

Шифр роботи : Сонце і вода

**РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ
НА НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ
ДЖЕРЕЛАХ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ
ПИТНОЇ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ**

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	3
ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ	7
1.1. Загальні положення	7
1.2. Методи отримання води з атмосферного повітря за допомогою штучного холоду.....	10
1.2.1. Парокомпресійні холодильні машини (ПКХМ).....	10
1.2.2. Турбоустановки	11
1.2.3. Абсорбційні водоаміачні холодильні машини (АВХМ).....	12
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ЦИКЛІВ АБСОРБЦІЙНОЇ ВОДОАМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	16
2.1. Початкові положення	16
2.2. Алгоритм розрахунку циклів АВХМ.....	17
2.3. Висновки і рекомендації з результатів аналізу циклів АВХМ.....	21
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СХЕМ АВХМ ДЛЯ РОБОТИ В СИСТЕМАХ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ	21
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ	25
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	27

АНОТАЦІЯ

Актуальність. Пов'язана з дефіцитом води в посушливих регіонах планети. У таких місцевостях, як правил, відсутні стабілізовані джерела електричної енергії, а сонячна енергія доступна в великому обсязі. Це країни Північної Африки, Близького Сходу, Арабських Еміратів, Іран, Трак, Афганістан. Сонячна енергія може бути використана для роботи тепловикористуючих холодильних машин, які забезпечують температуру атмосферного повітря нижче точки роси .

Метою дослідження є розробка схем і термодинамічний аналіз АВХМ на низькопотенційних джерелах теплової енергії для систем отримання води з атмосферного повітря.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

а) провести аналіз сучасного стану розробок схем і циклів АВХМ і визначити найбільш перспективні напрямки досліджень;

б) провести розрахунок термодинамічних циклів АВХМ з урахуванням специфіки роботи в широкому діапазоні температур навколишнього середовища (коливання температури навколишнього середовища на протязі доби, робота при низьких температурах навколишнього середовища);

в) розробити нові схеми систем отримання води з атмосферного повітря на базі АВХМ з сонячними колекторами і сформулювати рекомендації для проєктувальників.

Ключові слова: системи отримання води з атмосферного повітря , абсорбційна водоаміачна холодильна машина, сонячний колектор.

ВСТУП

Загальновідомо, що найціннішим ресурсом на планеті найближчим часом стане вода, а боротьба за водні ресурси в світі є одним з факторів в сучасних збройних конфліктах і, ця тенденція буде тільки зростати в досяжному майбутньому. Для сприяння у вирішенні цієї проблеми, в грудні 2003 року Генеральна Асамблея Організації Об'єднаних Націй оголосила 2005-2015 роки Міжнародним десятиріччям дій «Вода для життя».

Близько 70 відсотків поверхні земної кулі покрито водою, проте на 97,5 відсотка вона складається з солоної води. Решта 2,5 відсотка припадають на прісну воду, майже дві третини якої перебуває в замороженому стані в льодовикових шапках. Тим часом, основна частина прісної води знаходиться в 1 кілометровому шарі атмосфери. Її сумарний обсяг становить не менше 1.000,000,000,000,000 літрів. За даними роботи [1] середня абсолютна вологість біля земної поверхні становить 11 г/м^3 , а в тропічних регіонах вона доходить до 25 г/м^3 і вище. Велика кількість країн тропічного поясу страждає від відсутності прісної води, хоча її зміст в атмосфері досить значно. Наприклад, в Джібуті протягом усього року практично не буває дощів, але абсолютна вологість становить $18\text{-}24 \text{ г/м}^3$. Кількість води, що проноситься над кожним квадратом в 10 км^2 Аравійської пустелі або Сахари, так само за обсягом озера площею 1 км^2 і глибиною 50 м [1].

З давніх часів прісну воду, в дуже обмежених кількостях, отримували шляхом збору сконденсованих крапель з повітря в результаті природного добового радіаційного охолодження земної поверхні (охолодження в нічний час пористих каменів з утворенням роси). Наприклад, в Нуакшоті (Мавританія) середня місячна температура в травні-жовтні становить $27\text{-}30 \text{ }^\circ\text{C}$, відносна вологість 60-80 %. Це означає, що в кожному кубічному метрі повітря міститься 20-24 г води.

Найбільші перспективи мають методи, пов'язані з роботою автономних генераторів штучного холоду - холодильних машин, які гарантовано забезпе-

чують температуру нижче точки роси. Відомо, що для отримання 1 літра води потрібно затратити близько 1 кВт·год електроенергії, а в середньому з потоку повітря 1 кг / с виділити ~ 10 г / с води. При холодильному коефіцієнті компресійної холодильної машини, що дорівнює 3, на виробництво 1 літра води буде витрачається енергія порядку $\sim 0,33$ кВт·год.

В наш час, основний обсяг ринку обладнання по виділенню води з повітря припадає на системи, які мають в своєму складі компресійну холодильну установку з електричним приводом. Разом з тим застосування компресійних установок перспективне тільки для продуктивності до 3-4 літрів води на годину. При більш високій продуктивності відбувається суттєве зростання габаритів установки. Необхідною умовою роботи компресійної холодильної машини є наявність електричної енергії.

У той же час переважна кількість країн, що зазнають дефіцит води, обмежені і в енергоресурсах. Чи не єдиним доступним джерелом енергії у них є сонце.

Таким чином проблема отримання води з атмосферного повітря - актуальне наукове і практичне завдання, яка до теперішнього часу не знайшла свого рішення, а більшість технічних пропозицій залишаються на рівні патентів.

Особливий інтерес представляють абсорбційні водоаміачні холодильні машини (АВХМ) працюють на поновлюваних джерелах енергії, зокрема, на енергії сонячного випромінювання. Такий інтерес пов'язаний з можливістю цілорічного використання сонячних колекторів, що знаходять в даний час широке застосування в системах опалення та гарячого водопостачання. Передбачається [8], що при надлишку сонячної енергії в теплий період року частина її можна направляти на генератор АВХМ для виробництва штучного холоду. Отриманий холод можна використовувати як в системах кондиціонування, так і в холодильниках.

Метою дослідження є розробка схем і термодинамічний аналіз АВХМ на низькопотенційних джерелах теплової енергії для систем отримання води з атмосферного повітря.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

а) провести аналіз сучасного стану розробок схем і циклів АВХМ і визначити найбільш перспективні напрямки досліджень;

б) провести розрахунок термодинамічних циклів АВХМ з урахуванням специфіки роботи в широкому діапазоні температур навколишнього середовища (коливання температури навколишнього середовища на протязі доби, робота при низьких температурах навколишнього середовища);

в) розробити нові схеми систем отримання води з атмосферного повітря на базі АВХМ з сонячними колекторами і сформулювати рекомендації для проєктувальників.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ОТРИМАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

1.1. Загальні положення.

