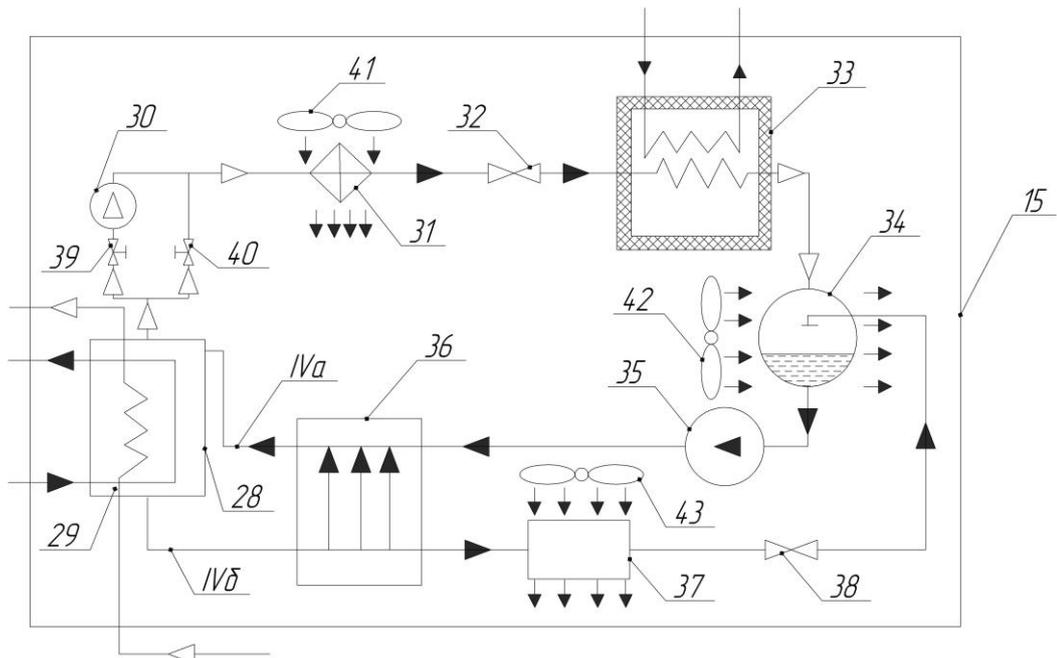


Рис. 6. Схема АВХМ с бустер-компрессором в составе системы охлаждения молока: 28 – генератор, 29 – ВАР, 30 – бустер-компрессор, 31 – конденсатор с воздушным охлаждением, 32 – дроссельное устройство жидкого аммиака, 33 – рассольный испаритель, 34 – абсорбер с воздушным охлаждением, 35 – циркуляционный насос крепкого ВАР, 36 – регенеративный теплообменник растворов, 37 – воздушный охладитель слабого ВАР, 38 – дроссельное устройство слабого ВАР, 39 и 40 – запорные вентили, 41, 42 и 43 – воздушные вентиляторы теплорассеивающих элементов АВХМ

Внутри емкости 1 по теплообменнику 7 циркулирует ледяная вода. Вход холодного потока расположен в верхней части (Ia), а выход – в нижней части (Iб) емкости 1. Система охлаждения содержит также бак-аккумулятор ледяной воды 5 с теплоизоляционным покрытием. Бак 5 заполняется ледяной

водой 6 с температурой, близкой к 0°C. Во внутреннем объеме бака-аккумулятора 5 установлены теплообменники 7 и 8.

По теплообменнику 7 при помощи насоса 9 циркулирует ледяная вода (потoki Ia и Iб), а по теплообменнику 8 при помощи насоса 10 циркулирует

рассол – незамерзающая жидкость при температуре, близкой к 0 °С.

Вход охлажденного потока рассола в бак-аккумулятор 5 (потоки IIa и IIIa) осуществляется в верхней части, а выход отепленного потока рассола (потоки IIб и IIIб) из нижней части.

