

Дослідження нових схем локального тепло- та холодопостачання на основі циклу майсоценка

О. С. Ступак, А. А. Халатов, Т. В. Доник, О. В. Шіхабутінова

Головною проблемою комунальної теплоенергетики є значні витрати енергоресурсів при виробництві теплової енергії в зимовий період та кондиціювання – в літній. Тому велике значення набувають енергоефективні системи локального теплопостачання та кліматичні системи тепло- та холодопостачання на основі поновлювальних джерел енергії. В останні роки широке розповсюдження отримали теплові насоси за циклом Ренкіна, які використовують енергію атмосферного повітря, ґрунту, стічних вод, а також системи кондиціювання за циклом Майсоценка з використанням психрометричної енергії оточуючого середовища. Теоретичний аналіз показує, що комбінація цих циклів дозволяє досягнути високої енергоефективності та створити принципово нові системи тепло- та холодопостачання приміщень. В даній роботі представлені результати порівняльного експериментального дослідження двох схем тепло- та холодопостачання, на основі комбінації циклів Майсоценка та Ренкіна. Для експериментального дослідження був розроблений експериментальний стенд комбінованого циклу теплової потужності 28 кВт з потужністю теплового насосу 3 кВт. конструкції стенда використаний серійний тепломасообмінний апарат за М-циклом, виготовлений компанією «Coolerado Corporation», США. Дослідження показали високу енергетичну ефективність обох схем теплопостачання, яка визначалася коефіцієнтом перетворення енергії COP 6,3–7,21 для першої схеми та 7,44–9,73 – для другої. При кондиціюванні приміщення тепловий насос Ренкіна не використовується, тому затрати енергії йдуть тільки на роботу вентилятора для прокачування повітря через тепломасообмінний апарат М-циклу та систему кондиціювання. Коефіцієнт перетворення енергії в цьому випадку склав величину 10,49–16,32

Ключові слова: теплопостачання, повітряне опалення, холодопостачання, тепловий насос, цикл Ренкіна, цикл Майсоценка

1. Вступ

Проблема енергоефективного опалення приміщень в зимовий період та їх кондиціювання влітку є одним із важких питань в світі, так як це найбільш енергоємна галузь, яка витрачає близько 55 % первинних енергоресурсів. В Україні ще додаються економічні проблеми, пов'язані з незадовільним технічним та фізичним станом централізованого теплопостачання. Тому пошук більш ефективних, екологічно чистих і дешевих установок локального (місцевого) теплопостачання і суміщених кліматичних системи тепло- та холодопостачання являється однією з першорядних проблем теплоенергетики.

До сучасних традиційних схем локального повітряного теплопостачання відносяться різні типи котлів – газові, індукційні, газогенераторні, електродні, газогенераторні, конденсаційні та ін. Практично всі вони пов'язані з використанням органічного палива і з цієї причини характеризуються високою вартістю.

Основною перевагою сучасних котлів є висока потужність при мінімальному розмірі [1]. Однак, слід враховувати те, що газ (і природний, і зріджений) є пожежо- та вибухонебезпечними. Крім того, при порушенні обміну повітря (недостатньому припливі або поганій тязі в димоході) частина продуктів згоряння може залишатися в приміщенні. Це може спричинити отруєння людей чадним газом (оксидом вуглецю, CO). До їх недоліків також відноситься необхідність постійного професійного профілактичного обслуговування. Для жителів віддалених районів додається ще пряма залежність сучасного опалювального обладнання від наявності електроенергії.

Все більш широке поширення останнім часом отримує інфрачервоне опалення. Такі альтернативні джерела опалення коштують відносно недорого та дуже прості в монтажі. Нагріта інфрачервоним випромінюванням поверхня підлоги, меблів і стін прогріває повітря. При цьому розподіл температури в кімнаті аналогічно тому, що ми можемо спостерігати у випадку систем теплої підлоги: даремний нагрів повітря під стелею зводиться до мінімуму. В результаті при збереженні суб'єктивного комфорту фактична температура в приміщенні може бути знижена до 16–18 градусів. Як наслідок, менша температура повітря приміщень знижує теплові втрати будівлею в цілому [2]. Цей тип опалення має ряд суттєвих недоліків: швидке зниження температури при відключенні обігрівача; нерівномірне нагрівання приміщення; негативний вплив на людину при тривалому інтенсивному впливі; небезпечний для дітей й домашніх тварин та ризик пожежної небезпеки.

Все більшу конкуренцію створюють нові енергоефективні системи локального (місцевого) теплопостачання, а також кліматичні системи тепло- та холодопостачання, які використовують поновлювальні джерела енергії. Така тенденція спостерігається за рахунок постійно зростаючої вартості первинних енергоресурсів та відпускної теплоти систем централізованого опалення, а також моральне старіння та енергозатратність існуючих систем опалення. Однак вартість нетрадиційних джерел енергії поки залишається досить високою і не дозволяє радикально вирішити проблему зниження вартості теплопостачання. Тому удосконалення та розробка нових енергозберігаючих технологій залишається важливим напрямком в галузі тепло- та холодопостачання приміщень.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Теплові насоси, що використовують енергію атмосферного повітря, ґрунту, стічних вод та інші відновлювані джерела енергії, дозволяють віднести їх хоч і не до нових, але перспективних напрямків теплопостачання. ТН можуть вирішити сучасні енергетичні, екологічні та соціально-економічні проблеми регіонів багатьох країн. Це екологічно чистий вид опалення, тому не дивно спостерігати постійно зростаючу тенденцію модернізації старих систем опалення або створення нових на основі теплонасосного обладнання.

Відомо, що ефективність теплонасосних установок в системах опалення, вентиляції та кондиціюванні залежить від розрахункової температури теплоносія в конкретній системі тепlopостачання та температури низькопотенційного джерела теплоти. Ефективність ТН характеризується коефіцієнтом перетворення енергії COP (coefficient of performance – англ.). COP показує відношення отриманої теплоти для нагріву чи опалення, або видаленої теплоти Q при кондиціюванні, до затраченої енергії N на роботу компресора та інших вузлів теплового насоса [3–5]:

$$\text{COP} = \frac{\text{користь}}{\text{затрата}} = \frac{|Q|}{|N|}.$$

Теплові насоси, що працюють за циклом Ренкіна, забезпечують високий коефіцієнт перетворення енергії в номінальному режимі на рівні 3–5 за рік. Але суттєвим недоліком такої системи вважається втрата потужності та ефективності по мірі зниження температури атмосферного повітря. Також слід зазначити, що вони мають високу питому вартість (понад 1000 євро за 1 кВт встановленої теплової потужності) і значний термін повернення інвестицій – 8...10 років. Проблема вирішення усунення недоліків використання теплових насосів присвячено багато робіт [3–8].