Усім відомо, що найціннішим ресурсом на планеті найближчим часом стане вода, а боротьба за водні ресурси в світі є одним з факторів в сучасних збройних конфліктах і, ця тенденція буде тільки зростати в досяжному майбутньому. Для сприяння у вирішенні цієї проблеми, в грудні 2003 року Генеральна Асамблея Організації Об'єднаних Націй оголосила 2005-2015 роки Міжнародним десятиріччям дій «Вода для життя». За даними ООН: Налічується більше 1 мільярда людей, які не мають стійкого доступу до чистої води. 2,4 мільярда людей - більше однієї третини населення світу - не мають доступу до належних засобів санітарії. Ця ситуація призводить до катастрофічних наслідків. Щорічно понад 2,2 мільйона чоловік, головним чином в країнах, що розвиваються, вмирають від хвороб, пов'язаних з низькою якістю води і незадовільними і санітарно-гігієнічними умовами. Щодня 6000 дітей помирають від хвороби, які можна запобігти шляхом підвищення якості води та поліпшення санітарно-гігієнічних умов. Більше 70 відсотків всіх наявних ресурсів прісної води використовується в сільськогосподарських цілях. Однак в результаті неефективної роботи зрошувальних систем, існуючих, зокрема, в країнах, що розвиваються, 60 відсотків цієї води випаровується або повертається в річки і в підземні води. В даний час більше 40 відсотків населення світу живе в районах, що зазнають середню або гостру нестачу води. Передбачається, що до 2025 року приблизно дві третини населення світу - близько 5,5 мільярда людей - буде жити в районах, які стикаються з нестачею води в таких мас У таких регіонах, як Сполучені Штати Америки, Китай і Індія, темпи споживання підземних вод перевищують темпи їх поповнення і відбувається постійне зниження рівня ґрунтових вод. Близько 70 відсотків поверхні земної кулі покрито водою, проте на 97,5 відсотка вона складається з солоної води. Решта 2,5 відсотка припадають на прісну

воду, майже дві третини якої перебуває в замороженому стані в льодовикових шапках. Тим часом, основна частина прісної води знаходиться в 1 кілометровому шарі атмосфери. Її сумарний обсяг становить не менше 1.000,000,000,000,000 літрів. Тому одним з найважливіших завдань є більш розвинутою технологій дозволяють витягати воду з повітря, причому безпосередньо на місці, де вона необхідна. Проблема вилучення води їх повітряного басейну - актуальне наукове завдання, яке до теперішнього часу не має усталеного і домінуючого рішення. У переважній більшості випадків розробки залишаються на рівні патентів. Конструктивні рішення, що підтверджують заявлені параметри, цих патентах поодинокі. Спочатку коротко зупинимося на відомих підходах, пов'язаних з розрахунками параметрів вологого повітря. За даними вчених географічного факультету МДУ [1] щороку з поверхні суші і океану випаровується $577\,000\text{ км}^3$ води, стільки ж потім випадає у вигляді опадів. Цей цикл повторяться 45 разів на рік. Річковий річний стік становить лише 7% загальної кількості опадів. Таким чином, основне джерело прісної води - атмосферна вода - виявляється поки невикористаної. За даними цієї ж роботи [1] середня абсолютна вологість біля земної поверхні становить 11 г/м^3 , а в тропічних регіонах вона доходить до 25 г/м^3 і вище. Велика кількість країн тропічного поясу страждає від відсутності прісної води, хоча її зміст в атмосфері досить значно. Наприклад, в Джибуті протягом усього року практично не буває дощів, але абсолютна вологість становить $18\text{-}24\text{ г/м}^3$. Кількість води, що проноситься над кожним квадратом в 10 км^2 Аравійської пустелі або Сахари, так само за обсягом озера площею 1 км^2 і глибиною 50 м.

З давніх часів прісну воду, в дуже обмежених кількостях, отримували шляхом збору сконденсованих крапель з повітря в результаті природного добового радіаційного охолодження земної поверхні, а також охолодження в нічний час в пустельних областях пористих каменів з утворенням на них роси. Наприклад, в Нуакшоті (Мавританія) середня місячна температура в травні-жовтні становить $27\text{-}30\text{ }^\circ\text{C}$, відносна вологість 60-80 %. Це означає, що в кожному кубічному метрі повітря міститься 20...24 г води. При зниженні температури на $10\text{-}15\text{ }^\circ\text{C}$ з кожного кубічного метра можна виділити 10-14 г води. Якщо враху-

вати, що добовий перепад температур може становити 15-20 °С, то стає зрозумілим, чому в Сахарі рясні роси. В Ізраїлі, наприклад, 190-200 ночей характеризуються вигідними умовами для отримання прісної води з атмосферного повітря - в Ашдот, Тель-Авіві дуже часто влітку буває 100 % -ва вологість повітря. Звернемося до табл. 1.1, де показані сезонні відмінності середніх температур, відносної і абсолютної вологості в різних областях світу [1].

Таблиця 1.1. Значення параметрів повітря в різних областях світу

Країна, місто	Мін. пор. темп., °С	Макс. ср. темп., °С	Мін. ср. відносна вологість, %	Макс. ср. відносна вологість, %	Мін. ср. абс. вологість., г/кг	Макс. ср. абс. вологість, г/кг
Саудівська Аравія, Бахрейн	14	38	63	85	9	26
Ангола, Луанда	17	30	76	81	13	22
Оман, Мускат	18	38	37	77	9	21
Габон, Лібревіль	23	29	76	94	15	20
Ізраїль, Тель Авів	16	30	63	72	9	20
ОАЕ, Дубай	14	41	29	84	9	20
Росія, Сочі	3	27	63	75	5	16
Саудівська Аравія, Мекка	18	42	22	76	10	15
Ізраїль, Єрусалим	15	27	47	83	8	13
Туреччина, Ізмір	11	32	37	64	4,5	12
Росія, Волгоград	10,7	27	40	88	5	10
Йорданія, Амман	4	32	28	80	5	9
Кувейт, Кувейт-Сіті	7	44	9	80	5	8

1.2. Методи отримання води з атмосферного повітря за допомогою штучного холоду

1.2.1. Парокомпресійні холодильні машини (ПКХМ)

На рис. 1.1 представлена схема роботи механічного осушувача. Осушують повітря надходить спочатку в ребристий повітроохолоджувач безпосереднього охолодження, в трубках якого кипить холодильний агент (R12 або R22).

