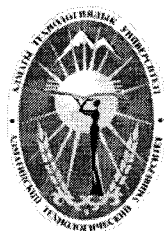


ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ  
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТИ  
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ТОҢАЗЫТУ АКАДЕМИЯСЫ  
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА  
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



V ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ КОНФЕРЕНЦИЯ  
«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2015»  
V МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ  
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2015»  
V INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE  
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2015»

Конференция баяндамаларының жинағы

19 ақпан, 2015 ж.

Сборник докладов конференции

19 февраля 2015 г.

Proceedings of the Conference

February 19, 2015

Алматы, 2015

УДК 621.56/59 (063)  
ББК 31.397  
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией доктора химических наук,  
академика **Кулажанова К.С.**

**Редакционная коллегия:**

Цой А.П., Кизатова М.Ж., Бараненко А.В.,  
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2015: Сборник докладов международной научно-технической конференции (19 февраля 2015 г.) – Алматы: АТУ, 2015. – 152 с.

ISBN 978-601-263-312-2

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований ученых и специалистов Казахстана, Германии, России, Японии и Украины по направлениям: теплоснабжения, кондиционирования и экологии.

Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также гостиничном бизнесе и спортивных комплексах.

УДК 621.56/59(063)  
ББК 31.397

ISBN 978-601-263-312-2

©АТУ, 2015

## РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА НА БАЗЕ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

*Е.А. Осадчук, А.С. Титлов, О.Б. Васылив*

*Одесская национальная академия пищевых технологий, Министерство образования и науки Украины  
E-mail: [osadchuk\\_e@mail.ru](mailto:osadchuk_e@mail.ru), [titlow@mail.ru](mailto:titlow@mail.ru), [oleg\\_vas@ukr.net](mailto:oleg_vas@ukr.net)*

Общеизвестно, что самым ценным ресурсом на планете в ближайшее время станет вода, а борьба за водные ресурсы в мире является одним из факторов в современных вооруженных конфликтах и, эта тенденция будет только расти в обозримом будущем. Для содействия в решении этой проблемы, в декабре 2003 года Генеральная Ассамблея Организации Объединенных Наций объявила 2005–2015 годы Международным десятилетием действий «Вода для жизни».

Около 70 процентов поверхности земного шара покрыто водой, однако на 97,5 процента она состоит из соленой воды. Оставшиеся 2,5 процента приходятся на пресную воду, почти две трети которой находится в замороженном состоянии в ледниковых шапках. Между тем, основная часть пресной воды находится в 1 километровом слое атмосферы. Ее суммарный объем составляет не менее 1.000.000.000.000.000 литров. По данным работы [1] средняя абсолютная влажность близ земной поверхности составляет 11 г/м<sup>3</sup>, а в тропических регионах она доходит до 25 г/м<sup>3</sup> и выше. Большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно. Например, в Джибути в течение всего года практически не бывает дождей, но абсолютная влажность составляет 18–24 г/м<sup>3</sup>. Количество воды, проносающейся над каждым квадратом в 10 км<sup>2</sup> Аравийской пустыни или Сахары, равно по объему озеру площадью 1 км<sup>2</sup> и глубиной 50 м [1].

Поэтому одной из важнейших задач является развитие технологий позволяющих извлекать воду из воздуха, причем непосредственно на месте, где она необходима.

С древних времен пресную воду, в очень ограниченных количествах, получали путем сбора сконденсированных капель из воздуха в результате естественного суточного радиационного охлаждения земной поверхности (охлаждение в ночное время пористых камней с образованием росы). Например, в Нуакшоте (Мавритания) средняя месячная температура в мае–октябре составляет 27–30 °С, относительная влажность 60–80 %. Это означает, что в каждом кубическом метре воздуха содержится 20–24 г воды. При понижении температуры на 10–15 °С из каждого кубического метра можно выделить 10–14 г воды. В Израиле, например, 190–200 ночей характеризуются выгодными условиями для получения пресной воды из атмосферного воздуха [2]. Для повышения эффективности конденсации пара воды в этих условиях используют интенсифицирующие элементы – холодоаккумуляторы (щебень), тепловые трубы, обеспечивающие передачу тепла на значительные расстояния и систему сорбентов, работающих в циклическом режиме «зарядки-разрядки» [2].

Наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой автономных генераторов искусственного холода – холодильных машин, которые гарантировано обеспечивают температуру ниже температуры точки росы. Известно, что для получения 1 литра воды требуется затратить около 1 кВт·ч электроэнергии, а в среднем из потока воздуха 1 кг/с выделить ~ 10 г/с воды. При холодильном коэффициенте компрессионной холодильной машины, равном 3, на производство 1 литра воды будет затрачивается энергия порядка ~ 0,33 кВт·ч.

В настоящее время, основной объем рынка оборудования по выделению воды из воздуха приходится на системы, имеющие в своем составе компрессионную холодильную установку с электрическим приводом. Вместе с тем применение компрессионных установок перспективно только для производительности до 3–4 литров воды в час. При более высокой производительности происходит существенное возрастание габаритов установки.

Необходимым условием работы компрессионной холодильной машины является наличие электрической энергии. В тоже время подавляющее число стран, испытывающих дефицит воды, ограничены и в энергоресурсах. Едва ли не единственным доступным источником энергии у них является солнце.

Таким образом проблема получения воды из атмосферного воздуха – актуальная научная и практическая задача, которая до настоящего времени не нашла своего решения, а большинство технических предложений остаются на уровне патентов.

Поэтому, в качестве наиболее перспективного направления нами были выбраны модернизированные абсорбционные холодильные машины (АХМ), работающие от источника низкопотенциального тепла – солнечной энергии. Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды – солнечных коллекторов (СК), суммарный объем площадей коллекторов которых в мире более 110 млн.м<sup>2</sup>.

Анализ режимных характеристик АХМ показал, что основные проблемы, которые надо решить при их использовании в системах получения воды с СК следующие: во-первых, разработать конструкции АХМ с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов, а во-вторых, предложить цикл, который можно было бы реализовать в условиях тропических температур наружного воздуха и уровне температур традиционных водяных солнечных коллекторов (80-100 °С).

В таких условиях наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачных холодильных машин (АВХМ), которые позволяют провести необходимую модификацию цикла. В связи с выбором АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам. Последние документы [3] уже четко регламентируют применение конкретных природных холодильных агентов для различных типов холодильных машин: для бытовых и торговых холодильников – пропан; для средних холодильников – углекислота; для крупных систем – аммиак.

АВХМ в отличие от аналогов – бромистолитиевых абсорбционных холодильных машин и пароэжекторных водяных холодильных машин, холодильным агентом в которых является вода, имеют более широкую область применения, в частности, в области отрицательных температур до минус 50°С [4-6]. Для их работы можно использовать самые различные источники тепловой энергии: технологический пар, горячую воду, отходящие газы печей, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания [4].

Особый интерес представляют АВХМ работающие на возобновляемых источниках энергии, в частности, на энергии солнечного излучения. Такой интерес связан с возможностью круглогодичного использования солнечных коллекторов, находящихся в настоящее время широкое применение в системах отопления и горячего водоснабжения. Предполагается [2,7], что при избытке солнечной энергии в теплый период года часть ее можно направлять на генератор АВХМ для производства искусственного холода. Полученный холод можно использовать как в системах кондиционирования, так и в холодильниках.

Целью исследования является разработка схем и термодинамический анализ АВХМ на низкопотенциальных источниках тепловой энергии СК для систем получения воды из атмосферного воздуха.

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 [8, 9].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения ( $t_{ob}$ ), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды [3]. Поэтому, реальным параметром, который может изменяться является только температура греющего источника.

Современные методики расчета [8-10] не учитывают такую взаимозависимость температур в абсорбционном холодильном цикле, так как допускают наличие источника тепловой энергии с необходимым температурным потенциалом.

В то же время, анализ параметров источников бросовой и альтернативной тепловой энергии показывает, что значительная их часть не может быть использована для реализации традиционных циклов АВХМ из-за недостаточно высокого температурного потенциала. К этим источникам относятся отходные газы ДВЗ, геотермальные источники и солнечные коллекторы.

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

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:

$\Delta t_h$  – перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора;

$\Delta t_{WK}$ ,  $\Delta t_{WA}$ ,  $\Delta t_{def}$  – температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой;

$\Delta t_{TO}$  – 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 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 ( $t_{ob}$ ) [8].

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  $t''_{кр.А}$  должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР  $\xi'_{кр}$  определяется значениями  $P_0$  и  $t''_{кр.А}$ , 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°C; минус 15°C; минус 5°C.

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

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

В случае, если кратность циркуляции является величиной положительной, делали вывод, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в противном случае, когда кратность циркуляции была величиной отрицательной – делался вывод, что режима работы не существует.