Так, в роботі [6] підвищення ефективності систем повітряного опалення запропоновано за рахунок оптимізації системи автоматизації, регулювання оптимальної роботи системи опалення теплового насоса та методу інженерної системи. Ця оптимізація може забезпечити економію енергії більш ніж на 16 %. Можна сказати, що з точки зору термодинаміки, тепловий насос досяг своєї технологічної конструктивної межі і потрібно знайти наступні перспективні напрямки підвищення ефективності систем повітряного опалення на його базі.

В роботі [7] як альтернатива звичайному повітряному тепловому насосу (ASHP) для опалення та охолодження запропоновано тепловий насос на базі нагрівальної башти (heating tower heat pumps НТНPs). Особливість НТНPs полягає у водяному охолодженні влітку та спеціальній системі запобігання обмороження взимку. Проведене експериментальне дослідження та моделювання умов в будівлі в місці Нанкін (Китай) показали, що хоча вартість запропонованої схеми більша, середня енергоефективність розглянутої альтернативної системи влітку на 23,1 % вища, ніж у теплового насоса завдяки різним підходам в системі водяного охолодження. Однак взимку підвищення енергоефективності досягається тільки рівня 7,4 %.

Дослідження в роботі [8] показали, що глибоке відновлення відпрацьованого тепла може бути досягнуто за рахунок запропонованої комбінованої системи охолодження та нагрівання, динамічної витяжної низькотемпературної рекупераційної теплової системи. Це вирішує проблему обмерзання випарника теплового насоса та його низьку ефективність. COP збільшився на 39,5 % і був на рівні 4,66. Ефективність використання первинної енергії була збільшена на 3,9 %. Авторами було проведено моделювання системи та аналіз впливу відхо-

дів витяжного повітря, що підлягає рекуперації, коефіцієнта COP теплового насоса та впливу ступеня використання первинної енергії. Саме такий використаний в роботі підхід дозволяє зробити висновок, що застосування комбінованих схем та ефективних систем рекуперації тепла та теплонасосних установок може дати значне підвищення коефіцієнта COP.

Застосування рекуперації тепла досліджено в роботі [9]. Розглянута система опалення з рекуперацією гарячим відпрацьованим повітрям свіжого повітря. Був зроблений прототип та проведено параметричний аналіз для перевірки впливу температур і масових потоків на продуктивність системи рекуперації тепла. В роботі наведені результати експериментальних досліджень в типових умовах, що моделюють роботу системи опалення, вентиляції та кондиціювання в холодному кліматі. Було показано, що потужність до 110 Вт дозволяє економити в холодному кліматі та при низьких швидкостях потоку повітря близько 0,1 кг/с і 0,005 кг/с відповідно гарячого відпрацьованого та свіжого холодного повітря. Розрахунки екстраполяції для більш високих швидкостей повітряного потоку показують, що економна потужність може перевищувати 1 кВт.

В основному підвищення ефективності роботи теплових насосів йде за рахунок модернізації їх елементів та конструкцій, оптимізації систем теплопостачання і режимних параметрів цих систем. Подальший ефективний розвиток теплового насоса, як показав попередній доробок авторів [10], це цикл Майсоценка.

Однією із важливих властивостей М-циклу є його висока термодинамічна ефективність в області високих температур оточуючого середовища, тобто там, де цикл Ренкіна має низьку ефективність [11–13]. Основними перевагами установок на основі М-циклу є екологічна безпека, висока економічність, низька питома вартість, конструкція не містить складних вузлів, невеликі експлуатаційні витрати. Оскільки всі процеси відбуваються за атмосферних умов, то не виникає проблеми герметизації установки.

Цикл Майсоценка реалізований в тепломасообмінному апараті спеціальної конструкції [14]. Тепломасообмінні процеси в ньому близькі до термодинамічно оборотних процесів, що дозволяють отримати максимальний ефект охолодження повітря при мінімальних витратах енергії [11–13]. У всіх практичних випадках через сухий і вологий робочі канали рухається атмосферне повітря або використаний газ. У системах кондиціювання через сухий канал охолодження проходить повітря з атмосфери, а в енергетичних, тепло- і масообмінних технологіях – вихлопний газ енергетичних установок або охолоджувана робоча рідина (наприклад, у конденсаторі). Національна лабораторія джерел відновлюваної енергії США (NREL) підтвердила, що кондиціонери на основі М-циклу споживають майже в 10 разів менше електричної енергії, ніж традиційні кондиціонери компресійного циклу.

Важливим фактором установок по М-циклу є також відсутність високовартісного компресора і холодильного агента [13]. Такі установки на 100 % використовують чисте повітря навколишнього середовища. Через те що в пристроях на основі М-циклу використовується потенційна енергія навколишнього середовища (вологого повітря атмосфери), то вартість виробленої енергії істотно менша порівняно з іншими технологіями відновлюваної енергетики [11–13].

Ефективність роботи тепломасообмінного апарату непрямого випарного охолодження (за М-циклом) можна оцінювати за температурами, до яких охолоджується повітря, тобто ефективність охолодження до температури мокрого термометра та ефективність охолодження до температури точки роси.

Розглядаючи сучасні системи кондиціювання повітря, бачимо, що практично всі вони основані на використанні циклу Ренкіна. Наявність компресора та фреону є основною причиною високої енергоємності обладнання. Тому всі традиційні кондиціонери на 85 % працюють на вже використаному повітрі, яке рециркулює в приміщенні, що є великим недоліком теплових насосів за циклом Ренкіна.

Термодинамічний аналіз привів авторів до інноваційної ідеї послідовного застосування циклів Майсоценко та Ренкіна для більш ефективного використання кращих якостей циклів та створення принципово нових ефективних систем локального тепло- та холодопостачання приміщень.