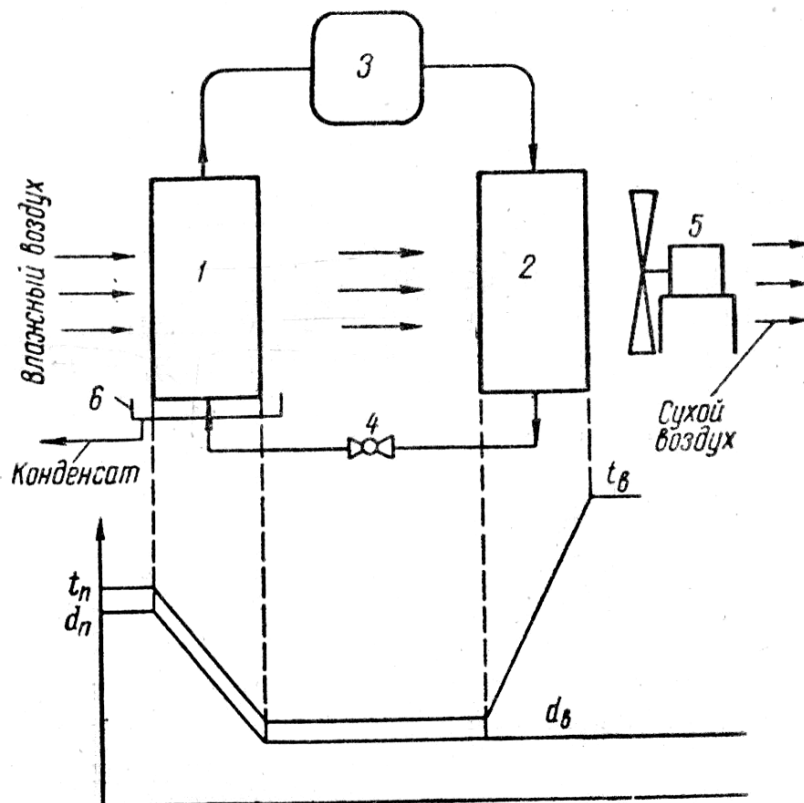


Рисунок 1.1. Принципова схема роботи механічного осушувача: 1 - повітроохолоджувач безпосереднього охолодження; 2 - конденсатор повітряного охолодження; 3 - компресор; 4 - регулюючий вентиль; 5 - вентилятор; 6 – піддон

Оскільки поверхня повітроохолоджувача має температуру нижче точки роси осушувачого повітря, волога конденсується у вигляді крапель, що стікають в піддон або інію, що осідає на зовнішній поверхні трубок і ребр. При цьому температура і вологовміст повітря знижуються. Охолоджений і осушене повітря надходить в ребристий конденсатор повітряного охолодження, в труб-

ках якого конденсується холодильний агент, стиснений компресором до тиску конденсації. Прихована теплота конденсації передається повітрю, який нагрівається до температури, що перевищує початкову температуру повітря в приміщенні. Нагріте сухе повітря подається вентилятором в осушуваних приміщення.

Рідкий холодильний агент дроселюється з тиску конденсації до тиску кипіння в регулюючому вентилі тієї чи іншої конструкції або в капілярній трубці і надходить знову у випарник, де охолоджує і осушує повітря за рахунок своєї прихованої теплоти випаровування. Волога, що випала з повітря на трубках і ребрах повітроохолоджувача, стікає по ним в піддон, звідки і відводиться в каналізацію.

1.2.2. Турбоустановки

Генератор для одержання води повітряного басейна (Рис. 1.2). Прилад дозволяє отримати один літр води в час при затратах 0.5 -1.0 т/ч. Він може забезпечити от 1 кг до 20 тон води за годину в залежності від виробництва , розмір , напруги обладнання і вологість повітря .

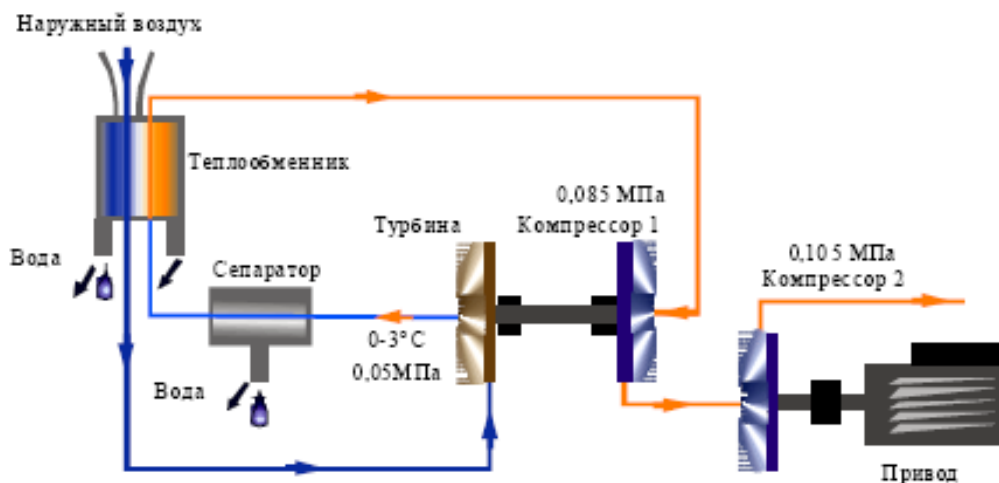


Рисунок 1.2 Агрегат для отримання води з повітряного басейна

1.2.3. Абсорбційні водоаміачні холодильні машини (АВХМ)

Якщо є тепло відносно низького потенціалу, можна використовувати цикл Бліера з матеріальною регенерацією [4]. У циклі з матеріальною регенерацією слабкий розчин, відходячи з кип'ятильника, послідовно дроселюється при проміжних тисках між тиском у конденсаторі P_K і тиском у випарнику P_0 . Внаслідок зниження тиску концентрація слабого розчину зменшується і його температура при частковому паротворенні знижується. Пари поглинаються міцним розчином, причому в міру підвищенні тиску його ваговий склад збільшується. Таким чином, завдяки застосуванню матеріальної регенерації можна здійснювати роботу кип'ятильника в зоні більш високих концентрацій розчину. Внаслідок цього знижується вища температура слабого розчину в кип'ятильнику t_2 і можна використовувати для абсорбера охолоджуючу воду більш високої температури t_w .

Схема роботи абсорбційної холодильної машини з матеріальною регенерацією дана на рис.1.3 (наводиться тільки одна проміжна тиск P_m , теплообмінники розчин не показано). Слабкий розчин концентрації з кип'ятильника в кількості $(\xi-1)$ дроселюється РВ1 до проміжного тиску P_T , після чого надходить в деконцентратор Де. Потім розчин концентрації, в кількості (ξ_{2-1}) направляється до другого РВ2 і поглинається абсорбером при тиску $P_0 < P_T$. Бустер-компресори в складі АВХМ. Мінімальну зону дегазації можна отримати також в одноступінчатих абсорбційних машинах, поєднуючи їх з компресорами або ежекторами (струминними компресорами, які служать в якості ступені низького тиску – бустерів). Щоб уникнути попадання мастила в абсорбційну машину, передбачають проміжний посудину, в який надходить пар, що нагнітається бустер-компресором. Через зміювик проміжного судини проходить рідкий аміак на шляху від конденсатора до випарника. Частина його дроселюється, і при цьому переохолоджується.

