

УДК 621.575:620.91:662.997

Е.А. Осадчук, А.С. Титлов, С.Ю. Мазуренко

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АБСОРБЦИОННОЙ ВОДОАММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Показаны перспективы применения теплоиспользующих холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха. Определены энергетически эффективные (по максимальному численному значению теплового коэффициента) режимы работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с регенеративным теплообменником растворов в зависимости от температуры охлаждающей среды, температуры объекта охлаждения, температуры греющего источника. Результаты представлены в виде аналитической и графической зависимости.

Ключевые слова: водоаммиачная абсорбционная холодильная машина, энергетическая эффективность, тепловой коэффициент, влияние условий эксплуатации.

Є.А. Осадчук, О.С. Титлов, С.Ю. Мазуренко

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНО ЕФЕКТИВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ АБСОРБЦІЙНОЇ ВОДОАМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ В СИСТЕМАХ ОДЕРЖАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Показано перспективи застосування тепловикористовуючих холодильних машин в системах отримання води з атмосферного повітря. Визначено енергетично ефективні (за максимальним чисельним значенням теплового коефіцієнту) режими роботи абсорбційної водоаміачної холодильної машини з регенеративним теплообмінником розчинів залежно від температури охолоджуючого середовища, температури об'єкта охолодження, температури гріючого джерела. Результати представлені у вигляді аналітичної та графічної залежності.

Ключові слова: водоаміачна абсорбційна холодильна машина – енергетична ефективність – тепловий коефіцієнт – вплив умов експлуатації.

I. ВВЕДЕНИЕ

По разным оценкам, в воздухе содержится от 12 до 16 тыс. км³ влаги (или 0,000012 % всей воды на Земле). 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. 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 воды из атмосферного воздуха (в Тель-Авиве очень часто летом бывает 100 %-ная влажность воздуха) [2]. Наибольшие в этом случае перспективы имеют методы, связанные с работой холодильных машин, которые гарантировано обеспечивают температуру воздуха ниже точки росы.

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. В таких условиях наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачные холодильные машины (АВХМ). АВХМ является универсальной холодильной установкой, которая использует в качестве рабочего тела природные компоненты – водоаммиачный раствор (ВАР), а для работы – неэлектрические источники тепла, например, солнечное излучение при помощи солнечных коллекторов (СК).

Несмотря на кажущуюся легкость применения АВХМ, нет уверенности в эффективности ее использования в системе с СК. В первую очередь это связано с уровнем температур греющего теплоносителя, т.е. с выбором типа СК. Так, традиционные водяные СК работают в диапазонах температур 80...100 °С, а вакуумные – до 250 °С. Соответственно, последние имеют и большую стоимость [3].

Известно [4], что энергетическая эффективность АВХМ с бинарным рабочим телом зависит от двух температур из трех возможных температур: температуры охлаждающей среды (T_{oc}); тем-

пературы объекта охлаждения ($T_{об}$); температуры греющего источника ($T_{гр}$). Имеется теоретическая зависимость для идеального цикла АВХМ [4], которая не учитывает реальных условий эксплуатации.

Цель работы – требуется найти температуру греющего источника, при которой цикл АВХМ будет иметь максимальную энергетическую эффективность при заданных температурах объекта охлаждения ($T_{об}$) и охлаждающей среды ($T_{ос}$), т.е. при заданных условиях эксплуатации АВХМ.

II. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для анализа использована традиционная схема АВХМ с регенеративным теплообменником растворов (РТО) [2] (рисунок 1). Для расчета цикла АВХМ был использован известный алгоритм [4-6], в котором термодинамические параметры (температура, давление, удельный объем) и функция состояния (энтальпия) определяются по оригинальным собственным аналитическим соотношениям [4].

