

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



**Х ЮБИЛЕЙНАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2020»**

**X ANNIVERSARY INTERNATIONAL SCIENTIFIC
AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2020»**

Сборник докладов конференции
4-5 марта 2020г.
Proceedings of the Conference
March 4-5 , 2020

Нур-Султан, 2020

УДК 621.56/59 (063)
ББК 31.392
К 14

Сборник подготовлен под редакцией
доктора технических наук, академика Кулажанова Т.К.

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Радченко Н.И., Грановский А.С., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К 14 Казахстан-Холод 2020: Сб. докл. межд. науч-техн. конф. (4-5 марта 2020г.) =
Kazakhstan-Refrigeration 2020: Proceeding sof the Conference (March 4-5, 2020). –
Алматы: АТУ, 2020. –249 с., русский, английский

ISBN 978-601-263-529-4

На конференции при участии Министерства экологии, геологии и природных ресурсов Республики Казахстан обсуждалось стратегическое видение и поиск среднесрочных решений по применению экологически безопасных холодильных агентов и развитию «Зеленых» технологий переработки пищевых продуктов и холодильных технологий для Республики Казахстан.

В докладах из Казахстана, России, Украины, Германии, Бельгии, Дании, Японии, Южной Кореи, Италии представлены результаты научных исследований, посвященные экологически безопасным холодильным агентам, компрессорам, теплообменным аппаратам, компонентам, системам автоматизации, технологиям холодильного хранения и переработки пищевых продуктов. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной техники, пищевой и нефтегазовой промышленности, а также на специалистов систем кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения.

At the conference, the Ministry of Ecology, Geology and Natural Resources of the Republic of Kazakhstan jointly discussed the strategic vision and search for medium-term solutions for the use of environmentally friendly refrigerants and the development of "Green" food processing and refrigeration technologies for the Republic of Kazakhstan.

The reports from Kazakhstan, Russia, Ukraine, Germany, Belgium, Denmark, Japan, South Korea, Italy present the results of scientific research on environmentally friendly refrigerants, compressors, heat exchangers, components, automation systems, technologies for refrigerated storage and processing of food products and practical implementation. The Proceedings are intended for specialists and scientists working in the areas of refrigeration, food and oil and gas industries, as well as for specialists in air conditioning and life support systems.

УДК 621.56/59 (063)
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-529-4

© АТУ, 2020

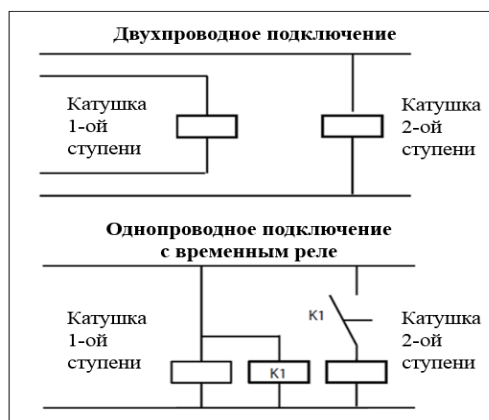


Рисунок 5 –Подключение электромагнитных катушек ICSH

Двухступенчатая подача горячего газа, реализованная с помощью клапанов ICSH в отличие от традиционного решения с обводящей байпасной линией и электромагнитным клапаном снизит риск возникновения утечек хладагента, облегчит работу инженеров на этапе проектирования, упростит и ускорит монтажные и эксплуатационные работы.

Таким образом, применение клапанов ICSH обеспечит более простую монтажную компоновку с меньшим количеством компонентов, а модульная концепция Flexline™ обеспечит высокий уровень взаимозаменяемости запасных частей. Все эти факторы являются ключевыми для снижения расходов за весь срок службы и обеспечения экономии по сравнению с традиционными решениями.

Для правильного подбора ICSH клапанов компания «Данфосс» рекомендует использовать программный пакет Coolselector®2, доступный для скачивания на официальном сайте компании «Данфосс».

Все промышленные холодильные компоненты Danfoss имеют необходимый пакет разрешительной и технической документации на русском языке для применения на территории стран Таможенного союза.

УДК 621.575:620.91: 621.565.8

РАЗРАБОТКА АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И БРОСОВЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS COOLING SYSTEMS ON THE BASIS OF RENEWABLE AND CABLE SOURCES OF HEAT ENERGY

<p>Tsoy A.P.¹, Cand. Tech.Sc. professor Titlov A.S.², Doct. of Tech. Sc., professor Alimkeshova A.H.¹, graduate student Jamasheva R.A.² graduate student</p>	<p>Цой А.П.¹, канд. техн. наук, профессор Титлов А.С.², д-р техн. наук, профессор Алимкешова А.Х.¹, аспирант Джамашева Р.А.¹, аспирант</p>
<p>1 – Almaty Technological University, Kazakhstan, 050000, Almaty, Tole bi, 100 2 – Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3, Dvoryanskay St., Odessa, Ukraine, 65082</p>	<p>1 – Алматинский технологический университет ул. Толе би, 100, Алматы, Республика Казахстан, 750012 2 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3</p>
<p>E-mail: 1 – teniz@bk.ru; 2 – titlov1959@gmail.com</p>	

Аннотация

Показаны перспективы использования «эффекта ночного излучения» (ЭНИ) для автономных систем охлаждения. Разработан алгоритм поиска минимальной температуры греющего источника абсорбционной водоаммиачной холодильной машины (АВХМ). Показано, что в АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью при соответствующей комбинации состава

рабочего тела и температур греющего источника. Показаны преимущества при парокомпрессионных систем (ПКХМ) при низких температурах атмосферного воздуха. Предложены схемы систем охлаждения молока с ПКХМ и АВХМ и с использованием технологии ЭНИ.