М-цикл був реалізований в низці тепломасообмінних апаратів непрямого випарного охолодження з системою сухих і вологих каналів малого еквівалентного діаметру [14–18]. На практиці М-цикл вперше був застосовано для потреб кондиціювання (рис. 1, а). Конструктивно тепломасообмінний апарат складається з комплекту пластин із пропилена, які утворюють систему сухих та вологих каналів (рис. 1, б). Ефект охолодження досягається за рахунок тепломасообміну потоків повітря за психрометричної різниці температур, при чому проходить нагрів та зволоження одного потоку (робочого) та охолодження іншого (допоміжного) [14].

Для здійснення процесів перенесення тепла і вологи при непрямому випарному охолодженні повітря необхідним є наявність двох потоків повітря:

- робочого потоку повітря, теплота від якого відводиться конвективним шляхом через стінку теплообмінника до водяної плівки, яка випаровується у вологому каналі. Це повітря охолоджується зі зниженням його ентальпії теоретично до температури точки роси та подається до приміщення;

- допоміжного потоку, в якому відбувається попереднє охолодження атмосферного повітря в сухому каналі, а потім нагрів і насичення вологою до 100 % в каналі з випаровуванням води. Процес у допоміжному потоці протікає зі зростанням ентальпії повітря, але зі збереженням його температури. Тому, як було визначено в [19], це повітря не придатне для цілей охолодження приміщень і виводиться в оточуюче середовище.

Авторами [14–18] проведені дослідження ефективності роботи М-циклу в різних системах опалення [17], вентиляції та кондиціювання [14, 15, 18].

У роботі [11] детально представлено огляд умов та характеристик непрямого випарного охолодження за М-циклом та прогнозується значний розвиток його застосування найближчим часом завдяки дуже низькому споживанню енергії та високій ефективності.

Подальші дослідження енергетичного та ексергетичного аналізу та оцінка стійкості нової системи випарного повітряного охолодження на основі циклу Майсоценка представлені в роботі [15]. В результаті проведених досліджень отримано оптимальні температури роботи М-циклу для охолодження.



Рис. 1. Продукція компанії Coolerado Co [14]: *а* – кондиціонер, *б* – тепломасообмінний апарат Майсоценка

Робота [16] присвячена визначенню можливості застосування М-циклу в різних системах опалення, вентиляції та кондиціонування, системи охолодження та циклах газової турбіни, але нажалі без конкретних практичних реалізацій.

Цикл Майсоценка має високий потенціал впровадження у велику кількість технологічних процесів: виробництві холоду та енергії, регенерації води, утилізації тепла, в сонячних та вітрових установках, термохімічній рекуперації та інші. Експериментальні дослідження на створених системах випарного охолодження за циклом Майсоценка для кліматичних умов регіону Мултан (Пакистан) приведені в роботі [17] та в жаркому і посушливому середземноморському кліматі в роботі [18]. Ці дослідження надають приклади вже практичного використання М-циклу та показують різноманітність його застосувань, що дозволяє стверджувати доцільність подальших досліджень сфер впровадження М-циклу, особливо враховуючи основні перевагами установок на основі М-циклу.

На стадії дослідження і пілотного проектування перебувають промислові градирні, зволожувачі повітря, установки для одержання прісної води з промислових рідин і морської води, охолоджувачі повітря на вході в газову турбіну, теплові насоси [10]. Однак сьогодні вони тільки на фазі розвитку.

Зроблений аналіз літературних даних та врахування особливостей М-циклу дозволяє зробити висновок, що можливе його використання для потреб рекуперації повітря на базі системи повітряного опалення приміщень. А термодинамічний аналіз привів авторів до інноваційної ідеї послідовного застосування циклів Майсоценка та Ренкіна для більш ефективного використання кращих якостей циклів та створення принципово нових ефективних систем локального тепло- та холодопостачання приміщень.

На основі цього, в роботі [20] була запропонована нова схема повітряного теплозабезпечення приміщень за комбінованим циклом. Результати концептуального дослідження представлені в роботі [21] дозволили зробити висновок про можливість досягнення більш високих значень коефіцієнта перетворення енергії (COP), що також підкріплено патентами [20, 22–24]. Подальші дослідження в цьому напрямку дозволять створити принципово нові системи тепло- та холодопостачання приміщень.

3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є порівняльне експериментальне дослідження двох нових схем теплопостачання приміщень на основі комбінації циклів Майсоценка і Ренкіна та можливість їх використання для холодопостачання приміщень в літній період.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- розробити дві схеми теплопостачання на основі об'єднання циклів Майсоценка та Ренкіна;
- створити експериментальний стенд системи теплопостачання для потреб опалення приміщень на основі об'єднання циклів Майсоценка та Ренкіна;
- провести порівняльне експериментальне дослідження ефективності двох систем теплопостачання для опалення приміщень;
- провести експериментальне дослідження ефективності роботи системи холодопостачання для кондиціювання приміщень.

4. Комбінований цикл Майсоценка-Ренкіна

Авторами розглянуто перспективну схем тепло- та холодопостачання, на основі комбінації цих циклів.

4. 1. Теплопостачання

Розроблені та досліджені дві схеми комбінованого повітряного теплопостачання, що представлені на рис. 3, а, б, які включають в себе тепломасообмінний апарат за циклом Майсоценка 1 та стандартний повітряний тепловий насос ТНА-15 за циклом Ренкіна 2 [20, 22–24]. В якості тепломасообмінного апарату за циклом Майсоценка в схемі використано ERV компанії COOLERADO (США).

Схема № 1 (рис. 2). Установа працює наступним чином: повітря з параметрами навколишнього середовища (точка *A*, рис. 3) надходить до тепломасообмінного апарату по М-циклу 1. В сухому каналі 6 відбувається охолодження повітря, після чого повітря потрапляє у вологий канал 7, де насичується вологою (теоретично до 100 %) з підвищенням ентальпії за рахунок використання психрометричної енергії оточуючого середовища та рекуперації теплоти з каналу 8. Після апарату М-циклу (точка *B*, рис. 3) насичене повітря направляється до конденсатора теплового насосу Ренкіна 3, де за рахунок його підігріву досягаються параметри повітря, які відповідають санітарним умовам [25] системи теплопостачання (точка *C*, рис. 3). Повітря з приміщення (точка *D*, рис. 3, *a*) по витяжному повітропроводу надходить в робочий канал 8 тепломасообмінного апарату М-циклу, де воно охолоджується до точки роси на виході з каналу та направляється далі до випарника теплового насосу 4 (точка *F*, рис. 3, *a*). Після охолодження у випарнику (точка *E*, рис. 3, *a*) повітря видаляється в навколишнє середовище.