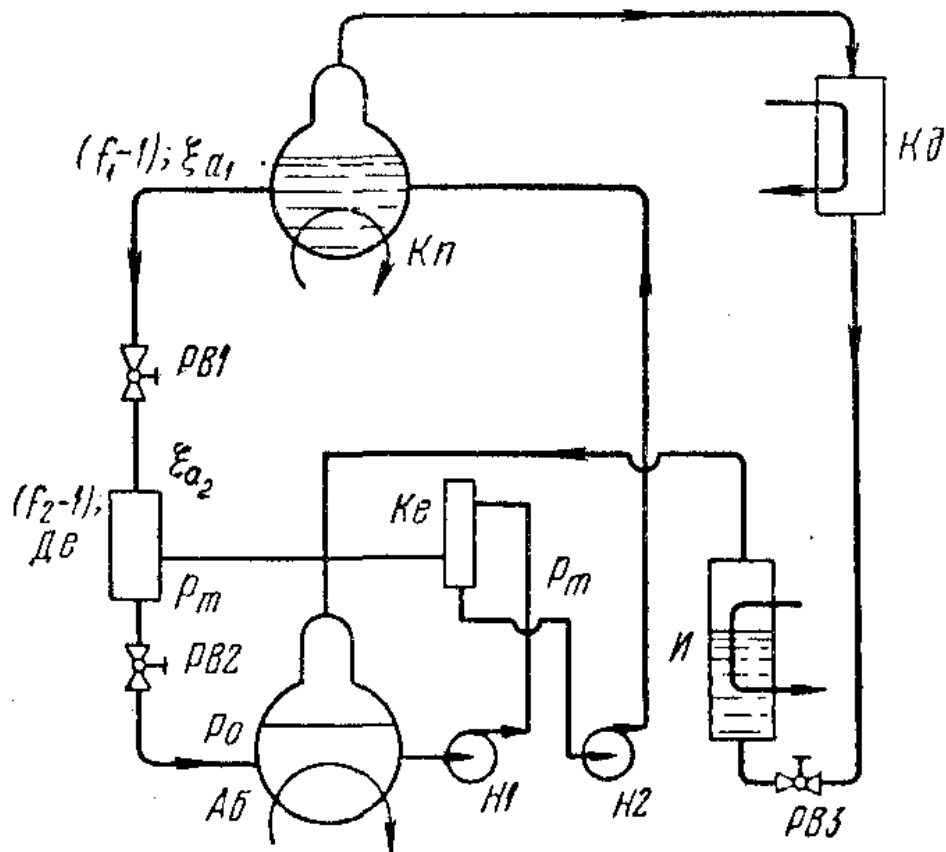


Рисунок 1.3. Цикл АВХМ з матеріальної регенерацією

З абсорбера насосом Н1 міцний розчин (f_2) подається в концентратор Ке, де при проміжному тиску P_t абсорбується пара, що утворилася в деконцентраторе Де. Міцний розчин нагнітається з концентратора насосом Н2 в кип'ятильник під тиском P_k . Парі аміаку, що надходять з бустер-компресора, змішуючись з рідким аміаком, що заповнює проміжний посудину, охолоджуються, одночасно виділяючи мастило, яке осідає на дні.

Абсорбційна холодильна машина охолоджує масло приблизно до мінус $30\text{ }^\circ\text{C}$, подальше зниження температури забезпечує бустер-компресор [3].

Фірма «Борзиг» [3] запропонувала встановлювати бустер-компресор між кип'ятильником і конденсатором. Тоді тиск в кип'ятильник нижче, ніж конденсації P_k , завдяки чому також забезпечується необхідна зона дегазації одноступінчастої холодильної машини. При такому поєднанні зменшуються годинний обсяг компресора і витрата енергії на його привід. Застосування цієї схеми особливо доцільно в тих випадках, коли при необхідності отримання низьких тем-

ператур (або наявності тепла низького потенціалу) і літні місяці внаслідок підвищеної температури охолоджуючої води виходить недостатня зона дегазації. У зимовий і перехідний час року компресор не виключається.

Великий інтерес представляє використання ежектора в якості бустера, особливо при низьких температурах кипіння у випарнику, коли абсорбер працює при дуже глибокому вакуумі. Переваги ежектора і тому, що він герметичний і повністю оберігає абсорбер від попадання повітря. Крім того, робота ежектора не пов'язана з споживанням електроенергії. В якості робочого пара може бути використаний водоаміачних розчин. Така установка потужністю 200 тис. Ккал/год (рис.1.4) при температурі кипіння у випарнику мінус 70 °С була споруджена Геллером і Фараго [3].

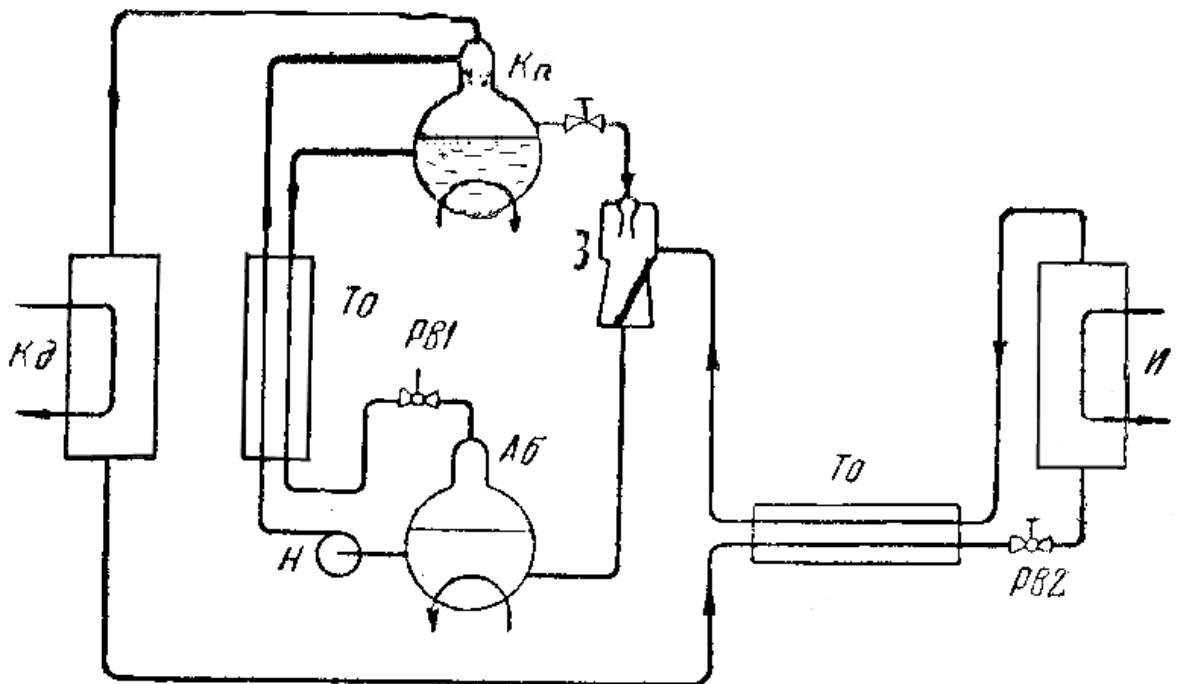


Рисунок 1.4. Цикл абсорбційної холодильної машини з ежектором

Пари аміаку з кип'ятильника надходять в конденсатор. Тиск конденсації $P_K = 10,225$ бар ($t_K = 25$ °С). З конденсатора рідкий аміак направляєтся в теплообмінник T_e , де переохолоджується до мінус 30 °С за рахунок підігріву пара, що минає з випарника, і через $PВ2$ надходить у випарник ($P_0 = 0,1114$ ата, $t_0 =$