Abstract

The prospects of using the "night radiation effect" (NRE) for autonomous cooling systems are shown. An algorithm has been developed to search for the minimum temperature of a heating source of an absorption water-ammonia refrigeration machine (WARM). It is shown that in WARM there are modes with maximum energy efficiency with an appropriate combination of the composition of the working fluid and the temperatures of the heating source. The advantages of vapor compression systems (VCS) at low ambient temperatures are shown. The schemes of milk cooling systems with VCS and WARM and using NRE technology are proposed.

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, являются парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ), работающие от дизель-генераторов или солнечных батарей [2], а также теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины, источником тепловой энергии для которых служат потоки нагретых газов и жидкостей [3, 4].

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) [5]. При этом если учитывать всю цепочку производства электрической энергии на тепловых станциях, то АВХМ энергетической эффективности становятся сопоставимы с ПКХМ [6].

При разработке новой автономной техники необходимо помнить, что дефицит и высокая стоимость органических топливных ресурсов, особенно ощутимые в настоящее время в мире, а также ожесточающиеся экологические требования по снижению потенциала глобального потепления на планете ставят как никогда ранее актуальную задачу снижения потребления топлива в энергетических, холодильных и энерготехнологических установках.

В этой связи актуальной становится задача поиска путей повышения энергетической эффективности и 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).

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 [7]. 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

радиационное излучение будут работать более эффективно, чем в других. Влияние климата на работу систем данного типа исследовалось в работах [8-10].

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 [10].

Исследования работы холодильных систем, использующих ЭНИ, проводились во многих регионах с различными климатическими условиями: в северном регионе Таиланда во влажном жарком климате в жаркое время года, [11]; в Копенгагене, в Милане и в Афинах [12] для охлаждения офисов во время холодного периода года (с 1-мая по 30-сентября). Исследована возможность охлаждения материала с фазовым переходом для аккумулирования холода, создаваемого при помощи ЭНИ.

В Австралии [13] стоимость системы охлаждения пытались снизить путем совмещения системы ЭНИ с солнечными батареями (фото-вольтажными панелями).

Во всех исследованиях [11-13], 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 [14].

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 [15, 16]. В качестве красителя, в частности, предлагается использовать материал с большим содержанием соединения TiO_2 , что повышает излучательную способность поверхности [17].

Исследования по применению радиационное излучение для холодильных систем проводятся и для резко континентального климата Казахстана [8,14,18].

Авторы [18] показали, что в регионах с резко-континентальным климатом ночное радиационное охлаждение 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 в 4 м^2 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.

При разработке систем охлаждения на базе АВХМ требуется оптимальный рабочий диапазон температур в зоне генерации 120-140 °С [19].

Так как основной парк солнечных коллекторов составляют конструкции с водой в качестве теплоносителя [20], то этого недостаточно для полноценной реализации цикла АВХМ даже в зоне умеренного климата [21].

Известны технические предложения по решению проблемы низких температур в зоне генерации пара аммиака [22, 23], но авторы не приводят никаких режимных характеристик для реализации холодильного цикла.

Таким образом, исследования и разработки систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ в части расширения их области применения можно считать актуальными.

Объект, цель и задачи исследования

Объект исследования – системы охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ.

Цель исследования – разработать схемы и конструкции автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии и определить энергетические эффективные режимы их работы при различных условиях теплоотвода в различное время суток и года.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

1. Разработать методику моделирования режимов АВХМ и провести аналитические исследования в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров.

2. Разработать перспективные схемы автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии, в том числе и с использованием технологии ЭНИ.

Моделирование циклов АВХМ

Циклы АВХМ реализуются в насосной и безнасосной схеме [19]. Насосные схемы имеют более высокую энергетическую эффективность, но имеют в своем составе циркуляционный насос и не автономны. Безнасосные схемы автономны, но недостаточно эффективны. Рабочее тело насосных АВХМ – водоаммиачный раствор (ВАР), безнасосных – ВАР с добавкой инертного газа (водорода).

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 [24].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения (t_{ob} °С), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды [24]. Поэтому, реальным параметром, который может изменяться является только температура греющего источника.

Для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного типа.

При проведении вариантных и оптимизационных расчетов циклов АВХМ была разработана подсистема библиотечных функций термодинамических и теплофизических свойств чистого аммиака и ВАР, основанная на использовании стандартных функций аппроксимации (линейной либо сплайновой) системы MathCAD [25].

На рис. 1 приведена базовая схема насосной АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками – раствором (РТР) и аммиака (РТА) [26].

К генератору АВХМ 1, который заполненный жидким ВАР, подводится низкопотенциальное тепло, в результате чего из раствора будет преимущественно выкипать низкокипящий компонент (аммиак) с незначительными частицами водяного пара. Пар попадает в ректификатор 2, в котором охлажденный насыщенный ВАР с РТР 5 и абсорбера 4 стекает навстречу потоку пара, который идет с генератора 1. При этом менее летучие пары воды конденсируются первыми, повышая при этом концентрацию аммиака в потоке. Далее пары ВАР попадают в дефлегматор 3. На его холодных трубках первыми конденсируются пары воды, которые остались после ректификатора 2. Наличие в схеме АВХМ ректификатора 2 и дефлегматора 3 позволяет практически полностью избавиться от водяного пара в потоке пара аммиака, который идет в конденсатор 7. Далее пар аммиака поступает в конденсатор 7, сжигается с отводом тепла фазового перехода, попадает в РТА 8, в котором холодный пар аммиака, что идет из испарителя 9 в абсорбер 4 предварительно подогревается, за счет чего увеличивается тепловой коэффициент цикла АВХМ.