Система охлаждения содержит теплорассеивающую металлическую панель 11. Панель 11 расположена либо горизонтально, либо с некоторым углом к горизонту. Верхняя часть панели покрыта краской светлых цветов. Панель 11 связана в тепловом отношении с системой каналов 12, по которым циркулируют потоки рассола Ia и IIб. Система каналов 12 и нижняя часть панели 11 закрывается теплоизоляционным покрытием 13.

В состав системы входит холодильная система на базе АВХМ 14 (рис. 7), предназначенная для охлаждения потоков рассола IIIa и IIIб. Управление потоками рассола IIa, IIб, IIIa и IIIб осуществляется при помощи запорных вентилей, соответственно, 44, 45, 46 и 47.

Холодильная система 14 содержит АВХМ 15 с системой подвода тепла от солнечного коллектора 16 и генератора топочных газов 17, а также систему автономного электрообеспечения на базе солнечных батарей 18 (рис. 8).

Система солнечного коллектора 16 содержит циркуляционный насос 48 и систему запорных вентилей 19, 20, 21 обеспечивающих подачу горячего теплоносителя как на АВХМ 15, так и на других потребителей тепла 22.

Система автономного электрообеспечения содержит систему преобразования постоянного тока 23 с возможностью подачи произведенной электрической энергии для других потребителей 24.

Генератор топочных газов 17 содержит систему запорно-регулирующих вентилей 25 и 26, обеспечивающих подачу потока продуктов сгорания к АВХМ 15 и к другим потребителям 27.

АВХМ 15 содержит генератор 28 с ВАР 29, бустер-компрессор 30, конденсатор с воздушным охлаждением 31, дроссельное устройство жидкого аммиака 32, рассольный испаритель 33, абсорбер с воздушным охлаждением 34, циркуляционный насос 35 крепкого ВАР (поток IVa), регенеративный теплообменник 36 крепкого и слабого ВАР, воздушный охладитель потока 37 слабого ВАР (поток IVб), дроссельное устройство слабого ВАР 38.

Для отсечения потока пара от бустер-компрессора 30 предусмотрены запорные вентили 39 и 40. Воздушное охлаждение конденсатора 31, абсорбера 34 и охладителя 37 осуществляется вентиляторными, соответственно, 41, 42 и 43.

Работа системы охлаждения молока на базе АВХМ осуществляется следующим образом.

Предварительно до начала охлаждения молока проводят «зарядку» (охлаждение) воды в бак-аккумуляторе 5. Для этого используют либо систему радиационного охлаждения – панель 11, либо холодильную систему 14. Соответственно закрывают вентили 44 и 47 и открывают вентили 45 и 46, или наоборот.

При достижении температуры ледяной воды до 1...2 °С включают насос 9 и прокачивают потоки Ia и Ib через охлаждающую полость емкости 1, а затем заполняют емкость 1 отепленным молоком. За счет теплообмена молоко охлаждается до температуры 4 °С и охлажденный продукт при помощи запорного вентиля 3 сливают в емкость 4 для дальнейшего использования.

Далее цикл работы системы охлаждения повторяется.

Рассмотрим некоторые режимы работы установки для охлаждения молока.

#### **«Ночной» режим охлаждения молока.**

Для охлаждения рассола используется теплорассеивающая панель 11, обеспечивающая охлаждение рассола на 5...10 °С ниже атмосферного воздуха.

Такой режим охлаждения может быть эффективно использован в зимнее время и переходные периоды года (весна-осень) без холодильной системы.

Рассол при помощи насоса 10 прокачивается по теплообменнику 8 при открытых вентилях 46 и 45 и закрытых вентилях 44 и 47. За счет радиационного охлаждения пластины 11 производится охлаждение рассола в каналах 12.

В «ночном» режиме используется как естественный холод атмосферы Земли, так и радиационное излучение в космическое пространство, а электрическая энергия используется только для работы циркуляционного насоса 10.