мінус 70 °С). Частина пара відводиться з кип'ятильника в ежектор і за рахунок кінетичної енергії розширення (10,225-0,4168 ата) відводиться пар з випарника. Суміш робочого і ежектіруемого пара абсорбується при вказаного тиску в абсорбері. Джерелом тепла служить водяна пара тиском 7 ата (164,2 °С). У кип'ятильнику розчин випаровується при кінцевій температурі 158 °С. Конденсатор і абсорбер охолоджуються водою з температурою 20 °С. Кінцева температура абсорбції 25 °С. На кожен кілограм парів аміаку, що йдуть з кип'ятильника, через абсорбер проходить 2,335 кг, з них 1,335 кг направляється в ежектор. Дослідами досягнутий дійсний теплової коефіцієнт, в той час як за розрахунками авторів при тих же робочих параметрах теплової коефіцієнт двоступеневої абсорбційної холодильної машини по циклу Альтенкірха виявився б не вище 0,141.

Мінкус Б.А. [3, 4] удосконалив вказаний цикл шляхом введення додаткового кип'ятильника більш низького тиску для постачання робочого пару у ежектор. У цьому кип'ятильник випаровується слабкий розчин, що виходить з основного кип'ятильника, що розширює зону дегазації. Таким чином, в даному циклі концентрація слабого розчину повинна бути нижче, ніж в циклі Геллера і Фараго, і тому можуть бути отримані дуже низькі температури кипіння у випарнику при більш низькій температурі джерела обігріву кип'ятильника. Іншим варіантом (тільки для однієї температури кипіння у випарнику), запропонованим Мінкусом [3, 4], передбачаються два абсорбера, причому в абсорбер високого тиску подається пар, дотискати ежектором. Завдяки застосуванню ежектора і двоступеневого абсорбера зона дегазації розширюється в область більш високих значень ξ .

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ЦИКЛІВ АБСОРБЦІЙНОЇ ВОДОАМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

2.1. Початкові положення

Цикли АВХМ реалізовані в насосної і безнасосною схемою. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають в своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосні схеми автономні, але недостатньо ефективні. Робоче тіло насосних АВХМ – водоаміачний розчин (ВАР), безнасосною - ВАР з добавкою інертного газу (водню). Однією з особливостей АВХМ є взаємозалежність температур в характерних процесах циклу - температури гріючого середовища, температури охолоджуючої середовища, температури об'єкта охолодження. З трьох температур довільно можуть бути задані тільки дві [3, 4, 7]. Як показує практика, робота холодильної установки повинна забезпечувати заданий рівень охолодження, а сама установка працювати у відповідних кліматичних умовах, тобто при заданій температурі охолоджуючої середовища [7]. Тому, реальним параметрів, який може змінюватися є тільки температура гріє джерела. Сучасні методики розрахунку [8, 12, 29] не враховують таку взаємозалежність температур в абсорбційному холодильному циклі, так як припускають наявність джерела теплової енергії з необхідним температурним потенціалом. У той же час, аналіз параметрів джерел низькою і альтернативної теплової енергії показує, що значна їх частина не може бути використана для реалізації традиційних циклів АВХМ через недостатньо високого температурного потенціалу. До цих джерел відносяться відхідні гази двигунів внутрішнього згорання, геотермальні джерела і сонячні колектори (СК).

Для роботи з низкопотенційними джерелами теплової енергії розроблено алгоритм розрахунку циклів АВХМ насосного типу.

Проведення варіантних і оптимізаційних розрахунків циклів АВХМ неможливо без використання даних про властивості водоаміачного розчину (ВАР). На сьогодні не існує єдиного рівняння стану ВАР, яке задовільно описує

його властивості в широкому діапазоні температур і тисків, що пов'язано з фізико-хімічної аномальністю системи вода-аміак. Тому використання табличних даних до сих пір не втратило актуальності [5, 6]. Вибір системи MathCAD для розрахунку циклу АВХМ пов'язаний з простотою використання графічного інтерфейсу системи. Була розроблена підсистема бібліотечних функцій термодинамічних і теплофізичних властивостей чистого аміаку і ВАР, заснована на використанні стандартних функцій апроксимації (лінійної або сплайнової) системи MathCAD. Можливе використання табличних даних в залежності від набору двох проізвольних параметрів стану термодинамічної системи вода-аміак. Таке розширення дозволяє проводити розрахунок циклу АВХМ при різних варіаціях вихідних даних.

2.2. Алгоритм розрахунку циклів АВХМ

На рис. 2.1 зображена схема насосної АВХМ з двома регенеративними теплообмінниками – регенеративний теплообмінник розчинів (РТР) і регенеративний теплообмінник аміаку (РТА). До генератора 1, який заповнений рідким ВАР, підводиться низькопотенційне тепло, в результаті чого з розчину буде переважно википати низькокиплячій компонент (аміак) з незначними частками водяної пари. Пар потрапляє в ректифікатор 2, в якому охолоджений насичений ВАР з РТР 5 і абсорбера 4 стікає назустріч потоку пара, який йде з генератора 1. При цьому менш леткі пари води конденсуються першими, підвищуючи при цьому концентрацію аміаку в потоці. Далі пари ВАР потрапляють в дефлегматор 3. На його холодних трубках першими конденсуються пари води, які залишилися після ректифікатора 2. Наявність в схемі АВХМ ректифікатора 2 і дефлегматора 3 дозволяє практично повністю позбавитися від водяної пари в потоці пари аміаку, який йде в кондом 7. Далі пар аміаку надходить в конденсатор 7, зріджується з відведенням тепла фазового переходу, потрапляє в РТР 8, в якому холодний пар аміаку, що йде з випарника 9 в абсорбер 4 попередньо підігрівається, за рахунок чого збільшується тепловий коефіцієнт циклу АВХМ.