Получена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды ( $t_W$ ), температурой объекта охлаждения ( $t_{ob}$ ) и температурой греющего источника ( $t_h$ ) при условии максимального значения теплового коэффициента.

Зависимость имеет следующий вид [13]:

$$T_{cp} = \frac{47,74648658 - 1,01853416T_{окр} + 0,013464939T_{окр}^2 - 1,12675283T_{об} + 0,02319431T_{об}^2 - 0,00017897T_{об}^3}{1 - 0,03803459T_{окр} + 0,00049505T_{окр}^2 - 0,00750582T_{об} + 0,000151575T_{об}^2}$$

Максимальная погрешность аналитической зависимости 5,3 %. Средняя погрешность 1,1 %

С учетом приведенного выше анализа различных холодильных систем абсорбционного типа и результатов анализа энергетических характеристик циклов АВХМ, а также с учетом простоты конструкции и способа реализации для дальнейшей разработки был выбран вариант традиционной АВХМ с теплообменником растворов и с бустер-компрессором на магистрали подачи пара аммиака в конденсатор (рис.1) [14].

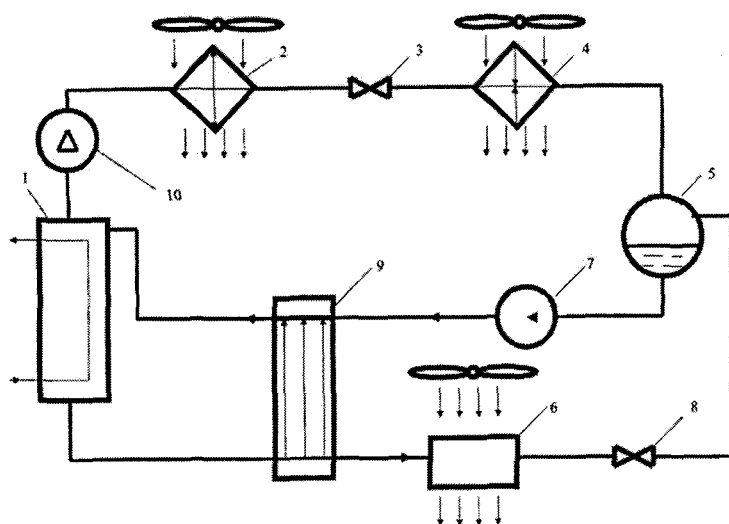


Рисунок 1 – Схема АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором:  
 1 – генератор-кипятильник; 2 – воздушный конденсатор; 3 – дроссель жидкого аммиака; 4 – воздухоохладитель; 5 – абсорбер; 6 – воздушный охладитель слабого раствора; 7 – насос крепкого раствора; 8 – дроссель слабого раствора; 9 – теплообменник растворов; 10 – бустер-компрессор

Работа АВХМ с бустер-компрессором осуществляется следующим образом.

В генератор пара 1 подается тепловая нагрузка, например, нагретый в системе СК теплоноситель. В качестве теплоносителя мы рассматриваем воду, как наиболее широко распространенный случай.

Нагретая вода, циркулируя по теплообменным внутренним трубкам генератора 2, передает тепло «крепкому» водоаммиачному раствору (ВАР). Из ВАР при давлении  $P_2$  выпаривается преимущественно легкокипящий компонент-аммиак с некоторыми частями абсорбента-воды. Обедненный по аммиаку ВАР - «слабый» ВАР, имеющий большую плотность, перемещается в нижнюю часть генератора 1, а паровая водоаммиачная смесь поднимается в верхнюю часть генератора 1. В верхней части генератора происходит очистка паровой смеси за счет разности нормальных температур кипения воды и аммиака путем ректификации и дефлегмации.

Очищенный пар аммиака подается на вход бустер-компрессора 10, сжимается и с повышенным, по сравнению с давлением в генераторе ( $P_2$ ), давлением  $P_k$  поступает в воздушный конденсатор 2. В конденсаторе 2 пар сжижается с отводом теплоты парообразования к окружающему воздуху. Жидкий аммиак после конденсатора 2 проходит через дроссель 3, теряет давление с  $P_k$  до  $P_0$  и в виде влажного пара (смеси пара и жидкости) поступает в воздухоохладитель 4. В воздухоохладителе жидкий аммиак кипит при низком давлении  $P_0$  и температуре  $T_0$  с отводом тепла от наружного воздуха.