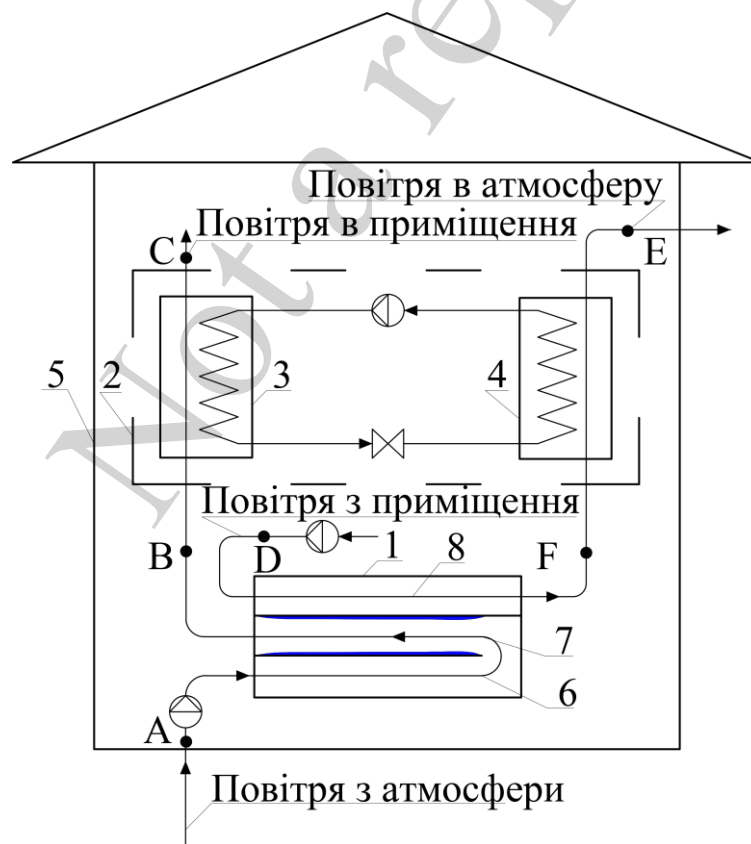


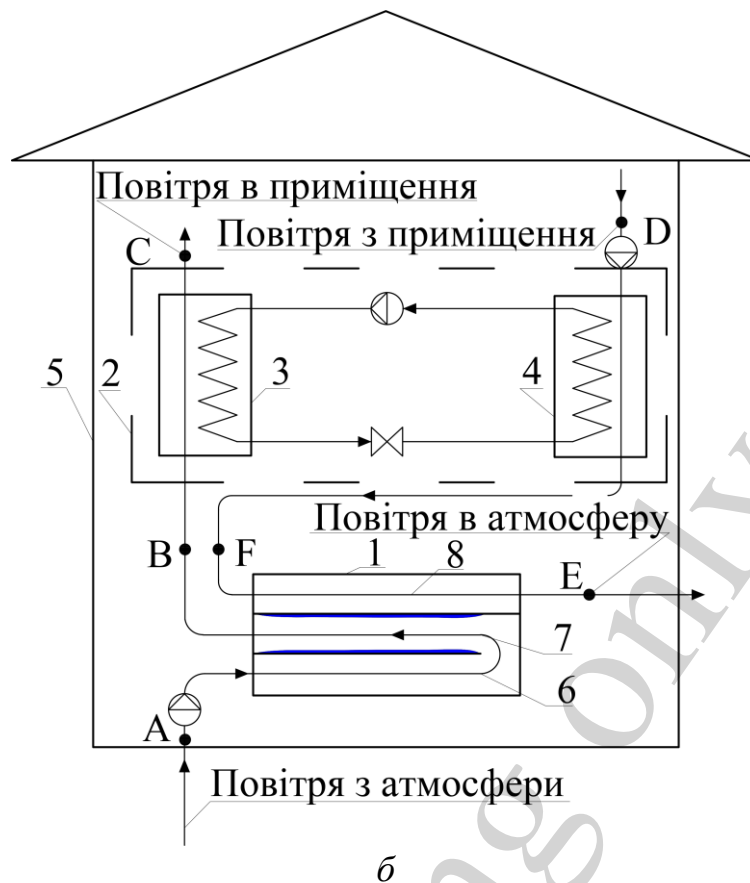
Рис. 2. Фото установки повітряного теплопостачання за комбінованим термодинамічним циклом з рекуперацією теплоти: 1 – тепломасообмінний апарат по М-циклу, 2 – конденсатор теплового насосу, 3 – випарник теплового насосу, 4 – компресор теплового насосу

Схема № 2. Ця схема [20] була раніше використана при концептуальному дослідженні комбінованого циклу [21]. По даній схемі вологе повітря після апарату М-циклу також направляється в конденсатор теплового насосу Ренкіна 3, але після циркуляції та нагріву в приміщенні (точка *D*, рис. 3, *b*) воно надходить до випарника теплового насосу 4, де повітря попередньо охолоджується (точка *F*, рис. 3, *b*) і надходить далі в робочий канал 8 апарату М-циклу. Після охолодження потоку в каналі 8 до точки роси починається конденсація вологи з виділенням теплоти, яке через стінку каналу надходить до вологого каналу і

використовується для випаровування води та отримання насиченого повітря. Далі охолоджене повітря (точка *E*, рис. 3, *б*) виводиться в атмосферу. Ця схема забезпечує більш високий рівень виділення теплоти в каналі 8 та її регенерації за рахунок конденсації вологи в проміжному перерізі робочого каналу 8.