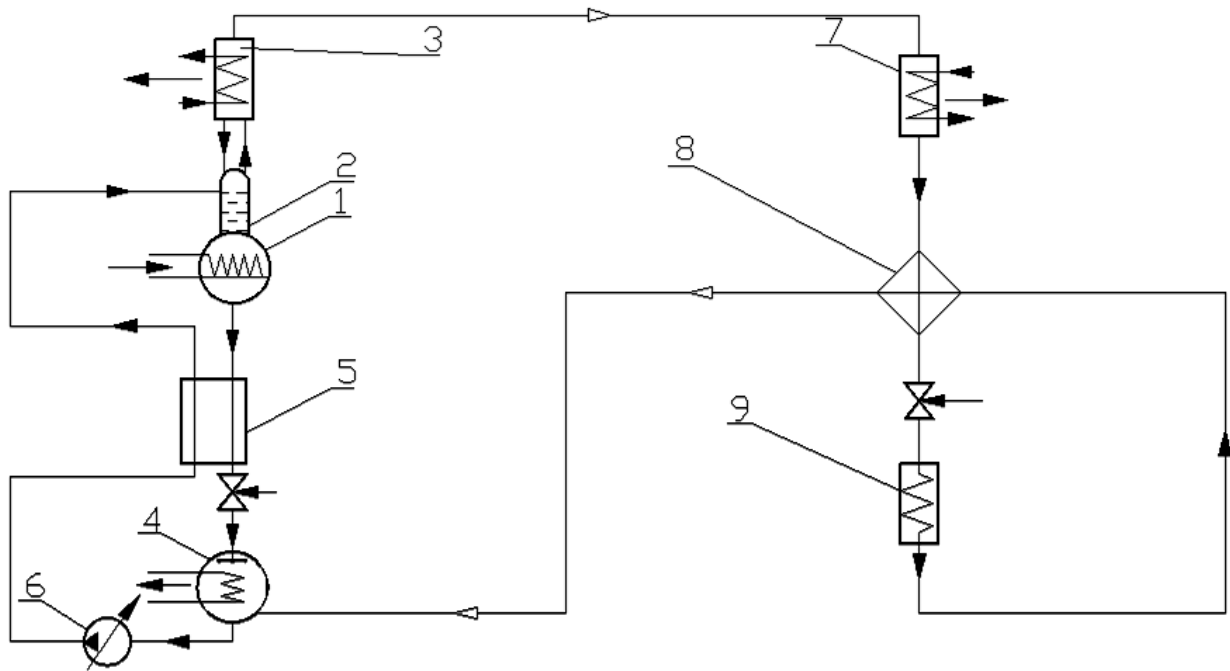


Рисунок 2.1. Схема АВХМ з двома регенеративними теплообмінниками:
 1 - генератор; 2 - ректифікатор; 3 - дефлегматор; 4 - абсорбер; 5 - РТР; 6 - насос; 7 - конденсатор; 8 - РТР; 9 – випарник

Початковими даними для розрахунку і аналізу являються: температура охолоджувального середовища t_w ; температура об'єкта охолодження t_{ob} ; температурні напори на елементах, які неявно враховують умови теплообміну і недорекуперацію тепла: Δt_h - температурний напір між слабким ВАР і гріючим джерелом тепла; Δt_{wk} , Δt_{wa} , Δt_{def} - температурний напір в конденсаторі, абсорбері, дефлегматорі і охолоджувальним середовищем; Δt_{TO} - температурний напір між потоками слабого і міцного ВАР на холодному кінці РТР; холодопродуктивність випарника Q_0 . Змінним параметром при аналізі являється температура джерела тепла t_h .

Аналіз результатів розрахунку дозволяє зробити наступні висновки.

У діапазоні розрахункових параметрів має місце максимум енергетичної ефективності АВХМ. Найбільш явна наявність максимуму для умов роботи при температурах охолоджувального середовища 20...32 °С і низьких температурах

об'єкта охолодження (мінус 25 °С). При зниженні температур об'єкта охолодження максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °С і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °С максимум теплового коефіцієнта має місце при температурі джерела тепла 110 °С, при мінус 15 °С - при 120 °С, при мінус 25 °С - при 140 °С, відповідно значення теплового коефіцієнта складають: 0,53; 0,44; 0,34.

Аналіз результатів розрахунку показав, що такий хід залежностей пояснюється: а) в області низьких температур гріючого середовища (до максимуму теплового коефіцієнта) - високою кратністю циркуляції ВАР між генератором і абсорбером (від 6 до 112), яка зумовлена вузькою областю дегазації ($\Delta\xi = \Delta\xi_{кр} - \xi_{сн}$) - $\Delta\xi = 0,006 \dots 0,033$; б) в області високих температур гріючого середовища - збільшенням частини води в паровій суміші, що виходить з генератора, - наприклад при температурі охолоджуючого середовища 26 °С і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °С зростання долі пари води в суміші складає від 0,036 до 0,408, тобто більше, ніж в 10 разів.

У першому випадку мають місце додаткові теплоприпливи в генератор з потоком міцного ВАР. У другому випадку, незважаючи на зниження кратності циркуляції ВАР, теплове навантаження в генераторі збільшується через додаткові витрати на випаровування абсорбенту. Зростання теплового навантаження дефлегматора при цьому, відповідно також збільшується більше, ніж в 10 разів (при температурі охолоджувального середовища 26 °С і температура об'єкта охолодження мінус 5 °С - від 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Зменшення теплового коефіцієнта циклу АВХМ при зниженні рівня температур охолодження пояснюється тим, що для реалізації низькотемпературного циклу потрібен ВАР з підвищеною долею абсорбенту в абсорбері, а це пов'язано з додатковим випаровуванням води в генераторі. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °С зниження температури об'єкту

охолодження від мінус 5 °С до мінус 25 °С вимагає зниження доли аміаку в слабкому ВАР від 0,439 до 0,129.

Для оцінки енергетичних перспектив зміни складу робочого тіла АВХМ в частині зменшення кількості інертного газу (зниження тиску в системі) при зниженні температури охолоджуючого середовища було виконано моделювання і аналіз процесів тепло- і масообміну в основних елементах АВХМ (абсорбери, випарнику і генераторі).

2.3. Висновки і рекомендації за результатами аналізу циклів АВХМ

1. Розроблено оригінальний алгоритм пошуку мінімально необхідної температури гріючого середовища в залежності від температур об'єкта охолодження і охолоджуючої середовища для реальної АВХМ.

2. Сформульовані рекомендації для використання реальних АВХМ в комбінації і сонячними колекторами.

3. При реалізації традиційних циклів АВХМ є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолоджуючої середовища (від 10 до 32 °С) і об'єктів охолодження (від мінус 25 до мінус 5 °С). Для досягнення таких оптимальних режимів необхідно відповідна комбінація складу міцного ВАР і температури що гріє джерела.

4. Робота насосної схеми АВХМ в області низьких температур, що гріє джерела (від 90 до 120 °С) передбачає наявність циркуляційного насоса з номінальної потужністю на 2-3 порядку перевищує потужність насоса, що працює в схемі в діапазоні температур гріє джерела від 120 до 160 °С.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА СХЕМ АВХМ ДЛЯ РОБОТИ В СИСТЕМАХ ОТРИМАННЯ ВОДИ
З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

З урахуванням наведеного вище аналізу різних холодильних систем абсорбційного типу і результатів аналізу енергетичних характеристик циклів АВХМ, а також з урахуванням простоти конструкції і способу реалізації для подальшої розробки був обраний варіант традиційної АВХМ з теплообмінником розчинів і з бустер-компресором на магістралі подачі пари аміаку в конденсатор (рис.3.1).