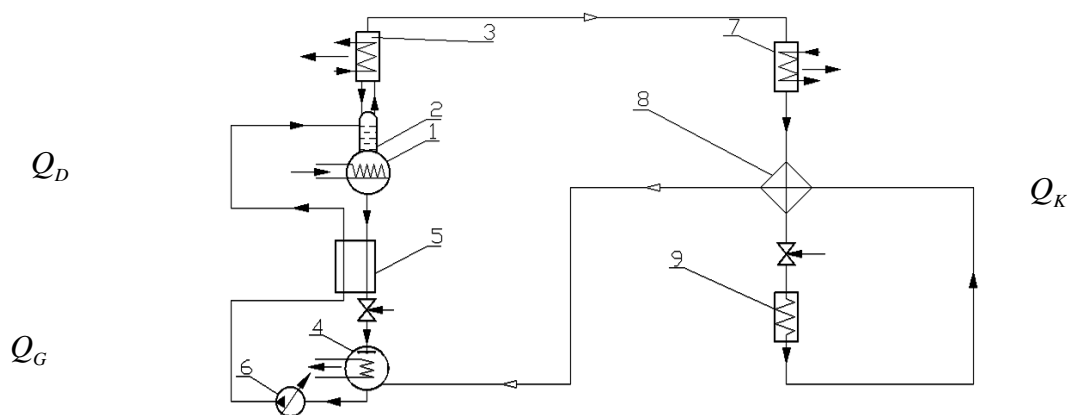


Рисунок 1 – Схема АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками: 1 – генератор; 2 – ректификатор; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер; 5 – РТР; 6 – насос; 7 – конденсатор; 8 – РТА; 9 – испаритель

Жидкий аммиак дросселируется в РВ-1 и кипит в испарителе 9, вырабатывая при этом искусственный холод. Пар аммиака поступает из испарителя 9, через РТА в абсорбер 4, где

поглощается и растворяется в слабом (с минимальным составом аммиака) ВАР. Слабый ВАР через дроссель РВ-2 поступает из генератора 1 в абсорбер 4 через РТР 5, в котором с подогревается крепкий (насыщенный) ВАР. Насыщенный ВАР с помощью насоса 6 поступает в ректификатор 2 и цикл повторяется снова.

Исходными данными для расчета являются: а) температура охлаждающей среды t_W ; б) температура объекта охлаждения t_{ob} ; в) перепады температур на элементах, которые не явно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла: Δt_h – перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора; Δt_{WK} , Δt_{WA} , Δt_{def} – температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой; Δt_{TO} – температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР; г) холодопроизводительность испарителя Q_0 .

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла t_h .

На первом этапе определяют два уровня давления в цикле:

а) по температуре конденсации аммиака:

$$t_K = t_W + \Delta t_{WK} \quad (1)$$

давление в конденсаторе, генераторе, дефлегматоре:

$$P_K = f(t_K) \quad (2)$$

б) по температуре объекта охлаждения:

$$t_0 = t_{ob} - \Delta t_0 \quad (3)$$

давление в испарителе:

$$P_0 = f(t_0) \quad (4)$$

Потом находят термодинамические параметры (температура, удельный объем и массовая доля) и тепловые функции (удельная энтальпия) в характерных точках цикла (на входе и на выходе элементов).

Температура слабого ВАР на выходе генератора:

$$t''_{cl.G} = t_h - \Delta t_h \quad (5)$$

Массовая доля аммиака в слабом ВАР на выходе генератора:

$$\xi'_{cl.} = f(P_K, t''_{cl.G}) \quad (6)$$

Температура крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$t''_{кр.А} = t_W - \Delta t_{WA} \quad (7)$$

Удельный объем крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$v' = f(P_K, t''_{кр.А}) \quad (8)$$

Массовая доля аммиака в крепком ВАР:

$$\xi'_{кр.} = f(P_0, t''_{кр.А}) \quad (9)$$

Температура крепкого ВАР на входе в генератор:

$$t'_{кр.Г} = f(P_K, \xi'_{кр.}) \quad (10)$$

Массовая доля аммиака в паровой смеси на выходе генератора - входе дефлегматора:

$$\xi''_{GD} = f(P_K, t'_{кр.Г}) \quad (11)$$

Кратность циркуляции ВАР:

$$f = \frac{\xi''_{GD} - \xi'_{cl.}}{\xi'_{кр.} - \xi'_{cl.}} \quad (12)$$

Температура крепкого ВАР на входе РТР:

$$t'_{кр.ТО} = t''_{кр.А} \quad (13)$$

Температура слабого ВАР на входе РТР:

$$t'_{cl.ТО} = t''_{cl.Г} \quad (14)$$

и на выходе РТР:

$$t''_{cl.TO} = t'_{кр.TO} + \Delta t_{TO} \quad (15)$$

Удельная энтальпия, соответственно, крепкого и слабого ВАР на входе в РТР:

$$i_{кр.TO.in} = f(P_0, t'_{кр.TO}) \quad (16)$$

$$i_{cl.TO.in} = f(P_K, t'_{cl.TO}) \quad (17)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$i_{кр.A} = f(P_0, t'_{кр.TO}) \quad (18)$$

Массовая теплоемкость слабого ВАР на входе РТР:

$$C_{ex.TO} = f(P_K, t'_{cl.TO}) \quad (19)$$

и на выходе РТР:

$$C_{вых.TO} = f(P_K, t''_{cl.TO}) \quad (20)$$

Средняя теплоемкость ВАР в РТР:

$$C_{cp.TO} = \frac{C_{ex.TO} + C_{вых.TO}}{2} \quad (21)$$

Удельная энтальпия слабого ВАР на выходе РТР:

$$i_{cl.TO.out} = i_{cl.TO.in} - C_{cp.TO} \cdot (t'_{cl.TO} - t''_{cl.TO}) \quad (22)$$

Удельную энтальпия слабого ВАР на входе в абсорбер принимаем равной на выходе РТР:

$$i_{cl.A} = i_{cl.TO.out} \quad (23)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе РТР:

$$i_{кр.TO.out} = i_{кр.TO.in} + \frac{(f-1) \cdot (i_{cl.TO.in} - i_{cl.TO.out})}{f} \quad (24)$$

