



**ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**

**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І
ТЕХНОЛОГІЇ»**

21 квітня 2015 року

Збірка тез доповідей



ISSN 0453-8307

УДК 621.56/59

Тематичні напрями: холодильні машини і установки; теплові помпи; теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну; робочі речовини; системи кондиціонування повітря, компресори; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки; холодильна технологія; криогенна техніка.

Науковий комітет:

проф. Єгоров Б.В.
проф. Капрел'янц Л.В.
проф. Хмельнюк М.Г.
проф. Лагутін А.Ю.
проф. Наєр В.А.
проф. Тіглов О.С.

проф. Мілованов В.І.
проф. Радченко М.І.
проф. Ванєєв С.М.
проф. Морозюк Л.І.
проф. Симоненко Ю.М

Організаційний комітет:

доц. Буданов В.О.
проф. Морозюк Л.І.
доц. Гоголь М.І.

асп. Грудка Б. Г.
ст. Козачинський В. С.
ст. Романюк В.В.

Робочі мови конференції – українська, російська, англійська.

Місце проведення – ауд. 202, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів

ISSN 0453-8307

Численный эксперимент, выполненный при различных температурах конденсации и для различных холодильных агентов показал, что затраты энергии на повышение давления жидкости в насосе при этом несравнимо меньше затрат на сжатие газа в компрессоре. Такая модернизация установки позволяет экономить от 10 % до 25 % потребляемой энергии.

Научный руководитель: Яковлев Ю.А., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ВЛИЯНИЕ СПОСОБОВ ОТВОДА ТЕПЛА КОНДЕНСАЦИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Пащенко О.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Аммиачные холодильные установки имеют наибольшее применение для охлаждения в широком интервале температур. При их проектировании выбор рационального способа отвода тепла конденсации существенно влияет на эффективность холодильной установки и будет зависеть как от производительности установки, так и от климатической зоны, в которой она работает.

При охлаждении водой интенсивность теплообмена выше, чем при охлаждении воздухом. До недавнего времени в крупных и средних установках применялись только конденсаторы водяного охлаждения. В связи с дефицитом потребления пресной воды появилась необходимость более широкого применения воздушных конденсаторов.

В работе исследованы узлы с испарительным, воздушным и кожухотрубным конденсаторами при работе холодильной установки в различных климатических зонах. Сравнение их технико-экономических характеристик позволяет выбрать наиболее эффективный способ отвода тепла конденсации.

Аммиачные холодильные установки являются основным источником хладоснабжения для различных производств.

Научный руководитель: Яковлев Ю.А., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

РАЗРАБОТКА И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ АБСОРБИЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

Осадчук Е.А., ассистент, Мазуренко С.Ю., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

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.

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.м² [2].

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.

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], 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.

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.

С помощью оригинального алгоритма расчета циклов АВХМ был проведен анализ циклов АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором. Результаты расчетов приведены на рис.1 и рис.2.

Интерес представлял своеобразный «модифицированный холодильный коэффициент» (МХК) цикла АВХМ (η), который представляет собой отношение полезного эффекта (искусственного холода) с затраченной в циркуляционном насосе 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. 1 показывает, что с повышением температуры греющего источника от 80 °С до 100 °С 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. 2. 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. 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.

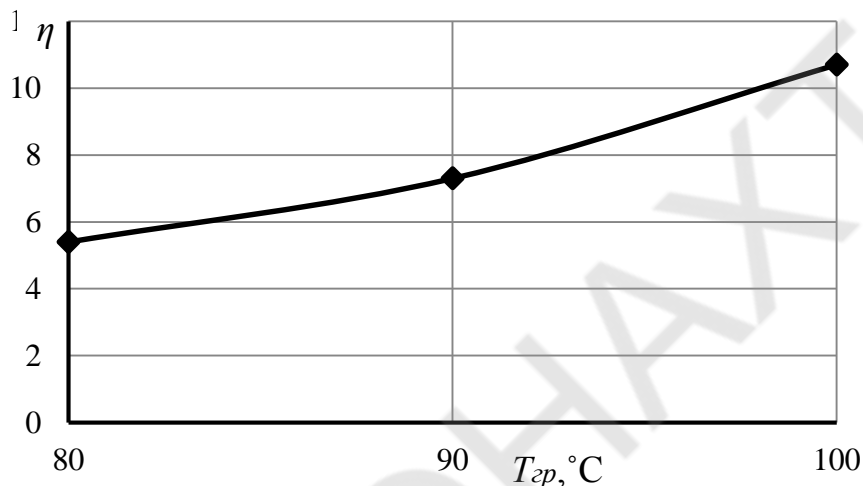


Рис. 1 Влияние температуры греющего источника на МХК цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором при температуре объекта охлаждения 0 °С и температуре наружного воздуха 32 °С