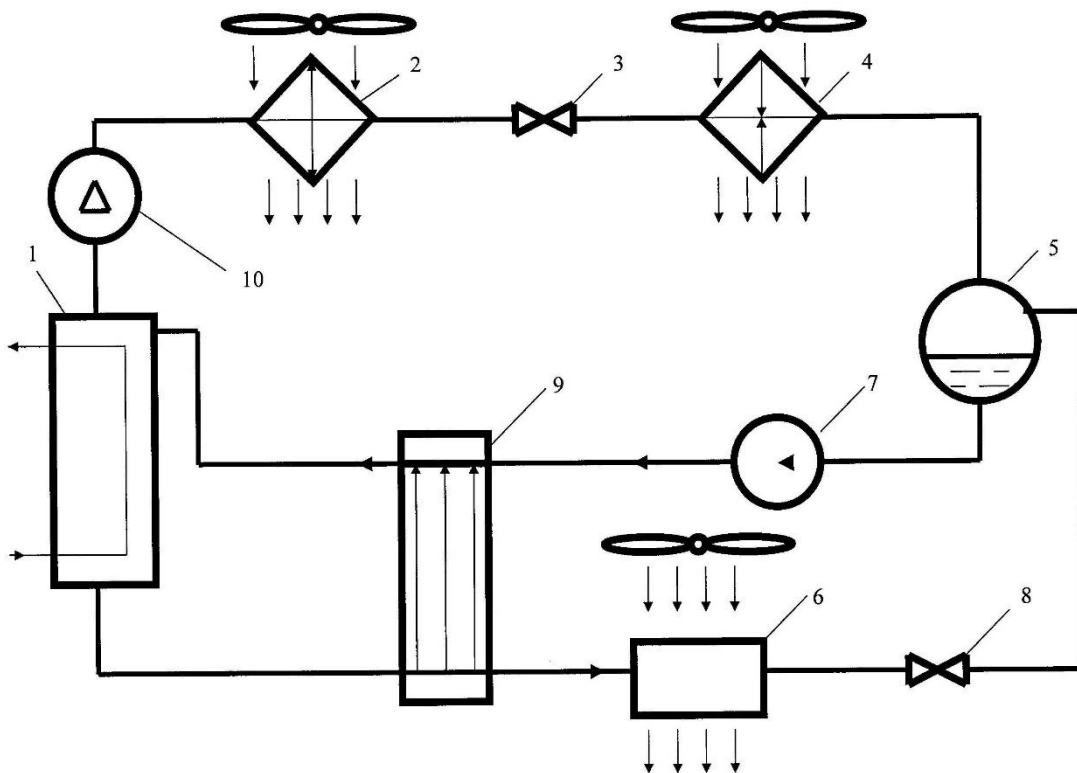


Рисунок 3.1. Схема АВХМ з бустер-компресором

Робота АВХМ з бустер-компресором здійснюється наступним чином. У генератор пара 1 подається теплове навантаження, наприклад, нагрітий в системі СК теплоносіє. В якості теплоносія ми розглядає воду, як найбільш розповсюджених випадок. Нагріта вода, циркулюю по теплообмінних внутрішнім трубках генератора 2, передає тепло «міцному» водоаміачних розчину (ВАР). З ВАР при тиску P_g випаровується переважно легкокіплячий компонент-аміак з деякими частинами абсорбенту-води. Збіднений за аміаком ВАР - «слабкий» ВАР, що має велику щільність, переміщається в нижню частину генератора 1, а парова водоаміачних суміш піднімається у верхню частину генератора 1. У верхній частині генератора відбувається очищення парової суміші за рахунок різниці нормальних температур кипіння води і аміаку шляхом ректифікації і дефлегмації. Очищений пар аміаку подається на вхід бустер-компресора 10, стискається і з підвищеним, у порівнянні з тиском в генераторі (P_g), тиском P_k надходить в повітряний конденсатор 2. У конденсаторі 2 пар скраплюється з відведенням теплоти пароутворення до навколишнього повітря. Рідкий аміак після конденсатора 2 проходить через дросель 3, втрачає тиск з P_k до P_0 і у вигляді вологої пари (суміші пари і рідини) надходить в повітроохолоджувач 4. В повітроохолоджувачі рідкий аміак кипить при низькому тиску P_0 і температурі T_0 з відведенням тепла від зовнішнього повітря. Постійний тиск у випарнику P_0 підтримується за рахунок відводу пара аміаку в абсорбер 5, де він поглинається слабким ВАР, що надходять з генератора 1 через дросель 8.

За допомогою наведеного в розділі 3 алгоритму розрахунку циклів АВХМ був проведений аналіз циклів АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором. Результати розрахунків наведені на рис.3.2. і рис.3.3. Інтерес представляв своєрідний «модифікований холодильний коефіцієнт» (МХК) циклу АВХМ (η), який являє собою відношення корисного ефекту (штучного холоду) з витраченої в циркуляційному насосі 7 і бустер-компресорі електричної потужності. З урахуванням того, що теплова енергія надходить від СК, її, як би отриману даром, ми не враховували. Аналіз рис.3.2 показує, що з підвищення температури джерела тепла від $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ енергетична ефективність АВХМ

зростає майже в 2 рази. Інтерес представляє і порівняння циклу АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором і циклу парокомпресійної холодильної машини, що працює в тому ж діапазоні параметрів температур об'єкта охолодження і зовнішнього повітря.

Результати порівняння циклу ПКХМ, що працює за ідеального циклу Карно, і циклу АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором наведені на рис. 3.2.

Аналіз наведених графічних залежностей показує, що мають місце енергетичні переваги у АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором навіть перед ідеальним холодильним циклом Карно, починаючи з рівня температур гріє джерела 100 °С. Енергетичної перевага в розглянутому діапазоні температурних параметрів становить від 11 до 24 %.

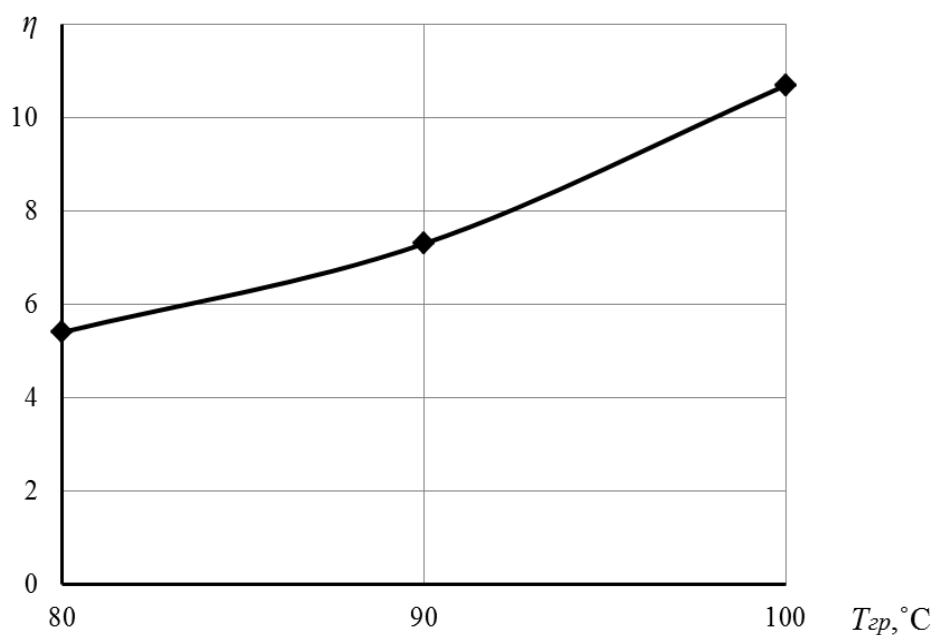


Рисунок 3.2. Вплив температури що гріє джерела на МХК циклу АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором (температура об'єкта охолодження 0 °С, температура зовнішнього повітря 32 °С)