#### **«Дневной» режим охлаждения молока.**

Используется холодильная система 14 при открытых вентилях 44 и 47 и закрытых вентилях 46 и 45. Рассол насосом 10 прокачивается через испаритель 33 АВХМ 15.

В «дневном» режиме охлаждения можно выделить два режима работы холодильной системы 14.

В первом случае используется только возобновляемый источник тепловой энергии – солнечное тепловое излучение.

В качестве приемника солнечного излучения используются наиболее широко распространённые и имеющие оптимальное соотношение цены и качества солнечные коллекторы 16 с водой в качестве теплоносителя. Характерная их особенность – рабочий уровень температур не выше 100 °С.

При отсутствии потребности в искусственном холоде тепловой поток от солнечных коллекторов может быть переключен на других потребителей тепловой энергии 22 при открытом вентиле 20 и закрытых вентилях 19 и 21.

Рабочий уровень температур в генераторе традиционных АВХМ составляет 120...140 °С, что превышает располагаемый температурный потенциал теплоносителя-воды в солнечном коллекторе 16. В этой связи используется схема АВХМ с поджигающим бустер-компрессором 30 перед конденсатором 31 [22]. В схеме АВХМ 15 предусмотрена возможность отсечения бустер-компрессора 30 от парового потока запорным вентилем 39 при изменении температурных параметров подачи тепловой нагрузки в генератор 28.

Работа АВХМ 15 с солнечным коллектором 16 осуществляется следующим образом.

При подаче горячей воды от солнечных коллекторов в генератор 28 осуществляется кипение крепкого ВАР с выходом преимущественно легкокипящего компонента – аммиака. При подаче пара аммиака на бустер-компрессор 30 вентиль 39 открыт, а вентиль 40 закрыт.

Пар аммиака сжимается бустер-компрессором 30 и подается в конденсатор 31, где сжимается с отводом теплоты парообразования в окружающую среду. Отвод тепла фазового перехода из конденсатора 31 осуществляется при помощи вентилятора 41.

Сжиженный аммиак из конденсатора 31 через дроссельное устройство 32 поступает в испаритель 33, где давление его падает. Происходит низкотемпературное кипение жидкого аммиака с отводом тепла от циркулирующего потока рассола. Образующийся в испарителе 33 пар поступает в абсорбер 34, куда, в свою очередь, проходит слабый ВАР из генератора 28.

До поступления в абсорбер 34 слабый ВАР охлаждается в регенеративном противоточном теплообменнике растворов 36 и охладителе 37 и в результате становится ненасыщенным по аммиаку. В абсорбере 34 при контакте слабого ВАР с паром аммиака происходит процесс абсорбции – поглощение слабым ВАР пара аммиака. В результате слабый ВАР насыщается и становится «крепким» (насыщенным по аммиаку). В процессе абсорбции выделяется тепло, который отводится вентилятором 42 в окружающую среду. Крепкий ВАР из абсорбера насосом 35 через регенеративный теплообменник 36 подается обратно в генератор 28 и цикл далее повторяется.

Работа бустер-компрессора 30 и насоса 35 осуществляется за счет работы солнечной батареи 18 и системы преобразования и аккумуляции электрической энергии 23. Система 23 так же позволяет перераспределять, при необходимости, электрическую энергию для других потребителей 24.

При втором режиме работы холодильной системы 14 подача тепловой нагрузки в генератор 28 АВХМ 15 осуществляется отходящими продуктами сгорания с температурой 350...450 °С от генератора газов 17.

В этом случае может использоваться широкий ассортимент органических топлив: природный газ, пропан-бутан, бензин, керосин, уголь, дрова, торф и др.

Температурного потенциала потока продуктов сгорания достаточно, чтобы АВХМ 15 работала без участия поджигающего бустер-компрессора 30. В этом случае вентиль 39 закрыт, а вентиль 40 открыт.

Работа АВХМ 15 далее осуществляется приведенным выше способом.

Второй способ работы холодильной системы 14 реализуется в пасмурную погоду и в темное или сумрачное время суток.