Температура флегмы на выходе дефлегматора:

$$t_{\phi} = t_W + \Delta t_{деф} \quad (25)$$

Массовая доля аммиака в флегме:

$$\xi'_{\phi} = f(P_K, t_{\phi}) \quad (2.26)$$

Кратность циркуляции флегмы в дефлегматоре:

$$R_{\phi} = \frac{1 - \xi''_{GD}}{\xi''_{GD} - \xi'_{\phi}} \quad (27)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе дефлегматора – входе конденсатора определяется из условия полной очистки от пара воды:

$$i''_X = f(P_K, \xi''_D = 1) \quad (28)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе конденсатора:

$$i'_X = f(P_K, \xi'_K = 1) \quad (29)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на входе в испаритель:

$$i''_0 = f(P_0, \xi''_0 = 1) \quad (30)$$

Удельная энтальпия, соответственно, паровой смеси и флегмы на выходе генератора:

$$i''_G = f(P_K, t''_{cl.G}) \quad (31)$$

$$i'_{\phi} = f(P_K, \xi'_{\phi}) \quad (32)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака и пара аммиака на входе в РТА:

$$i_{PTO.in.li} = i'_X \quad (33)$$

$$i_{PTO.in.v} = i''_O \quad (34)$$

Определяем массовую теплоемкость пара аммиака в РТА:

$$C_V = f(t_0) \quad (35)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.v} = i''_O + C_V \cdot \Delta t_{PTO} \quad (36)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.li} = i_{PTO.in.li} - i_{PTO.out.v} + i_{PTO.in.v} \quad (37)$$

Определяются удельные тепловые нагрузки на элементы:

а) холодопроизводительность испарителя:

$$q_0 = i_0'' - i_{PTO.out.li} \quad (38)$$

б) дефлегматора:

$$q_D = (1 - R_\Phi) \cdot i_G'' - i_X'' - R_\Phi \cdot i_\Phi' \quad (39)$$

в) генератора:

$$q_G = (1 + R_\Phi) \cdot i_G'' - f \cdot i_{кр.TO.out} + (f - 1) \cdot i_{кл.TO.in} - R_\Phi \cdot i_\Phi' \quad (40)$$

г) конденсатора:

$$q_K = i_X'' - i_X' \quad (41)$$

д) абсорбера:

$$q_A = i_{PTO.out.v} - f \cdot i_{кр.A} + (f + 1) \cdot i_{кл.A} \quad (42)$$

е) циркуляционного насоса:

$$l_{pump} = v' \cdot f \cdot (P_K - P_0) \quad (43)$$

Находим подводимое тепло:

$$q_1 = q_G + q_0 + l_{pump} \quad (44)$$

и отводимое тепло:

$$q_2 = q_A + q_K + q_D \quad (45)$$

Массовый расход пара аммиака в испарителе составляет:

$$D = \frac{Q_0}{q_0} \quad (46)$$

Полные тепловые нагрузки:

а) генератор:

$$Q_G = q_G \cdot D \quad (47)$$

б) абсорбер:

$$Q_A = q_A \cdot D \quad (48)$$

в) конденсатор:

$$Q_K = q_K \cdot D \quad (49)$$

г) дефлегматор:

$$Q_D = q_D \cdot D \quad (50)$$

д) циркуляционный насос:

$$L_{pump} = l_{pump} \cdot D \quad (51)$$

Тепловой коэффициент цикла насосной АВХМ:

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_G} \quad (52)$$

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 такого исследования была связана с тем, что некоторые режимы работы АВХМ не могут быть организованы из-за недостаточно высокой температуры греющего источника. Так, например, уровень температур охлаждения в испарителе требует соответствующего уровня давления P_0 и в испарителе, и в абсорбере. Равновесная температура крепкого ВАР в абсорбере $t_{кр.A}''$ должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР $\xi_{кр.}'$ определяется значениями P_0 и $t_{кр.A}''$, а для организации процесса абсорбции необходима некоторая зона дегазации – разность массовых долей аммиака в крепком $\xi_{кр.}'$.

и слабом $\xi'_{сл}$ ВАР. В свою очередь массовая доля аммиака в слабом ВАР $\xi'_{сл}$ определяется значениями давления конденсации-генерации P_k 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 по уравнению (12) с переменной t_h с шагом в 1 °С.

В случае, если $f > 0$ делали вывод, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в противном случае, когда $f < 0$ - режим работы не существует.

Результаты расчетов по приведенному алгоритму представлены на рисунке 2.

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 теплового коэффициента цикла имеет место при температуре объекта охлаждения 110 °С, при минус 15 °С – при 120 °С, при минус 25 °С – при 140 °С, соответственно значения теплового коэффициента составляют: 0,53; 0,44; 0,34.

Анализ результатов расчета показал, что такой ход зависимостей объясняется:

а) в области низких температур греющей среды (до максимума теплового коэффициента) – высокой кратностью циркуляции ВАР между генератором и абсорбером (от 6 до 112), которая обусловлена узкой областью дегазации 0,006...0,033;

б) в области высоких температур греющей среды (после максимума теплового коэффициента) – увеличением доли воды в паровом потоке водоаммиачной смеси, выходящем из генератора – 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.