Термодинамічні процеси, що відбуваються в установках, представлені в психрометричній діаграмі вологого повітря (рис. 4). Процеси на рис. 4, *а*, *б* зображують отримані експериментальні дослідження (табл. 1). Точка *A* відповідає параметрам вхідного атмосферного повітря, яке спочатку охолоджується в сухому каналі 6 апарату М-циклу до температури точки роси, потім поступає у вологий канал 7, де насичується вологою та нагрівається по лінії насичення (точка *B*) за рахунок підводу теплоти з сухого та робочого каналів. Теплопередача з холоднішого сухого каналу відбувається за рахунок психрометричної різниці температур між повітрям в сухому каналі 6 та водяною плівкою на поверхні стінки вологого каналу 8, теплопередача з робочого каналу 8 до вологого каналу 7 відбувається за тим же принципом психрометричної різниці температур, внаслідок охолодження витяжного повітря та конденсації водяних парів. За рахунок зволоження у тепломасообмінному апараті Майсоценка та підігріву повітря після конденсатора теплового насосу Ренкіна (процес *B-C*) досягаються параметри повітря, що відповідають санітарним умовам. Тепле повітря поступає в приміщення та змішується з кімнатним повітрям (процес *C-D*).



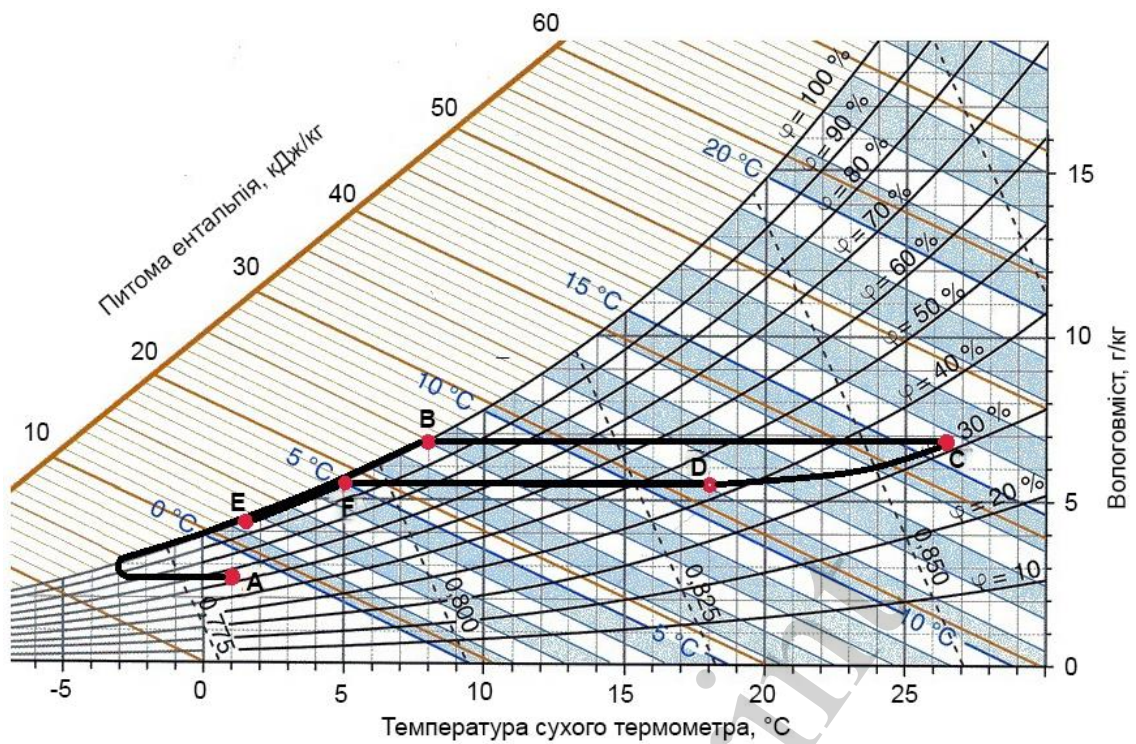


б

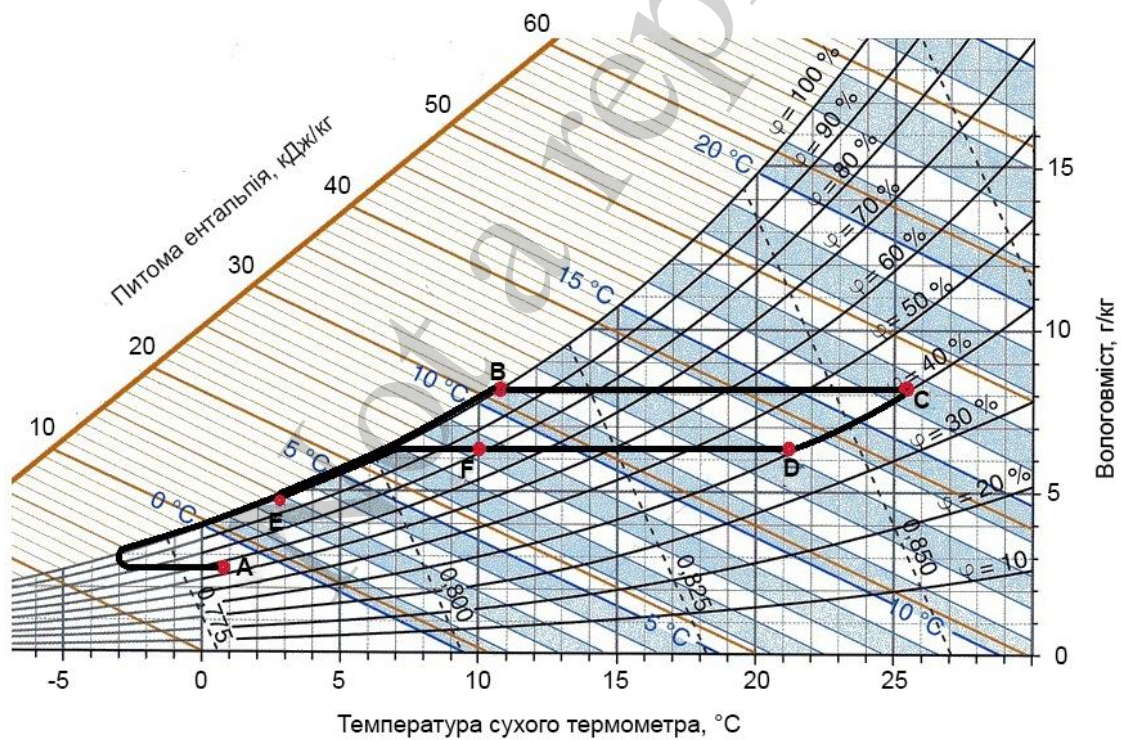
Рис. 3. Схема установки повітряного теплопостачання за комбінованим термодинамічним циклом: а – з рекуперацією теплоти, б – з попереднім охолодженням повітря та рекуперацією теплоти, 1 – тепломасообмінний апарат по М-циклу, 2 – тепловий насос по циклу Ренкіна, 3 – конденсатор теплового насоса, 4 – випарник теплового насоса, 5 – приміщення, 6 – сухий канал, 7 – вологий канал, 8 – робочий канал