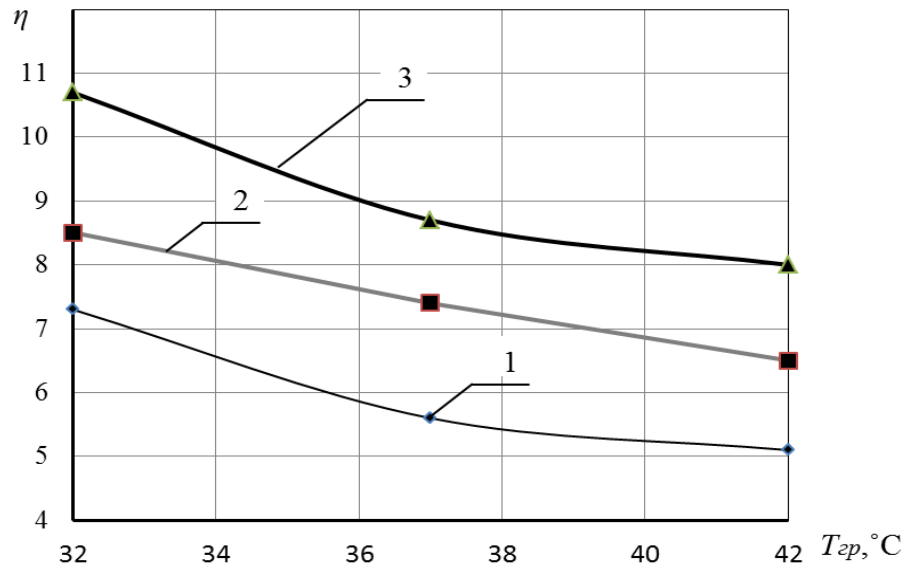


Рисунок 3.3. Вплив температури зовнішнього повітря на МХК циклу АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором і на холодильний коефіцієнт ідеального циклу Карно ПКХМ: 1, 3 - цикл АВХМ; 2 - цикл ПКХМ; температура гріє джерела АВХМ: 1 - 90 °C; 2 - 100 °C

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. У роботі був проведений термодинамічний аналіз циклів АВХМ, що працюють на низькопотенційних джерелах теплової енергії (СК з водою в якості теплоносія), запропоновано перспективні схеми і сформульовані рекомендації для проектувальників систем отримання води з атмосферного повітря.

2. Проведений порівняльний аналіз різних систем охолодження показав, що для роботи в складі систем отримання води з атмосферного повітря доцільно використовувати холодильні машини на базі АВХМ, як споживають мінімально можливу кількість електричної енергії, надійні в роботі, використовують широкодоступні матеріали конструкції і природне робоче тіло (водоаміачний розчин).

3. Показано, що при реалізації традиційних циклів АВХМ є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолоджуючої середовища (від 10 до 32 °С) і об'єктів охолодження. Найбільш явно наявність максимуму для умов роботи при температурах охолоджуючої середовища 20-32 °С і низьких температурах об'єкта охолодження (мінус 25 °С). Для досягнення таких оптимальних режимів необхідно відповідна комбінація складу міцного ВАР і температури що гріє джерела.

4. При зниженні температур об'єкта охолодження максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються. Так, наприклад, при температурі охолоджуючої середовища 26 °С і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °С максимум теплового коефіцієнта циклу має місце при температурі об'єкта охолодження 110 °С, при мінус 15 °С - при 120 °С, при мінус 25 °С - при 140 °С, відповідно значення теплового коефіцієнта складають: 0,53; 0,44; 0,34.

5. Робота традиційних схем АВХМ в області низьких температур, що гріє джерела (від 90 до 120 °С) передбачає і значне збільшення потужності циркуляційного насоса.

6. За результатами розрахунків та аналізу запропонована схема АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором для роботи в складі систем отримання води з атмосферного повітря з джерелом тепла від СК з водним теплоносієм. Ці схеми, незважаючи на додаткові енерговитрати на привід компресора, можуть забезпечити роботу АВХМ з джерелами тепла від 80 °С, з підвищення температури що гріє джерела від 80 °С до 100 °С енергетична ефективність АВХМ зростає майже в 2 рази.

7. Проведення порівняльного аналізу енергетичних характеристик циклу АВХМ з підтискає бустер-компресором перед конденсатором і циклу пароконпресійної холодильної машини, що працює за ідеального циклу Карно в тому ж діапазоні параметрів температур об'єкта охолодження і зовнішнього повітря, показав енергетичне переваги АВХМ, починаючи з рівня температур гріє джерела 100 °С. У розглянутому діапазоні температурних параметрів воно становить від 11 до 24 %.

8. Для зниження металоємності конструкції АВХМ, що працює в системах отримання води з атмосферного повітря при недостатньо високому температурному рівні, що гріє джерела теплової енергії, був розглянутий варіант установки другого бустер-компресора на лінії повітроохолоджувача і абсорбера. Попередній аналіз показав, що при цьому досягаються два позитивних ефекту - знижується металоємність абсорбера і енергетичні витрати на привід циркуляційного насоса.

9. Техніко-економічний аналіз показав, що: а) вигідніше використовувати проєктовану АВХМ; б) використання СК замість електромережі значно економить кошти, а також саму електроенергію; в) навіть з урахуванням більш високої вартості капітальних вкладень в досліджувану АВХМ, ми будемо мати економічний ефект вже в перший рік її використання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха // Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2–3.
2. Абсорбционные холодильные машины компании Dunham-Bush International // Холодильная техника. – 2000. – № 11. – С.23-25.
3. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И. Бадылькес, Р. Данилов. – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.
4. Блиер Б.М. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов / Б.М.Блиер, А.Б. Вургафт – М.: Пищ. пром-сть, 1971, - 202 с.
5. Богданов С.Н. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. / С.Н. Богданов, О.П.Иванов, А.В.Куприянова, - М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
6. Бретшнайдер С. Свойства газов и жидкостей. Инженерные методы расчета / С. Бретшнайдер. - М. - Л. : Химия, 1966. -536 с.
7. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст] : монография / Л.В. Галимова. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
8. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы [Текст]: монография / Б.Х. Перельштейн ; Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.- ISBN 978-5-7579-1240-0.