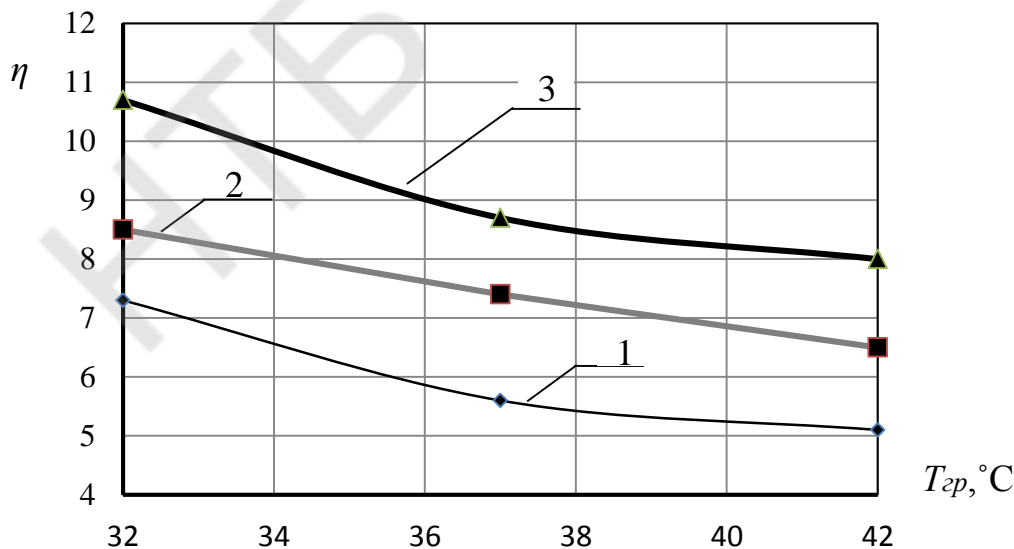


Рис. 2 Влияние температуры наружного воздуха на МХК цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором и на холодильный коэффициент идеального цикла Карно ПКХМ: 1, 3 – цикл АВХМ; 2 – цикл ПКХМ; температура греющего источника АВХМ: 1 – 90 °С; 2 – 100 °С

2. 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 преимущества АВХМ, начиная с уровня температур греющего источника 100 °С. В рассмотренном диапазоне температурных параметров оно составляет от 11 до 24 %.

Информационные источники

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.

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., заведующий кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Боднарь И.А., аспирант ОНПУ, г. Одесса

Повышение эффективности действующих систем централизованного теплоснабжения с качественным регулированием отпуска тепла достигается за счет снижения удельных расходов сетевой воды на единицу присоединяемой нагрузки. Это возможно достигнуть путем снижения температуры обратной сетевой воды. Поэтому для повышения эффективности систем централизованного теплоснабжения имеет место внедрение теплонасосных установок (ТНУ), в качестве источника низкопотенциальной теплоты для которых является обратная сетевая вода.

На рис. 1 представлена схема теплоснабжения с элеваторным присоединением потребителя тепла 6. Для нужд горячего водоснабжения (ГВС) используется ТНУ, испаритель 1 которой включен по греющей сетевой воде в обратный трубопровод, где та, в свою очередь, отдает свое тепло фреону, вследствие чего тот закипает, пар которого всасывается компрессором 2. Затем фреон подается в конденсатор 3, где пар фреона в процессе конденсации отдает свое тепло той же обратной сетевой воде, отбираемой с обратного трубопровода, которая и будет теплоносителем, подаваемым на нужды ГВС. После конденсации фреон в состоянии жидкого хладагента через дроссельный вентиль 4 поступает обратно в испаритель.