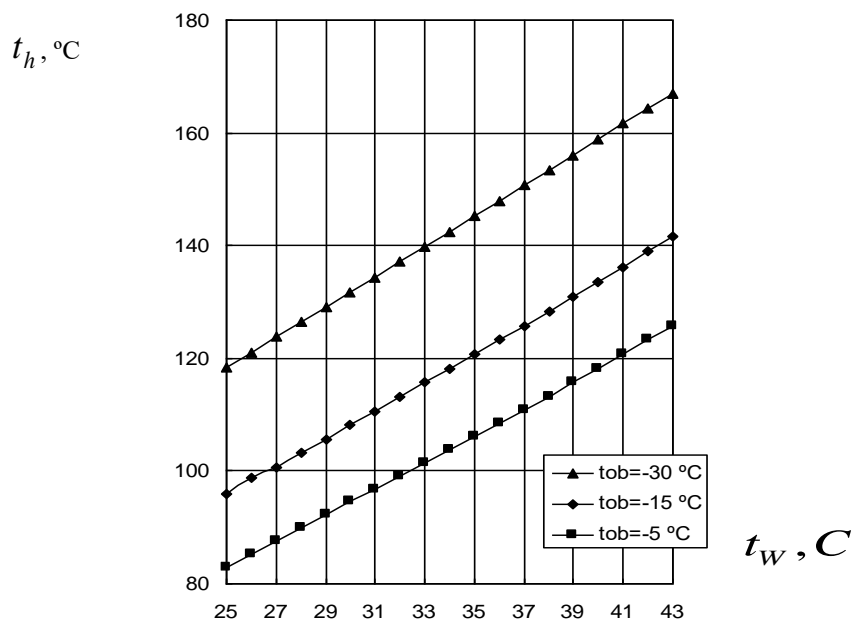


Рисунок 2 – Результаты расчета минимальной температуры греющего источника (t_h) в зависимости от температур объекта охлаждения (t_{ob}) и охлаждающей среды (t_w)

Во втором случае, несмотря на снижение кратности циркуляции ВАР, тепловая нагрузка в генераторе увеличивается из-за дополнительных затрат на выпаривание абсорбента-воды. Рост тепловой нагрузки дефлегматора при этом, соответственно 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 теплового коэффициента цикла АВХМ при снижении уровня температур охлаждения объясняется тем, что для реализации низкотемпературного цикла требуется ВАР с повышенной долей абсорбента в абсорбере, а это связано с дополнительным выпариванием воды в генераторе. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С снижение температуры объекта охлаждения от минус 5 °С до минус 25 °С требует снижения доли аммиака в слабом ВАР от 0,439 до 0,129. При этом, несмотря на снижение тепловой нагрузки генератора из-за уменьшения кратности циркуляции ВАР опережающее неблагоприятное воздействие оказывает процесс дополнительного выпаривания пара воды.

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).

Полученная зависимость для циркуляционного насоса совпадает с результатами исследований других авторов [3, 27-30] и объясняется увеличением зоны дегазации в абсорбере за счет снижения массовой доли аммиака в слабом ВАР.

Разработка автономной системы охлаждения с использованием эффекта ночного радиационного охлаждения

Система на базе ПКХМ

Рассмотрим для примера, технологию ЭНИ в системе охлаждения молока на фермах (рис. 3, 4).

Предлагаются две схемы с радиационным охлаждением и резервной ПКХМ.

Схема 1 (Рис.3). В ночное время, когда отсутствует солнечная радиация, жидкий хладоноситель 4 с низкой температурой замерзания подается с помощью насоса 3 к теплоотсеивающей 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 [31].

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.

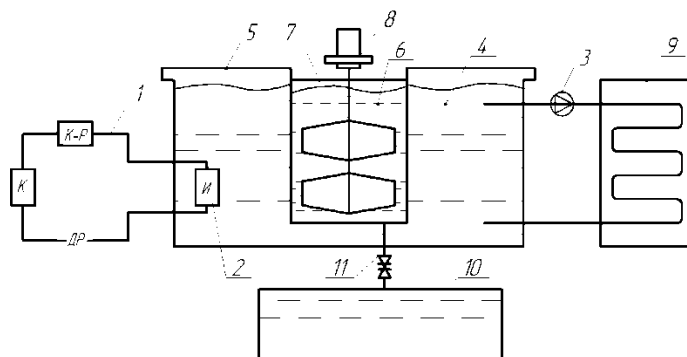


Рисунок 3 – Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ:

1 – ПКХМ, 2 – испаритель ПКХМ, 3 – насос хладоносителя, 4 – хладоноситель, 5 – бак-аккумулятор холода, 6 – молоко, 7 – емкость для молока, 8 – мешалка, 9 – теплоотсеивающая панель, 10 – бак для охлажденного молока, 11 – запорный вентиль.

Схема 2 (Рис.4). 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 [31] 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.

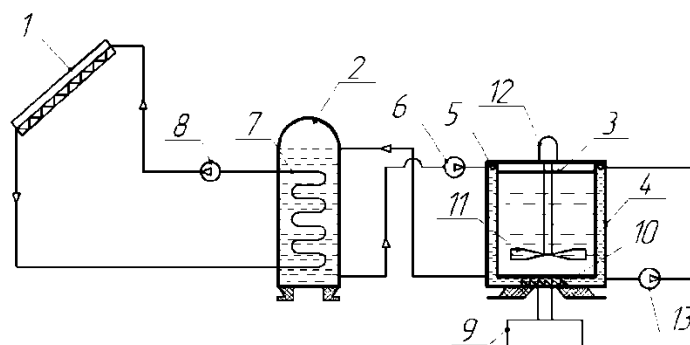


Рисунок 4 – Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ:

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 этого был выполнен расчет термодинамических параметров простейшего цикла ПКХМ без регенеративного теплообменника и переохлаждения жидкости перед дросселированием. При расчете использованы рабочие тела ПКХМ: R134a; R717 (аммиак); R22; R600 (изобутан); R744 (CO₂).

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

При расчете использовался классический алгоритм [] с определением в характерных точках цикла температур, давлений кипения (P_o) и конденсации (P_k) и расчете удельной холодопроизводительности (q_o), удельной работы сжатия в компрессоре (l), холодильного коэффициента (ϵ).

Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчетов термодинамических параметров и энергетических характеристик циклов ПКХМ

Наименование рабочего тела ПКХМ	t_k , °С	P_o , бар	P_k , бар	q_o , кДж/кг	l , кДж/кг	ϵ
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

Анализ результатов расчета, приведенных в таблице 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 холодильного коэффициента в 4-6 раз, а для аммиака – в 17,3 раза;

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

Система на базе АВХМ

Система охлаждения (рис. 5-7) 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.