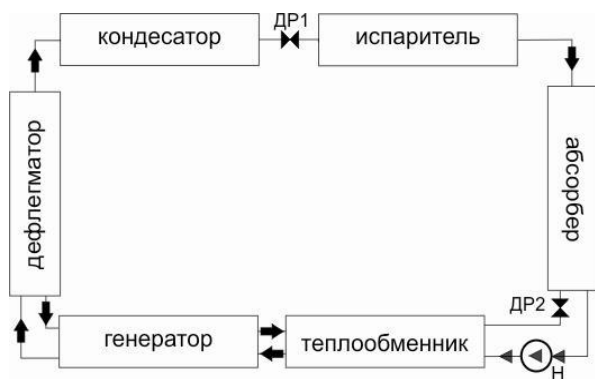


Рисунок 1 – Схема АВХМ, использованная для анализа (ДР1, ДР2 – дроссель 1 и 2; Н – насос)

Исходные данные для расчета формировались с учетом опыта эксплуатации АВХМ с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов и рассольным – испарителя [6-7]. Исходные данные: температура охлаждающей среды $T_{ос} = 25..35$ °С; температура объекта охлаждения $T_{об} =$ минус 30..15 °С; температура греющего источника $T_{гр} = 80..185$ °С; перепады температур на рабочих элементах (на генераторе) – 10 °С; перепад температур по высоте генератора – 10 °С; перепад температур на теплорассеивающих элементах (конденсатор, абсорбер, дефлегматор) – 5 °С; перепад температур на испарителе – 5 °С; перепад температур на РТО – 5 °С.

С учетом известных методик [4, 5] определены температуры: конденсации и испарения аммиака; высшая и низшая ВАР; слабого ВАР на выходе из РТО.

Определено давление конденсации и испарения аммиака.

Массовая доля аммиака в: ВАР на выходе и входе генератора; паровом потоке на выходе генератора ;стекающей флегме;

Определялась кратность циркуляции раствора и флегмы.

Найдены удельные энтальпии: слабого ВАР на выходе генератора; слабого ВАР на выходе РТО; крепкого ВАР на входе в генератор; крепкого ВАР на выходе абсорбера; при температуре кипения ВАР; флегмы; пара на выходе генератора; пара чистого аммиака после дефлегматора.

Определены удельные тепловые нагрузки аппаратов (дефлегматора, генератора, конденсатора, испарителя, абсорбера).

В конце алгоритма определяется тепловой коэффициент.

Проведено аналитическое исследование цикла АВХМ с регенеративным теплообменником и построены зависимости температуры греющего источника при различных температурах объекта охлаждения и охлаждающей среды, обеспечивающие максимальную энергетическую эффективность в данных условиях (рисунок 2).

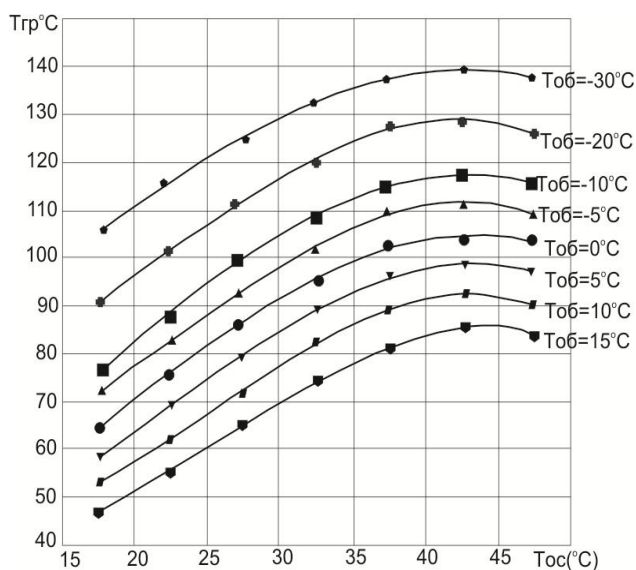


Рисунок 2 – Зависимость температуры греющего источника от температуры охлаждающей среды при различных значениях температуры объекта охлаждения и при максимальном значении теплового коэффициента.