Таким образом, разработанные схемы систем охлаждения позволяют с минимальными затратами сетевой электрической энергии и воды осуществлять первичное охлаждение молока. Наиболее перспективной областью применения таких систем станут крестьянские и фермерские хозяйства.

## 8. Выводы

1. Проведен анализ циклов АВХМ в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров (температуры греющей среды: от 47 до 140 °С, температура окружающей среды: 17...47 °С, температура объекта охлаждения: минус 30...15 °С). Выполнен поиск минимально необходимой температуры греющей среды, которая обеспечивает максимально возможную энергетическую эффективность цикла реальной АВХМ (с учетом недорекуперции в теплообменниках) в зависимости от температур объекта охлаждения и охлаждающей среды.

Показано, что при реализации таких циклов АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 10 до 32 °С) и объектов охлаждения (от минус 25 до минус 5 °С). Для достижения таких оптимальных режимов необходимо соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

2. Проведен анализ особенностей работы ПКХМ в широком диапазоне температур окружающей среды, в том числе и в условиях низких температур атмосферного воздуха (до 10 °С). Показаны значительные энергетические преимущества при работе конденсатора ПКХМ в условиях низких температурах атмосферного воздуха. В качестве рабочего тела ПКХМ рекомендован аммиак (R717), обеспечивающий максимальную энергетическую эффективность среди рассмотренных аналогов: R134a, R22, R600 (изобутан), R744 (CO<sub>2</sub>).

3. Разработаны перспективные схемы автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных возобновляемых источников энергии, в том числе и с использованием технологии ЭНИ. При работе в системах охлаждения АВХМ с солнечными коллекторами с водой, в качестве теплоносителя, предложена схема с бустер-компрессором перед конденсатором.

## Литература

1. Босин, И. Н. (1993). Охлаждение молока на комплексах и фермах. Москва: Колос, 46.
2. Перельштейн, Б. Х. (2008). Новые энергетические системы. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 244.
3. Морозюк, Л. И. (2014). Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования. Холодильная техника та технологія, 5 (151), 23–29. doi: <http://doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28695>
4. Морозюк, Л. И. (2013). Развитие теории и методов исследования процессов преобразования и получения тепла и холода в установках с многокомпонентными и многофазными рабочими веществами. Одесса, 352.
5. Kimball, V. A. (1985). Cooling performance and efficiency of night sky radiators. Solar Energy, 34 (1), 19–33. doi: [http://doi.org/10.1016/0038-092x\(85\)90089-1](http://doi.org/10.1016/0038-092x(85)90089-1)
6. Цой, А. П., Грановский, А. С., Цой, Д. А., Бараненко, А. В. (2015). Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство. Холодильная техника, 1, 43–47.

