

УДК 621.575.

Ищенко И.Н.**Титлов А.С.***(ОНАПТ, Одесса, Украина)***Краснопольский А.Н.***(Ариэльский Университетский Центр Самарии, Ариэль, Израиль)*

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Проведений анализ існуючих систем отримання води з атмосферного повітря. Показані перспективи застосування абсорбційних водоаміачних холодильних машин, а також можливість створення такої системи на базі сонячних колекторів.

The analysis of the existent systems of receipt of water is conducted from atmospheric air. The prospects of application of water-ammonia absorption refrigeration machines, and also possibility of creation of such system, are rotined on the base of sun collectors.

Вступ та основна частина

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/м³, а в тропических регионах она доходит до 25 г/м³ и выше. Большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно. Например, в Джибути в течении всего года практически не бывает дождей, но абсолютная влажность составляет 18–24 г/м³. Количество воды, проносящейся над каждым квадратом в 10 км² Аравийской пустыни или Сахары, равно по объему озеру площадью 1 км² и глубиной 50 м [2].

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 (в Ашдоте, Тель-Авиве очень часто летом бывает 100 %-ная влажность воздуха) [2].

Для повышения эффективности процессов конденсации паров воды 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 точки росы. Известно, что для получения 1 литра воды требуется затратить около 1 кВт·ч электроэнергии, а в среднем их 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 ~ 0,33 кВт·ч.

В наше 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 выбрано использование модернизированных абсорбционных холодильных машин (АХМ), работающих от источника низкопотенциального тепла – солнечной энергии. Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды, суммарный объем площадей коллекторов которых в мире более 110 млн.м².

Анализ режимных характеристик АХМ показал, что основные проблемы, которые надо решить при использовании их в системах получения воды – 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.

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 парожеткорных 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]. Для их работы можно использовать самые различные источники тепловой энергии: технологический пар, горячую воду, отходящие газы печей, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания [5]. АВХМ кроме задач

кондиционирования воздуха могут быть использованы и в холодильниках при длительном хранении замороженных продуктов и сельскохозяйственного сырья.

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 [6], 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.

На первом этапе разработок систем получения воды из воздуха на базе АВХМ были проведены расчеты циклов и определен диапазоны рабочих концентраций заправки рабочего тела.

Известные подходы к расчету АВХМ [7,8,9] для работы в системах с солнечным подогревом не могут быть использованы из-за не учета взаимной зависимости трех уровней температур: высшей в генераторе (греющего источника) – низшей в абсорбере (окружающей среды) – кипения в испарителе. Тогда как известно [4], что из этих трех температур только две могут быть выбраны относительно произвольно, а третья температура определяется однозначно.

Такой вывод был получен авторами [6] при анализе теплового коэффициента идеального цикла произвольной абсорбционной холодильной машины в котором:

а) зона дегазации стремиться к нулю и процессы в генераторе и в абсорбере протекают практически изотермично;

б) абсорбен не обладает собственным парциальным давлением и теплота дефлегмации отсутствует.

Из теоретической зависимости теплового коэффициента идеального цикла такой машины

$$\eta_{teor} = \frac{\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_k}} \quad (1)$$

где T_a , T_h , T_o , T_k – температуры в процессах абсорбции, генерации, кипения и конденсации соответственно и последующего ее упрощения с учетом реального допущения

$$T_w = \frac{T_k + T_a}{2} \quad (2)$$

где T_w – температура охлаждающей среды, К,

$$\eta_{teor} = \frac{\frac{1}{T_w} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_w}} \quad (3)$$

авторы [4] получили зависимость $T_h = f(T_o, T_w)$ для работы на водоаммиачном растворе (ВАР) при $\eta_{teor} = 1$

$$T_h = \frac{1}{\frac{2}{T_w} - \frac{1}{T_o}} \quad (4)$$

Очевидно, что реальные циклы АВХМ отличны от идеального, но какие либо сведения о зависимостях типа (4) для них отсутствуют.

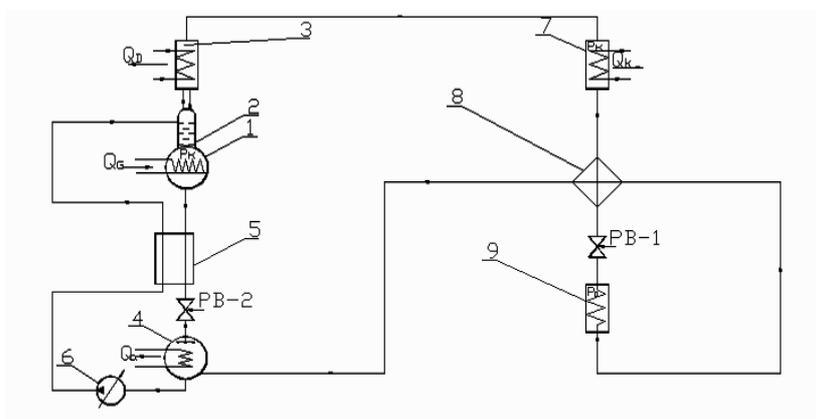
Актуальность в определении зависимостей типа (4) связана и с активным продвижением на рынке отопительной техники и солнечных коллекторов. Наибольшее распространение получили модели, работающие с водой в качестве теплоносителя.

Недостаток их в комбинированной схеме “солнечный коллектор - АВХМ” связан с ограниченным уровнем температур греющего источника (порядка 100 °С).

На рынке солнечных коллекторов имеются и модели на органических теплоносителях с рабочим уровнем температур до 250 °С, но они имеют большую стоимость и выбор их должен быть обоснован.

Для анализа зависимостей $T_h = f(T_w, T_o)$ реальных АВХМ был составлен алгоритм расчета.