Для схеми № 1 (рис. 4, а) процес $D-F$ характеризується охолодженням повітря з приміщення в робочому сухому каналі та конденсацією вологи з подальшим охолодженням повітря у випарнику теплового насоса (процес $F-E$). Тоді як, для схеми № 2 (рис. 4, б) процес $C-D$ – охолодження повітря в приміщенні, а процес $D-F-E$ – охолодження вологого повітря випарника теплового насоса Ренкіна (частина процесу $D-F$), охолодження повітря до температури точки роси (точка F) в сухому каналі 8 і подальша конденсація вологи в ньому (процес $F-E$). Таким чином, процес $D-F-E$ (за виключенням частини процесу $D-F$) визначає теплоту рекуперації (повернення теплоти) в апараті М-циклу.

Теоретична температура повітря, яке видаляється з приміщення (точка E), може відповідати температурі мокрого термометра навколишнього середовища, а в окремих випадках може бути навіть нижче її. Це означає, що за рахунок низького ступеню необоротності і високого ступеню регенерації циклу ефективність апарату М-циклу може наближатися до одиниці. Як відомо, ефективність кращих промислових теплообмінних «сухих» апаратів складає не більш ніж 0,7...0,75.



a



б

Рис. 4. Психрометричні діаграми комбінованого термодинамічного циклу: *a*, *б* – схема № 1 та № 2 відповідно

4. 2. Холодопостачання для потреб кондиціювання приміщень

В літній та теплий весняний період дві схеми (рис. 3) можуть бути використані для холодопостачання (кондиціюванні повітря). В цьому випадку тепло-

вий насос Ренкіна вимикається, а застосовується тільки тепломасообмінний апарат за М-циклом (рис. 5).

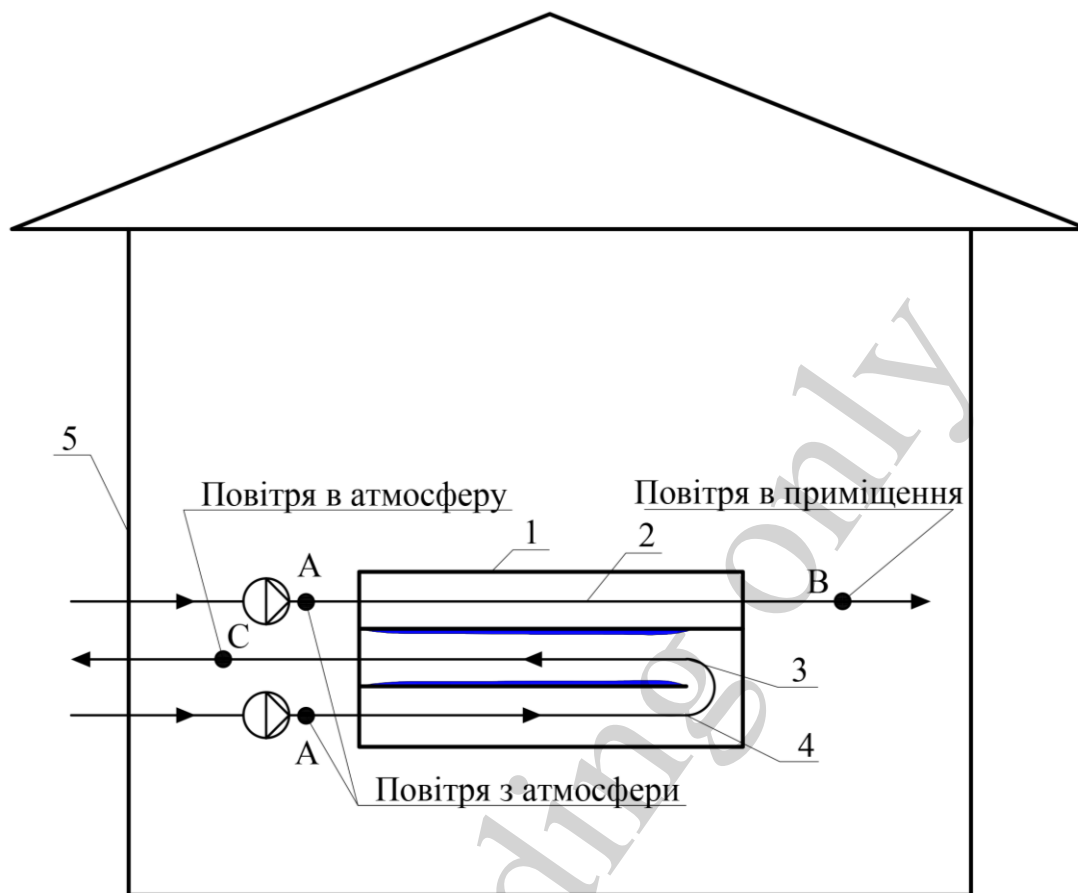


Рис. 5. Схема установки повітряного холодопостачання за М-циклом: 1 – тепломасообмінний апарат за М-циклом, 2 – робочий канал, 3 – вологий канал, 4 – сухий канал, 5 – приміщення

При холодопостачанні атмосферне повітря двома розділеними потоками надходить з оточуючого середовища в апарат М-циклу 1 (рис. 3). Один з потоків проходить через робочий канал 2 тепломасообмінного апарату, де охолоджується та поступає в приміщення. Інший потік, проходячи через сухий канал 4 та вологий канал 3, насичується вологою, відбирає тепло з сухого й робочого каналу та виводиться в атмосферу. Теоретично повітря на виході з каналу 2 може досягати температури точки роси за рахунок достатньо великої довжини каналу, але доцільніше створювати апарати які охолоджують повітря трохи нижче температури мокрого термометра.