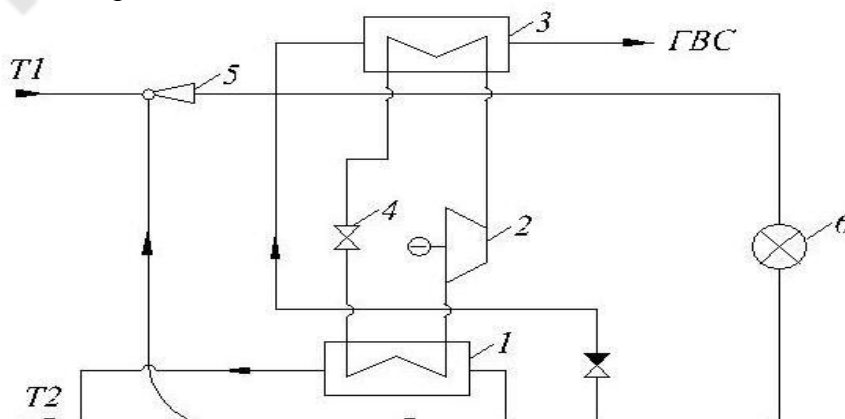


Рис. 1 Схема системы теплоснабжения с ТНУ

Автори наукових робіт:

А

Автушков Р. С., **21**
Агеев К. В., **101**

Б

Балашов Д. А., **107**
Бобер А. В., **16**
Бобер А. В., **16**
Боднар І. А., **58**
Бондарь О.Н., **36**
Браславец А. А., **98**
Бузовский В. П., **103**
Бутовский Е. Д., **5**
Бушманов В. М., **5**

В

Волневич С. В., **41**
Волошин О. Д., **60**

Г

Гарасим Д. І., **78**
Гарх Саед, **87**
Гожелов Д. П., **38**
Гончаренко В. А., **91**
Горобець О., **72**
Грудка Б. Г., **17**
Гудзь І. Ю., **3**

Д

Джуган В. Ю., **27**

Ж

Желиба Т. А., **9**
Жихарева Н. А., **81**

З

Зайцев Д. В., **80**

И

Ильина Е. А., **71**
Иорданова А. А., **81**
Ищенко И. Н., **108**

К

Казакина О. Н., **41**
Карапетров В. С., **83**
Козаченко И. С., **99**
Козачинский В. С., **13**
Козонова Ю. О., **41**
Колесник А. О., **123**
Колесниченко Н. А., **114**
Константинов И. О., **85**
Копытин А. В., **22**
Костецкий Д. В., **63**
Кузьменко М. М., **54**
Кулик А. З., **54**
Кушнір І., **73**

Л

Лабай В. Й., **78**
Левченко П. І., **65**
Лимарчук В. В., **15**
Лукьянова А. С., **102**
Людницький К., **93**

М

Мазуренко С. Ю., **38**
Марьенко А. В., **18**
Матвеев Э. В., **119**
Мелехин В. В., **87**
Мельник П. М., **60**
Мірза О. О., **68**
Младенов И. Ю., **32**
Молошаг Д. С., **14**

Н

Наголович М. С., **31**

О

Озолин Н. Е., **107**
Орлов А. М., **66**
Осадчук А. В., **82**
Осадчук Е. А., **55**
Осіпа М. В., **110**
Охотский П. М., **9**

П

Паскаль А. А., **90**
Пащенко О. А., **55**
Петушенко С. Н., **48**
Пилипенко Б. А., **118**

Р

Романюк В. В., **8**

С

Себов Д., **7**
Сенчук В. О., **30**
Сідляр М. Р., **69**
Симаньков Д. Н., **97**
Симоненко Ю. М., **119**

Т

Терещенко Р. В., **47**
Терещенко Р. В., **51**
Тимофеев И. В., **83**
Тимошевская Л. В., **22**
Тишко Д. П., **117**
Тодосенко А., **75**
Трандафилов В. В., **28**

Ф

Федичина А., **125**
Филипчук С. С., **4**

Х

Хасан Весам, **116**
Хмельницький А. Д., **52**
Холодков А. О., **45**

Ц

Цапушел А. Н., **89**

Ч

Чигрин А. А., **122**
Чічелов В. О., **11**

Ш

Шашок С. М., **11**
Шерстюк К. А., **19**
Шмалинюк Є., **74**
Шпаркий Н. Ф., **97**
Шраменко А. Н., **105**

Я

Ябс А. А., **61**
Якименко А. В., **24**

**МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**
**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І
ТЕХНОЛОГІЙ»**

21 квітня 2015 року

Збірка тез доповідей

Підписано до друку **16.04.2015**. Формат 60x84 1/16.
Умовн. друк. арк. **6.500**. Наклад **15** прим.
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.
65082, Одеса, вул. Дворянська, 1/3