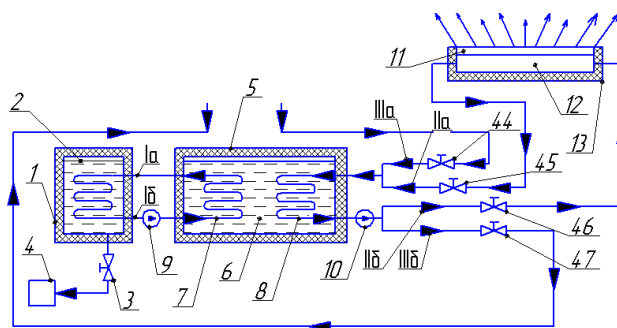


Рисунок 5 – Схема системы охлаждения молока с теплорассеивающей панелью: 1-емкость с молоком, 2-крышка, 3-запорный вентиль, 4-молокособирающая емкость, 5-бак-аккумулятор ледяной воды, 6-ледяная вода, 7-теплообменник с водой, 8-теплообменник с рассолом, 9-циркуляционный насос ледяной воды, 10-насос для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

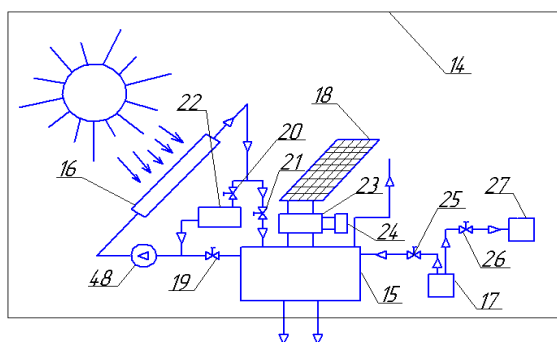


Рисунок 6 – Система генерации искусственного холода: 14-холодильная система, 15- АВХМ, 16-солнечный коллектор, 17-генератор топочных газов, 18-солнечные батареи, 19, 20 и 21- запорные вентили, 22, 24 и 27-потребители тепла, 23- система преобразования постоянного тока, 25 и 26- запорно-регулирующие вентили, 48-циркуляционный насос

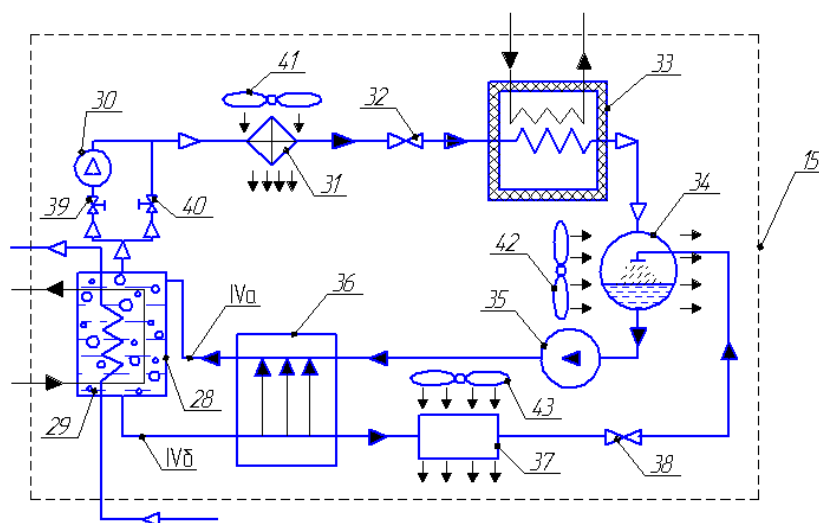


Рисунок 7 – Схема АВХМ с бустер-компрессором в составе системы охлаждения молока:

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-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 (потоки Ia и Ib), а по теплообменнику 8 при помощи насоса 10 циркулирует рассол – незамерзающая жидкость при температуре, близкой к 0°C.

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 покрыты краской светлых цветов. Панель 11 связана в тепловом отношении с системой каналов 12, по которым циркулирует 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 вентиляторами, 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 баке-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 сжижается 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 аккумулирования 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.

При работе горелочного устройства температурного потенциала достаточно, чтобы АВХМ 15 работал без поджимающего 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.

Выводы

1. Показаны энергетические перспективы использования технологии «ночного радиационного охлаждения» (ЭНИ) для автономных систем охлаждения преимущественно в сельских и крестьянских хозяйствах.

1. Разработан оригинальный алгоритм поиска минимально необходимой температуры греющей среды в зависимости от температур объекта охлаждения и охлаждающей среды реальной АВХМ. Приведены графические зависимости для широкого диапазона температур эксплуатации (температура окружающей среды – 17...47 °С, температура объекта охлаждения – минус 30...15 °С).

2. При реализации традиционных 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.

4. Работа насосной схемы АВХМ в области низких температур греющего источника (от 90 до 120 °С) предполагает наличие циркуляционного насоса с установочной мощностью на 2-3 порядка превышающую мощность насоса, работающего в схеме в диапазоне температур греющего источника от 120 до 160 °С.

5. Выполнен расчет циклов ПКХМ в условиях работы автономных систем охлаждения (температура атмосферного воздуха изменяется в диапазоне 10...40 °С). Показаны значительные преимущества при работе ПКХМ при низких температурах атмосферного воздуха. В качестве рабочего тела для этих условий рекомендован аммиак (R717), с максимальной энергетической эффективностью холодильного цикла среди рассмотренных аналогов (R134a; R22; R600 (изобутан); R744 (CO₂)).