Постоянное давление в испарителе  $P_0$  поддерживается за счет отвода пара аммиака в абсорбер 5, где он поглощается слабым ВАР, поступающим из генератора 1 через дроссель 8.

Из абсорбера 5 насыщенный аммиаком крепкий ВАР при помощи циркуляционного насоса 7 преодолевает перепад давлений  $\Delta P = P_r - P_0$  и поступает в генератор 1 и цикл АВХМ повторяется.

Для энергетически эффективной работы АВХМ в схеме устанавливается теплообменник растворов 9, в котором нагретый в генераторе 1 слабый раствор обменивается теплом с крепким ВАР, поступающим из абсорбера 5.

Для повышения эффективности работы абсорбера в схеме предусмотрен специальный воздушный переохладитель слабого раствора 6 перед входом в абсорбер 5.

В схеме предусмотрено воздушное охлаждение теплорассеивающих элементов, так как работа АВХМ планируется в условиях дефицита водных ресурсов

С помощью оригинального алгоритма расчета циклов АВХМ был проведен анализ циклов АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором. Результаты расчетов приведены на рис. 2 и рис. 3.

Интерес представлял своеобразный «модифицированный холодильный коэффициент» (МХК) цикла АВХМ ( $\eta$ ), который представляет собой отношение полезного эффекта (искусственного

холода) с затраченной в циркуляционном насосе 7 и бустер-компрессоре электрической мощности. С учетом того, что тепловая энергия греющего источника поступает от СК, ее, как бы полученную даром, мы не учитывали.

Анализ рис. 2 показывает, что с повышением температуры греющего источника от 80°C до 100°C эффективность АВХМ возрастает почти в 2 раза.

Интерес представляет и сравнение цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором и цикла парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ), работающей в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха.

Результаты сравнения цикла ПКХМ, работающего по идеальному циклу Карно, и цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором приведены на рис. 3.

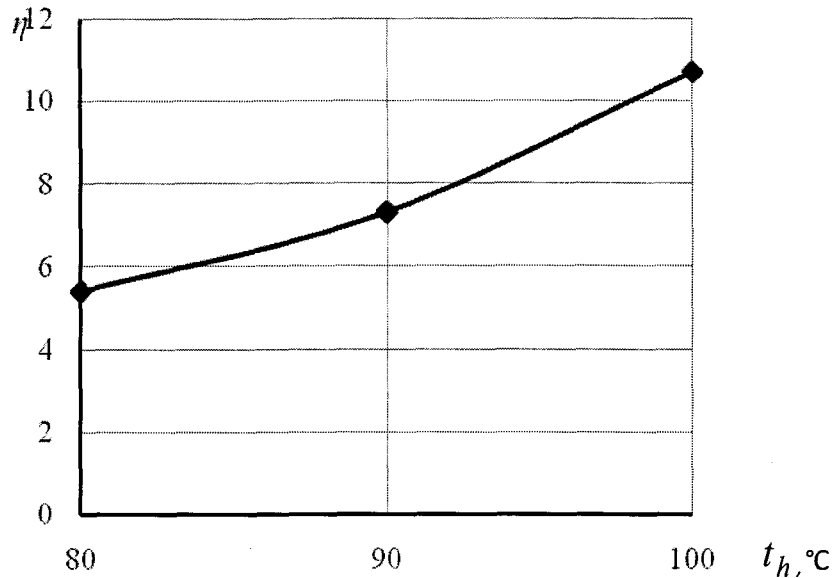


Рисунок 2 – Влияние температуры греющего источника на МХК цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором при температуре объекта охлаждения 0°C и температуре наружного воздуха 32°C