5. Результати експериментального дослідження нових схем локального тепло- та холодопостачання на основі циклу Майсоценка

5. 1. Теплопостачання

Для експериментального дослідження обох схем розроблених та побудований експериментальний стенд комбінованого циклу теплової потужності 28 кВт, в якому потужність теплового насоса за циклом Ренкіна складає 3 кВт.

В конструкції стенда використаний серійний тепломасообмінний апарат за М-циклом, виготовлений компанією «Coolerado Corporation», США (рис. 2).

Система вимірювань включала визначення всіх параметрів, які необхідні для визначення ефективності апарату М-циклу і загальної ефективності установки (підготовки повітря до санітарних норм). Параметри включають температуру, відносну вологість та масову витрату повітря, для цього у повітропроводах у контрольних точках (A, B, C, D, E, F) встановлено стандартні термоперетворювачі опору (мідні) та гігрометри (стандартні перетворювачі вологості ємнісного типу). На вході в апарат М-циклу встановлено термоанемометр для вимірювання поля швидкостей та визначення масової витрати повітря (точки A, E , рис. 3). Максимальні похибки вимірювання складали відповідно для температури повітря – 1,7 %, відносної вологості повітря – 4,0 %, питомої ентальпії – 2,5 %, швидкості потоку – 1,0 %, масової витрати повітря – 1,4 %, теплового потоку – 3,9 %, електричної потужності вентилятора та компресора теплового насосу – 2,0 %, COP – 5,9 %.

Експериментальні дослідження були проведені в зимовий період 2017–2019 р.р. при різній температурі і вологості атмосферного повітря. Результати досліджень представлені в табл. 1, де: t – температура, ϕ – відносна вологість, h – ентальпія повітря. Результати розрахунків включали в себе визначення ККД тепломасообмінного апарату Майсоценка за температурою

$$\eta^t = \frac{t_D - t_E}{t_D - t_A} \quad (1)$$

та ККД за ентальпією повітря, оскільки апарат безпосередньо залежить від зміни фазового стану водяних парів у повітрі:

$$\eta^h = \frac{h_D - h_E}{h_D - h_A} \quad (2)$$

Загальна ефективність установки комбінованого циклу визначалася за допомогою коефіцієнта перетворення енергії COP:

$$\text{COP} = \frac{Q_M + Q_{\text{TH}}}{N_M + N_{\text{TH}}}; \quad (3)$$

де $Q_M = G \cdot (h_B - h_A)$ – тепловий потік, який надходить до потоку повітря в сухому та вологому каналах апарату по М-циклу, Вт; $Q_{\text{TH}} = G \cdot (h_C - h_B)$ – тепловий потік, який надходить до потоку повітря від конденсатора теплового насосу, Вт; N_M – потужність вентилятора для прокачки повітря через тепломасообмінний апарат по М-циклу, Вт; N_{TH} – потужність теплового насосу, Вт; $G = \rho \cdot \bar{w} \cdot f$ – масова витрата потоку повітря, кг/с; ρ – густина повітря, кг/м³; \bar{w}

– середня швидкість потоку повітря в каналі повітропроводу, м/с; f – площа поперечного перерізу каналу повітропроводу, м².

Таблиця 1

Вхідні експериментальні дані та результати розрахунків

№	Параметри		Схема установки									
			№ 1	№ 2	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2
1	Властивості навколишнього повітря (т. А)	$t, ^\circ\text{C}$	–10	–5	–9	–0,8	–6	0,9	–3	1,5	1	4
		$\varphi, \%$	63	80	58	65	50	63,5	65	60	60	70
2	Властивості повітря після вологих каналів апарату М-циклу (т. В)	$t, ^\circ\text{C}$	4	3,5	4	6	4	11,4	7,3	8,7	8	8,7
		$\varphi, \%$	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
3	Вентиляційні викиди з приміщення (т. D)	$t, ^\circ\text{C}$	16	18	15	18,4	16	21,2	19	18,8	18	16,4
		$\varphi, \%$	35	45	40	36	40	42,7	35	43	42	52
4	Властивості повітря після апарату М-циклу (т. F)	$t, ^\circ\text{C}$	0	7,3	1	7	1	10	4	9	5	8
		$\varphi, \%$	100	90	100	77	100	87	100	82	100	84
5	Властивості повітря, що видаляється після апарату М-циклу в атмосферу (т. E)	$t, ^\circ\text{C}$	–3,5	–0,2	–2,5	0,7	–6	3,9	0	4,2	2	5,2
		$\varphi, \%$	100	100	100	98	100	100	100	100	100	100

Для всіх експериментів масова витрата повітря складала 0,33 кг/с. Результати розрахунків представлені в табл. 2.

Таблиця 2

Вхідні експериментальні дані та результати розрахунків

№	Параметри	Схема установки									
		№ 1	№ 2	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2	№ 1	№ 2
1	ККД апарату по М-циклу за температурою, %	62,3	79,1	58,1	92,2	68,0	85,2	68,1	84,4	72,0	90,3
2	ККД апарату по М-циклу за ентальпією, %	49,2	71,9	44,4	77,6	52,1	70,2	48,0	61,1	50,3	66,7
3	СОР	7,21	7,44	7,03	7,46	7,03	9,73	6,84	8,39	6,3	8,74

ККД апарату по М-циклу за температурою для схеми № 1 (табл. 2) складає від 58,1 до 72,0 %, а для схеми № 2 – від 79,1 до 92,2 %. Більш низький ККД для схеми № 1 пов'язано з недосягненням конденсації водяних парів у каналі 8.

Оскільки температура й ентальпія повітря на виході з апарату М-циклу у всіх випадках вище атмосферних умов, то вимоги повного охолодження потоку в сухих каналах апарату М-циклу не були досягнуті. Коефіцієнт перетворення енергії COP для схеми № 1 складає 6,3–7,21, а в схемі № 2 – 7,44–9,73. Це пов'язано з тим, що для схеми № 2 отримується додаткова теплота в робочому каналі 8 за рахунок попереднього охолодження витяжного повітря випарником теплового насосу 4 та конденсації вологи в каналі 8.