6. Разработаны оригинальные схемы автономных систем охлаждения молока на базе ПКХМ и АВХМ с использованием технологии ЭНИ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Босин, И.Н. Охлаждение молока на комплексах и фермах / И.Н. Босин – М. : Колос, 1993. – 46 с.
2. Перельштейн, Б.Х. Новые энергетические системы / Б.Х. Перельштейн. – Казань : Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.
3. Морозюк, Л.И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования // Л.И. Морозюк [Текст] // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 5(151). – С.23–29.
4. Титлов, А. С. Анализ перспектив использования парожеторной и абсорбционной холодильных установок для охлаждения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива / А.С. Титлов, Т.А. Сагала, В.Н. Артюх, Т.В. Дьяченко [Текст] // Холодильная техника и технология. – 2017. – № 53(6). – С.11–18.
5. Морозюк, Л.И. Развитие теории и методов исследования процессов преобразования и получения тепла и холода в установках с многокомпонентными и многофазными рабочими веществами: дисс. док. тех. наук: 05.14.06 / Морозюк Лариса Ивановна. – ОНПУ, Одесса, 2013. – 352 с.

6. Титлов, А.С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники [Текст] / А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1997. – № 57. – С. 39–41.
7. Kimball, В.А., Cooling performance and efficiency of night sky radiators / В.А. Kimball // Solar Energy. – Vol. 34. – No. 1. – P. 19–33.
8. Цой, А.П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство [Текст] / А.П. Цой, А.С. Грановский, Д.А. Цой, А.В. Бараненко // Холодильная техника. – №12, 2014 (начало) и (продолжение) №1, 2015). – С.43–47.
9. Yong, С. Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. / С. Yong et al. // Renewable Energy. – 2015. – № 74. – P. 627–632.
10. Zhiguang, Zhou. Radiative cooling for thermophotovoltaic systems / Zhiguang Zhou, Xingshu Sun, Peter Bermel // Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV, San Diego, California, August 28, 2016.
11. Prommajak, Т. Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand / Т. Prommajak, J. Phonruksa, S. Pramuang // Int. J. Renew. Energy. – 2008. – Vol. 3. – № 1. – P. 33–40.
12. Eleftherios, Bourdakis Simulation Study of Discharging PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling / Eleftherios Bourdakis, Ongun В. Kazanci, Bjarne W. Olesen, F. Grossule // ASHRAE Annual Conference, St. Louis, 2016.
13. Imroz, M. Sohel. A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities / М. Imroz Sohel, Zhenjun Ma, Paul Cooper, Jamie Adams, Lloyd Niccol and Stefan Gschwander // Asia – Pacific solar research conference, November 2014.
14. Цой, А. П. Использование эффективного излучения в холодильной системе открытого катка / А. П. Цой, А. В. Бараненко, А. Я. Элит // Вестник Международной Академии Холода. – 2012. – № 4. – С. 8–11.
15. Bosholm, F. Reproducibility of solidification and melting processes in a latent heat thermal storage tank / F. Bosholm, A. López-Navarro, M. Gamarra, J.M. Corberán, J. Payá // International journal of refrigeration. – 2016. – № 62. – P. 85–96.
16. Sutyaginsky, М.А. The use of low-temperature potential of the environment in energy-efficient refrigeration supply technologies of the enterprises of GC «Titan» / М.А. Sutyaginsky, V.А. Maksimenko, Yu.А. Potapov, А.Р. Suvorov, V.N. Dubok // International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016. Procedia Engineering. – 2016. – P. 361–365.
17. Berdahl, P. The Thermal Performance of Radiative Cooling Panels / P. Berdahl, M. Matin and F. Sakal // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1983. – № 26. – P. 871–880.
18. Цой, А. П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство [Текст] / А. П. Цой, А. С. Грановский, Д. А. Цой, А. В. Бараненко // Холодильная техника. – 2014. – № 12. – С. 36–41.
19. Титлов, А.С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст] / А.С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194–200.
20. Doroshenko А., Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors / А. Doroshenko // Solar Energy. – 2016. – № 115. – P. 577–588.
21. Осадчук, Е.А. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов С.Ю. Мазуренко // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 4. – С. 54–57.
22. Патент на корисну модель № 104854 Україна, МПК E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/10 (2006.1). Спосіб одержання води з атмосферного повітря / О.Б. Василів, О.С. Тітлов, Є.О. Осадчук, В.М. Кузаконь (Україна). – № u 2015 07386; заявл. 23.07.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
23. Патент на корисну модель № 100195 Україна, МПК(2015.01) E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/00. Спосіб одержання води з атмосферного повітря / О.Б. Василів, О.С. Тітлов, Є.О. Осадчук (Україна). – № u201501512; заявл. 20.02.2015; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 9.
24. Титлов, А.С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст] / А.С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194–200.
25. Осадчук, Е.А. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – № 39. – Т.1. – С.178–182.
26. Осадчук, Е.А. Разработка схем насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов, В.М. Кузаконь, Г.В. Шлапак // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – № 3/3(23). – С. 30–37.
27. Ищенко, И. Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов [Текст] / И. Н. Ищенко // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – № 38. – Т.2. – С. 393–405.
28. Яровой, С. В. Влияние рабочего давления в холодильном агрегате бытового абсорбционного холодильника на его надежность [Текст] / С. В. Яровой, А. М. Пилипенко // Холодильная техника. – 1989. – № 12. – С. 19–20.
29. Zohar, А. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance [Text] / А. Zohar, M. Jelinek, А. Levy, I. Borde // Applied Thermal Engineering. – 2007. 27. – P. 2213–2219.

30. Котельников, А. В. Экспериментальное определение характеристик генераторов абсорбционно-диффузионной холодильной машины [Текст] / А. В. Котельников, В. М. Янченко, Э. А. Казаков // Холодильная техника. – 1978. – № 1. – С.29–31.

31. Цой, А.П. Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство [Текст] / А.П. Цой, А. С. Грановский, Ю. И. Мачуев, А. С. Филатов // Вестник МАХ. – 2015. – № 3. – С. 28–33.

32. Мартыновский, В.С. Холодильные машины: справочник / В. С. Мартыновский, Л. З. Мельцер, Б. А. Минкус и др. – М.: Легкая и пищевая пром-ть, 1982. – 223 с.