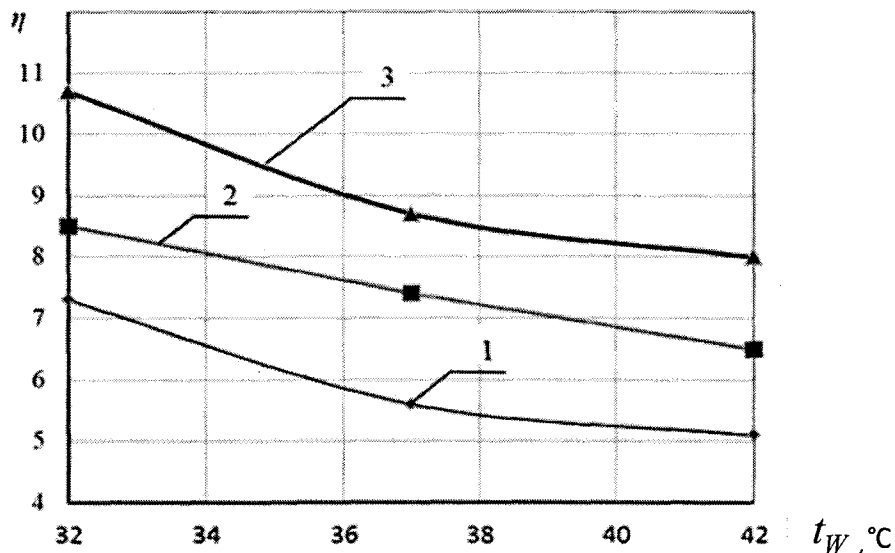


Рисунок 3 – Влияние температуры наружного воздуха на МХК цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсаторами на холодильный коэффициент идеального цикла Карно ПКХМ: 1, 3 – цикл АВХМ; 2 – цикл ПКХМ; температура греющего источника АВХМ: 1 – 90 °С; 2 – 100 °С

Анализ приведенных графических зависимостей показывает, что имеют место энергетические преимущества у АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором даже перед идеальным холодильным циклом Карно, начиная с уровня температур греющего источника 100°С. Энергетическое преимущество в рассмотренном диапазоне температурных параметров составляет от 11 до 24%.

#### Выводы

1. 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 необходима соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

2. По результатам расчетов и анализа предложена схема АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором для работы в составе систем получения воды из атмосферного воздуха с источником тепла от СК с водным теплоносителем. Эти схемы, несмотря на дополнительные энергозатраты на привод компрессора, могут обеспечить работу АВХМ с источниками тепла от 80°С, с повышением температуры греющего источника от 80°С до 100°С энергетическая эффективность АВХМ возрастает почти в 2 раза.

3. Проведенный сравнительный анализ энергетических характеристик цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором и цикла ПКХМ, работающей по идеальному циклу Карно в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха, показал энергетическое преимущество АВХМ, начиная с уровня температур греющего источника 100°С. В рассмотренном диапазоне температурных параметров оно составляет от 11 до 24%.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха / Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2–3.
2. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы. – Казань, Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.
3. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Краснопольский А.Н. Разработка систем получения воды из атмосферного воздуха на базе теплоиспользующих холодильных машин / Збірник тез доповідей науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих учених «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Додаток до журналу «Холодильна техніка та технологія»). – 2010. – С. 45-47.
4. Абсорбционные холодильные машины компании Dunham-Bush International / Холодильная техника. – 2000. – № 11. – С.23-25.
5. A Solar Absorption System in southern France for cooling of a wine cellar // Sonderschau. Solare Klimatisierung.
6. Active Solar Technology / Active solar power. [file://localhost/C:/Users/user/AppData/Local/Temp/Rar\\$EX14.5893/Active%20solar.htm](file://localhost/C:/Users/user/AppData/Local/Temp/Rar$EX14.5893/Active%20solar.htm)
7. Berchowitz D.M. Stirling coolers for solar refrigerators / D.M. Berchowitz // Presented at the International Appliance Technical Conference, May 13-15, 1996, Purdue University, West Lafayette, IN. Reprjduced with permission.
8. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов / Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – № 38. – Т. 2. – С. 393-404.
9. Sathyabhama A., Ashok Babu T.P. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system / Thermal science. – 2008. – Vol.12. – № 3. – P.P. 45-53.
10. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. – Астрахань, Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
11. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Краснопольский А.Н. Содействие программе ООН «Вода для жизни», путем создания систем получения воды из атмосферного воздуха / Збірник тез доповідей науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих учених «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Додаток до журналу «Холодильна техніка та технологія»). – 2010. – С. 47-49.
12. Краснопольский А., Косенко А., Кузнецов Ю., Казански В, Титлов А. Повышение коррозионной стойкости покрытий алюминиевых сплавов с использованием технологии микродугового оксидирования / Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2011. – №. 39. – Т.1. – С.112-117.
13. Осадчук Е.А., Титлов А.С., Васылив О.Б., Мазуренко С.Ю. Поиск энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из

атмосферного воздуха / Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2014. – № 45. – Т.1. – С. 65-69.

14. Осадчук Е.А., Титлов А.С., Мазуренко С.Ю. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха / Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 4. – С. 54-57.