Построена и определена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды ($T_{ос}$), температурой объекта охлаждения ($T_{об}$) и

температурой греющего источника (T_{gp}) при условии максимального значения теплового коэффици-

фициента.

Зависимость имеет следующий вид:

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

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

Полученные выше зависимости не учитывают работу циркуляционного насоса. Для оценки такого влияния были проведены соответствующие расчеты реального теплового коэффициента цикла АВХМ.

$$\eta_{real} = \frac{Q_0}{Q_h + L_n}$$

где Q_0 - холодопроизводительность; Q_h - тепловая мощность генератора АВХМ; L_n - мощность насоса.

Вид поверхности, которую описывает аналитическая зависимость, приведен на рисунке 3.

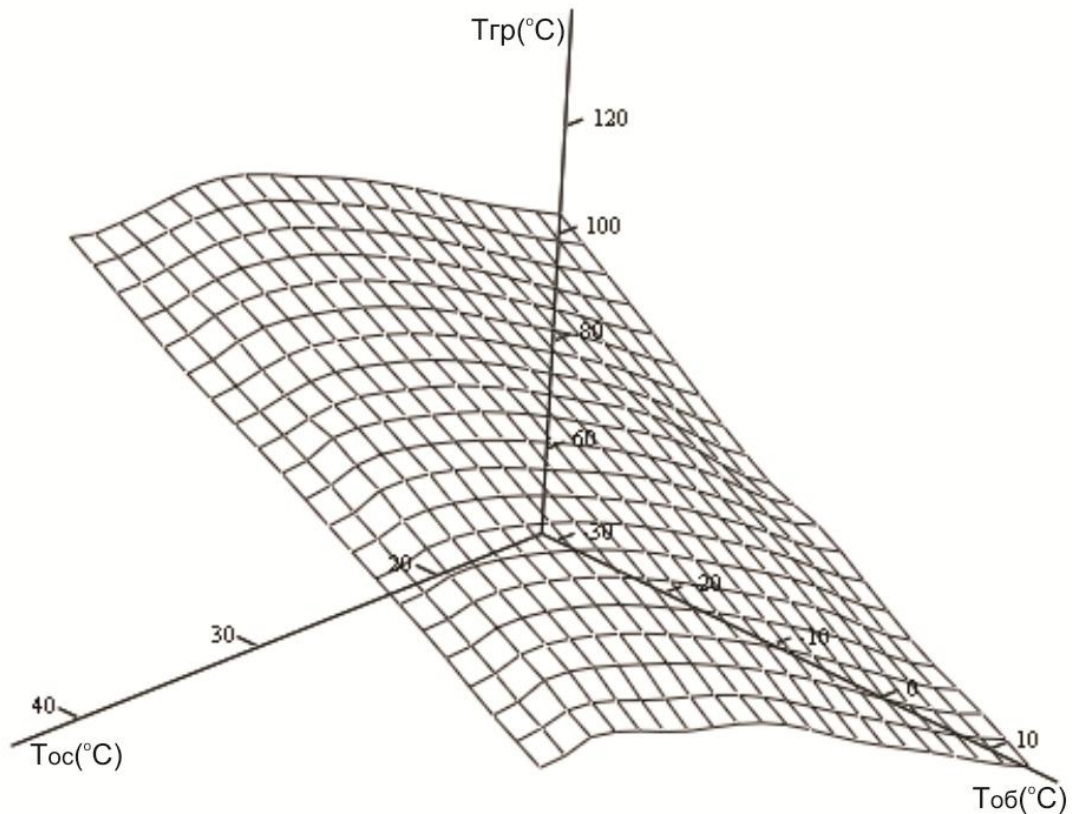


Рисунок 3 – Зависимость между температурами греющего источника ($T_{об}$), объекта охлаждения ($T_{об}$) и окружающей среды ($T_{ос}$) при максимальном численном значении теплового коэффициента цикла АВХМ с регенеративным теплообменником растворов

IV. ВЫВОДЫ

1. С использованием известных методик расчета получены результаты, позволяющие проводить расчет температуры источника греющей среды АВХМ, обеспечивающей максимальную энергетическую эффективность при работе в широком

диапазоне параметров ($T_{ос} = 25..35$ °С; $T_{об} =$ минус 30..15 °С; $T_{gp} = 80..185$ °С).