UDC 621.577

APPLICATION OF HEAT PUMP TECHNOLOGIES TO INCREASE THE EFFICIENCY OF STEAM TURBINE INSTALLATIONS

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Umyrzhan T.N.^a, Toimbayev A.B.^b Stepanova O.A.^c, Cand.Tech.Sc., associate professor Yermolenko M.V.^d, Cand.Tech.Sc Kassymov A.B.^e, PhD	Умыржан Т.Н.^a, Тоимбаев А.Б.^b Степанова О.А.^c, канд. тех. наук, доцент Ермоленко М.В.^d, канд. тех. наук Касымов А.Б.^e, PhD
Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071411, Semey, Glinki Street, 20a	Государственный университет имени Шакарима г. Семей, Казахстан, 071411, Семей, ул. Глинки, 20а
E-mail: a – timirlan-95@mail.ru; b – almas210790@mail.ru; c – aug11@mail.ru; d – tehfiz@mail.ru; e – festland2@yandex.kz	

Abstract

The obtained graphic and analytical relations of efficiency of heat pumps were provided. Dependence of the most important values on boiling temperature and condensation temperature were shown. The ranges of temperatures in which the use of heat pump facilities is the most effective were determined. Also the factors affecting the energy efficiency of such plants were analyzed.

Аннотация

Получены графические и аналитические зависимости эффективности тепловых насосов. Показана зависимость наиболее важных параметров от температуры кипения и температуры конденсации. Определены диапазоны температур, в которых использование тепловых насосов наиболее эффективно. Также были проанализированы факторы, влияющие на энергоэффективность таких установок.

Introduction

The generation and consumption of energy are increasing every year in the world. It creates the necessary conditions for accelerating scientific and technological progress, which allows to improve people's well-being. But at the same time, increasing volumes of energy consumption require ever-increasing volumes of hydrocarbons, whose reserves are not unlimited.

One of the modern energy-saving technologies is the use of a heat pump (a device for transferring thermal energy from a source with a lower temperature to a source with a higher temperature) [1]. Indeed, heat pumps can be a very effective means of heat supply and reduce heating costs up to 3-4 times. At the same time, they are not without drawbacks, and require certain conditions of use. Often, information about their energy efficiency is exaggerated by manufacturers of energy equipment. Therefore, currently investigation of effective modes of operation of heat pumps is actual problem.

- Radchenko N.I., Radchenko A.N., Tsoy A.P., Kantor S.A., Portnoi B.S.**
Increasing the efficiency of gas turbine inlet air cooling in climatic conditions of Kazakhstan and Ukraine
Радченко Н.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Кантор С.А., Портной Б.С.
Повышение эффективности охлаждения воздуха на входе газовых турбин в климатических условиях Казахстана и Украины 180
- Suhov E.V., Tazitdinov R.R.**
Danfoss semi-welded plate heat exchangers
Сухов Е.В., Тазитдинов Р.Р.
Полусварные пластинчатые теплообменники danfoss 190
- Suhov E.V., Tazitdinov R.R.**
Safe defrost with hot vapors with electromagnetic valves ICSH
Сухов Е.В., Тазитдинов Р.Р.
Безопасная оттайка горячими парами с электромагнитными клапанами ICSH 193
- Tsoy A.P., Titlov A.S., Alimkeshova A.H., Jamasheva R.A.**
Разработка автономных систем охлаждения на базе возобновляемых и бросовых источниках тепловой энергии
Цой А.П., Титлов А.С., Алимкешова А.Х., Джамашева Р.А.
Development of autonomous cooling systems on the basis of renewable and cable sources of heat energy 196
- Umyrzhhan T.N., Toimbayev A.B., Stepanova O.A., Yermolenko M.V., Kassymov A.B.**
Application of heat pump technologies to increase the efficiency of steam turbine installations
Умыржан Т.Н., Тоимбаев А.Б., Степанова О.А., Ермоленко М.В., Касымов А.Б.
Применение технологии тепловых насосов для повышения эффективности паровых турбинных установок 211
- Toimbayev A.B., Yermolenko M.V., Stepanova O.A., Akimov M.M.**
On the application of energy-saving technologies for using heat pumps for hot water supply and heating
Тоимбаев А.Б., Ермоленко М.В., Степанова О.А., Акимов М.М., Мустамбаев Н.К.
К вопросу применения энергосберегающих технологий по средствам использования тепловых насосов для горячего водоснабжения и отопления 214
- Tvorogova A.A., Shobanova T.V., Landikhovskaya A.V., Sitnikova P.B., Gurskiy I.A.**
Trends of the intensification of nucleation process in the ice cream production
Творогова А. А., Шобанова Т.В., Ландиховская А. В., Ситникова П. Б., Гурский И.А.
Направления интенсификации нуклеации в производстве мороженого 218
- Yusha V.L., Filkin N.Yu., Fot A.N.**
Increasing the energy efficiency of refrigerating machines by using a combined cooling system with a zone air condenser blowing system
Юша В.Л., Филькин Н.Ю., Фот А.Н.
Повышение энергоэффективности холодильных машин применением комбинированной системы охлаждения с зональной системой обдува воздушных конденсаторов 224
- Radchenko N.I., Trushliakov E.I., Radchenko A.N., Tsoy A.P., Shchesiuk O.V.**
Methods to determine a design cooling capacity of ambient air conditioning systems in climatic conditions of Ukraine and Kazakhstan
Радченко Н.И., Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Щесюк О.В.
Методы определения проектной холодопроизводительности систем кондиционирования наружного воздуха в климатических условиях Украины и Казахстана 230
- Kakimov A.K., Kabdylzhar B.K., Yessimbekov Zh.S., Suychinov A.K., Baikadamova A.M.**
Studying the effect of cooling process and fine grinding modes on the qualitative indicators of meat-paste paste
Какимов А.К., Кабдылжар Б.К., Есимбеков Ж.С., Суйчинов А.К., Байкадамова А.М.
Исследование влияния процесса охлаждения и режимов тонкого измельчения на качественные показатели мясокостной пасты 237