Рассмотрена традиционная простейшая схема АВХМ, включающая два регенеративных теплообменника – растворов и холодильного агента (рис.1).



1-генератор; 2- ректификатор; 3- дефлегматор; 4- абсорбер; 5- регенеративный теплообменник растворов; 6- насос; 7-конденсатор; 8- регенеративный теплообменник холодильного агента; 9- испаритель.

Рис. 1 – Схема АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками.

Исходными данными для анализа являлись:

- а) перепад температур между греющей средой и слабым ВАР на генераторе АВХМ - $\Delta t_h = 10^\circ C$
- б) перепад температур между охлаждающей средой и крепким ВАР в абсорбере - $\Delta t_{w_a} = 5^\circ C$;
- в) перепад температур между охлаждающей средой и конденсатором (выходом дефлегматора) - $\Delta t_{w_k} = 5^\circ C (\Delta t_{wD} = 5^\circ C)$;
- г) перепад температур между испарителем и источником холода - $\Delta t_o = 5^\circ C$;
- д) перепад температур между слабым и крепким ВАР на “холодном” конце регенеративного теплообменника растворов - $\Delta t_{TO} = 5^\circ C$;
- е) перегрев пара аммиака в регенеративном теплообменнике $\Delta t_{PTO} = 5^\circ C$.

Для определения термодинамических теплофизических свойств ВАР использовались справочные данные [10].

Вирируемыми данными являлись:

- а) температура греющей среды - t_h ;
- б) температура окружающей среды - t_w ;
- в) температура объекта охлаждения - t_o ;

Во всех случаях определялись термодинамические параметры и состав рабочего тела в характерных точках цикла АВХМ.

Основным показателем работоспособности АВХМ являлись кратность циркуляции ВАР

$$f = \frac{\xi_D - \xi_{сл}}{\xi_{кр} - \xi_{сл}}, \quad (5)$$

где $\xi_D, \xi_{сл}, \xi_{кр}$ - массовая доля аммиака в паровой смеси, поступающей на вход дефлегматора, слабого ВАР на выходе генератора, крепкого ВАР на входе в генератор, соответственно.

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_o проводился расчет с фиксированным значением t_w из диапазоном 25...43 °С с шагом в 1 °С.

Для заданных значений t_o и t_w проводился расчет кратности циркуляции по уравнению (5) с варьированием t_h с шагом в 1 °С.

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

Результаты расчетов приведенного алгоритму представлены на рис.2.

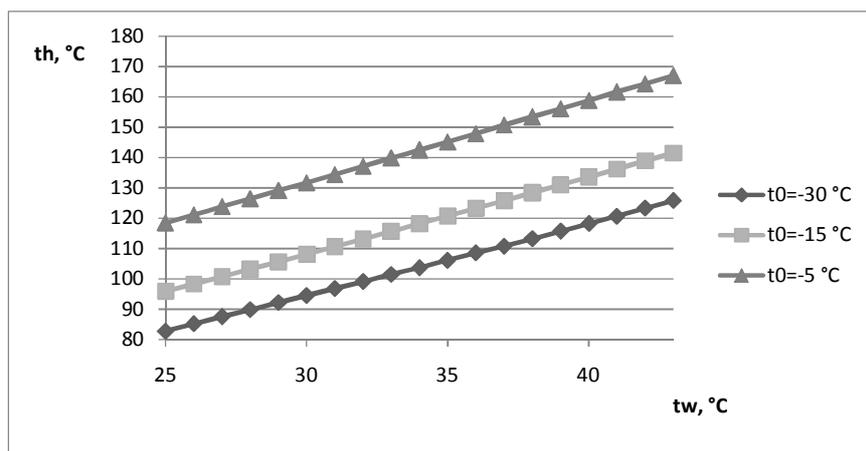


Рисунок 2 – Результаты расчета минимальной температуры греющего источника (t_h) в зависимости от температур объекта охлаждения (t_o) и охлаждающей среды (t_w).

Полученные зависимости представляют собой минимально необходимые 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 температурах охлаждающей среды не выше 36...37 °С.



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

Висновки

1. Разработан оригинальный алгоритм поиска минимально необходимой температуры греющей среды в зависимости от температур объекта охлаждения и охлаждающей среды для реальной АВХМ.
2. Сформулированы рекомендации для применения реальных АВХМ в комбинации с солнечными коллекторами.
3. В дальнейших исследованиях АВХМ, работающих с низкпотенциальными источниками тепловой энергии, целесообразно найти области рабочих параметров с максимальной энергетической эффективностью холодильного цикла.

Література

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 [Текст]: моноография / Б.Х. Перельштейн ; Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.- ISBN 978-5-7579-1240-0.
3. Бараненко А.В., Белозеров Г.А., Таганцев О.М., Смыслов В.И., Бондарев В.Н. Состояние и перспективы развития холодильной отрасли в России // Холодильная техника. – 2009. – № 3. – С. 20-24.
4. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И. Бадылькес, Р. Данилов. – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.
5. Коханський А.І., Редунов Г.М., Тімлов О.С. Перспективи застосування на морських судах абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) // Наукові праці ОНАХТ / Мін. Освіти України. – Одеса: 2009. – Вип. 35. – Т.1. – С. 132-136.
6. Kim D.S., Infatute Ferreira C.A. Air-cooled solar absorption air conditioning // Final report. Novem contract BSE – NEO 0268-02-03-0008. Delft university of technology, 2005. – 230 p.
7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / Е.М. Бамбушек [и др]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.
8. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст] : монография / Л.В. Галимова. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
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. Богданов С.Н. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ:Справ. [Текст] / С.Н. Богданов [и др]. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.- ISBN 5-89565-028-7/