2. Работа циркуляционного насоса не превышает 0,5 % от тепловой мощности генератора, и практически не влияет на энергетические характеристики АВХМ.

ЛИТЕРАТУРА

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. Ваш Солнечный Дом. Все для автономного и резервного энергоснабжения // <http://solarhome.ru>.
4. **Бадылькес И.С.** Абсорбционные холодильные машины. // И. С. Бадылькес, Р. Л. Данилов. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 356 с.
5. **Галимова Л.И.** Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Курс лекций // Л.И. Галимова. – Астрахань, изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
6. **Ищенко И.Н.** Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – Вип. 38. – Т. 2. – С. 393-405.
7. **Осадчук Е.А.** Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора // Осадчук Е.А., Титлов А.С. Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – Вип. 39. – Т. 1. – С. 178-182.

E.A. Osadchuk, A.S. Titlov, S.Yu. Mazurenko

Odessa National Academy of Food Technologies, str. Kanatna, 112, Odessa, 65039

DETERMINATION OF POWER EFFICIENT OPERATING CONDITIONS OF ABSORPTION WATER-AMMONIA REFRIGERATING MACHINE IN THE SYSTEMS FOR OBTAINING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR

The prospects for the use of heat-utilizing refrigerating machines in the systems for obtaining water from the atmospheric air are shown. The power efficient (on the heat coefficient maximum numerical value) operating modes of absorption water-ammonia refrigeration machine with regenerative heat exchanger of solutions depending on the temperature of the cooling medium, cooling object temperature, and heating source temperature have been determined. The results are presented as analytical and graphical dependencies.

Keywords: *water-ammonia absorption refrigerating machine – power efficiency – heat coefficient – the effect of operating conditions.*

REFERENCES

1. **Alekseev V.V., Chekarev K.V.** Poluchenie presnoy vody iz vlazhnogo vozdukha // Aridnye Yekosistemy. – 1996. – V. 2. – № 2-3.
2. **Perelshteyn B.Kh.** Novye Yenergeticheskie sistemy: Kazan : Izdatelstvo Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2008. – 244 s.
3. Vash solnechniy dom. Vse dlya avtonomnogo i rezervnogo energosnabzgenya // <http://solarhome.ru>.
4. **Badylkes I.S.** Absorbtsionnye kholodylnye mashiny / I.S. Badylkes, R. L. Danilov. – M. Pishchevya promyshlennost, 1996. – 356 s.
5. **Gaslimova L.I.** Absorbtsionnye kholodylnye mashiny s teplovye nasosy: Kurs lektsiy // L.I. Gaslimova – Astrakhan, izdatelstvo AGTU. 1997. – 226 s.
6. **Ishchenko I.N.** Modelirovaniye tsiklov nasosnykh i besnasosnykh absorbtsionnykh kholodylnykh agregatov // Naukovi pratsi ONAKHT. – 2010. – V. 38. – T. 2. – S. 393-405.
7. **Osadchuk E.A.** Analiticheskie zavisimosti dlya rascheta termodinamicheskikh parametrov termodinamicheskikh svoystv vodoammiachnogo rastvora // Osadchuk E.A., Titlov A.S. Naukovi pratsi ONAKHT. – 2011. – V. 39. – T. 1. – S. 178-182.

Отримана в редакції 20.06.2014, прийнята до друку 23.06.2014