7. Yong, C., Yiping, W., Li, Z. (2015). Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. *Renewable Energy*, 74, 627–632. doi: <http://doi.org/10.1016/j.renene.2014.08.076>
8. Zhou, Z., Sun, X., Bermel, P. (2016). Radiative cooling for thermophotovoltaic systems. *Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV*. San Diego. doi: <http://doi.org/10.1117/12.2236174>
9. Bourdakis, E., Kazanci, O. B., Olesen, B.W., Grossule, F. (2016). Simulation Study of Discharging PCM Ceiling Panels through Night – time Radiative Cooling. ASHRAE Annual Conference. St. Louis. Available at: [https://www.researchgate.net/publication/295778060\\_Simulation\\_Study\\_of\\_Discharging\\_PCM\\_Ceiling\\_Panels\\_through\\_Night-time\\_Radiative\\_Cooling](https://www.researchgate.net/publication/295778060_Simulation_Study_of_Discharging_PCM_Ceiling_Panels_through_Night-time_Radiative_Cooling)
10. Imroz Sohel, M., Ma, Zh., Cooper P., Adams J., Niccol L., Gschwander S. (2014). A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities. Asia – Pacific solar research conference.
11. Prommajak, T., Phonruksa, J., Pramuang, S. (2008). Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand. *International Journal of Renewable Energy Research*, 3 (1), 33–40.
12. Цой, А. П., Бараненко, А. В., Эглит, А. Я. (2012). Использование эффективного излучения в холодильной системе открытого катка. *Вестник Международной Академии Холода*, 4, 8–11.
13. Bosholm, F., López-Navarro, A., Gamarra, M., Corberán, J. M., Payá, J. (2016). Reproducibility of solidification and melting processes in a latent heat thermal storage tank. *International Journal of Refrigeration*, 62, 85–96. doi: <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.016>
14. Sutyaginsky, M. A., Maksimenko, V. A., Potapov, Y. A., Suvorov, A. P., Dubok, V. N. (2016). The Use of Low-temperature Potential of the Environment in Energy-efficient Refrigeration Supply Technologies of the Enterprises of GC “Titan.” *Procedia Engineering*, 152, 361–365. doi: <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.715>
15. Berdahl, P., Martin, M., Sakkal, F. (1983). Thermal performance of radiative cooling panels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26 (6), 871–880. doi: [http://doi.org/10.1016/s0017-9310\(83\)80111-2](http://doi.org/10.1016/s0017-9310(83)80111-2)
16. Цой, А. П., Грановский, А. С., Цой, Д. А., Бараненко, А. В. (2014). Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство. *Холодильная техника*, 12, 36–41.
17. Ищенко, И. Н., Титлов, А. С., Краснополяский, А. Н. (2011). Перспективы применения абсорбционных водоаммиачных холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*, 7, 92–97.
18. Chen, G., Doroshenko, A., Koltun, P., Shestopalov, K. (2015). Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors. *Solar Energy*, 115, 577–588. doi: <http://doi.org/10.1016/j.solener.2015.03.021>
19. Осадчук, Е. А., Титлов, А. С., Мазуренко, С. Ю. (2014). Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха. *Холодильна техніка та технологія*, 4, 54–57. doi: <http://doi.org/10.15673/0453-8307.4/2014.28054>
20. Ищенко, И. Н. (2010). Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов. *Наукові праці ОНАХТ*, 2 (38), 393–405.
21. Цой, А. П., Грановский, А. С., Мачуев, Ю. И., Филатов, А. С. (2015). Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство. *Вестник МАХ*, 3, 28–33.
22. Мартыновский, В. С., Мельцер, Л. З., Минкус, Б. А. (1982). *Холодильные машины*. Москва: Легкая и пищевая пром-ть, 223.
23. Hrnjak, P. (2017). Efficient very low charged ammonia systems. *Ammonia and CO2 Refrigeration Technologies*. Ohrid.

*Received date 19.11.2019*

*Accepted date 11.12.2019*

*Published date 30.12.2019*

**Титлов Александр Сергеевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, кафедра теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей, Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, Украина, 65039  
E-mail: [titlov1959@gmail.com](mailto:titlov1959@gmail.com)

**Цой Александр Петрович**, кандидат технических наук, доцент, кафедра механизации и автоматизации производственных процессов, Алматинский технологический университет, ул. Толе би, 100, г. Алматы, Республика Казахстан, 750012  
E-mail: [teniz@bk.ru](mailto:teniz@bk.ru)

**Алимкешова Асель Халмаханбетовна**, аспирант, кафедра механизации и автоматизации производственных процессов, Алматинский технологический университет, ул. Толе би, 100, г. Алматы, Республика Казахстан, 750012  
E-mail: [rita.adilovna@gmail.com](mailto:rita.adilovna@gmail.com)

**Джамашева Рита Адилловна**, аспирант, кафедра механизации и автоматизации производственных процессов, Алматинский технологический университет, ул. Толе би, 100, г. Алматы, Республика Казахстан, 750012  
E-mail: [rita.adilovna@gmail.com](mailto:rita.adilovna@gmail.com)