5. 2. Холодопостачання

Затрати енергії при кондиціюванні повітря йдуть виключно на вентилятори для транспортування повітря, тому ефективність установки при роботі для потреб холодопостачання визначається за допомогою коефіцієнта перетворення енергії COP за рівнянням:

$$\text{COP} = \frac{Q_{ERV}}{N_{ERV}} = \frac{(h_A - h_B) \cdot m}{N_{ERV}}. \quad (4)$$

В експериментальному дослідженні в літній період 2018 року витрата повітря складала 0,816 кг/с або 2300 м³/год. Експерименти показали (табл. 3), що величина COP тепломасообмінного апарату по М-циклу змінюється від 10,49 до 16,32 при відносній вологості атмосферного повітря від 19,6 до 38,8 %. Деяка різниця температур в точках А і С обумовлена неідеальним характером циклу Майсоценка.

Експериментальні дослідження проведені при кондиціюванні приміщень без рециркуляції повітря, тобто при постачанні повністю свіжого повітря з навколишнього середовища, на відміну від традиційних систем кондиціювання повітря, ступінь рециркуляції яких не менше 80 %.

Таблиця 3

Результати експериментальних досліджень в літній період 2018 року

№	Властивості навколишнього повітря			Властивості свіжого повітря після робочого каналу апарату М-циклу (до входу в приміщення)			Властивості вологого повітря після апарату М-циклу (викиди в навколишнє середовище)			COP
	т. А			т. В			т. С			
	t, °C	φ, %	h, кДж/кг	t, °C	φ, %	h, кДж/кг	t, °C	φ, %	h, кДж/кг	
1	26,9	38,8	49	18	63,6	39	23	100	64	11,66
2	29	30	48	21	46	39	22,5	100	66	10,49
3	32,2	19,6	48	17,6	44,8	34	25	100	76	16,32
4	27	35	49	19	60	40	23,5	100	67	10,49

При рециркуляції повітря COP циклу значно зростає. Ще вищу ефективність роботи можна отримати якщо охолоджувати приміщення по закритому контуру повітря такі, як в сервісних або дата-центрах.

6. Обговорення результатів досліджень нових схем локального тепло- та холодопостачання на основі циклу Майсоценка

Висока ефективність роботи системи теплопостачання (табл. 2) пояснюється комбінацією тепломасообмінного апарата по М-циклу сумісно з тепловим насосом по циклу Ренкіна.

За рахунок отримання додаткової енергії з оточуючого середовища та практично повної утилізації теплових викидів апаратом по М-циклу (табл. 2) повітря з оточуючого середовища в холодну пору року нагрівається та зволожується. Потім повітря догрівається тепловим насосом до умов визначених санітарними нормами.

З точки зору експлуатації представлені схеми для опалення мають обмеження по температурі оточуючого середовища, так як конструктивно апарат Майсоценка виконано у вигляді тепломасообмінного апарата з системою сухих та вологих каналів. Стінки вологих каналів апарату вкрито водою, яка може замерзнути при дуже низьких температурах. Але за рахунок того, що шар води дуже тонкий і активно випаровується – апарат працює в нормальному режимі навіть при температурах до $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для потреб кондиціонування приміщень ефективність роботи апарату Майсоценка погіршується при відносній вологості понад 80 %. При відносній вологості понад 95 % апарат працювати не буде, так як процес охолодження відбувається за рахунок випаровування водяної плівки в потоці повітря, при такій відносній вологості процес випаровування слабкий або практично відсутній. Також постійна необхідність підживлення установки водою накладає обмеження по експлуатації в країнах з її дефіцитом. Вода випаровується та викидається, її витрата на рівні 6 г на кожен 1 м^3 повітря, але є можливість створення установки з замкнутим циклом, або поверненням води, але це знижує COP.

Недоліком є невеликий масив отриманих експериментальних даних, та те, що всі експериментальні дослідження проведені в межах Київської області. Проведення більш масштабного експериментального дослідження у різних світових кліматичних умовах являється перспективним шляхом вдосконалення отриманих результатів.

Безпосереднім розвитком даного дослідження є розробка нових схем, використання більш досконалого теплового насосу, використання конструктивно більш досконалішого апарату Майсоценка створеного з більш сучасних матеріалів.

7. Висновки

1. Розроблені дві нові схеми установок повітряного теплопостачання за комбінованим циклом, які включають тепломасообмінний апарат за циклом Майсоценка та повітряний тепловий насос за циклом Ренкіна.

2. Створений експериментальний стенд системи теплопостачання для потреб опалення приміщень на основі об'єднання циклів Майсоценка та Ренкіна.

3. Експериментальні дослідження підтвердили високу енергетичну ефективність обох схем – для схеми № 1 величина COP склала 6,3–7,21, а для схеми № 2 – 7,44–9,73. Більш високі значення COP за схемою № 2 обумовлені охолодженням повітря у випарнику теплового насосу перед рекуперацією в тепломасообмінному апараті за М-циклом та конденсацією вологи в робочому каналі. В цілому, високий COP обох схем пояснюється використанням психрометричної енергії навколишнього середовища та високим ступенем регенерації теплоти в тепломасообмінному апараті М-циклу.

4. При кондиціюванні повітря в комбінованій схемі тепловий насос Ренкіна не використовується, тому затрати енергії необхідні тільки на роботу вентилятора для прокачування повітря через тепломасообмінний апарат М-циклу. Експериментальні дослідження тепломасообмінного апарату за циклом Майсоценка показали рекордні значення COP нарівні 10,49–16,32. Цей показник є значно вищим ніж у традиційних компресійних теплових насосів, COP яких складає 2–5.

Література

1. Свистунов, В. М., Пушняков, Н. К. (2001). Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха объектов агропромышленного комплекса и жилищно-коммунального хозяйства. Санкт-Петербург: Политехника, 423.
2. Краснов, Ю. С. (2006). Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий. Москва: Техносфера, 288.
3. Колесниченко, Н. В., Константинов, Г. Е., Дмитренко, М. А. (2011). Оценка целесообразности использования тепловых насосов в Украине. Промышленная теплотехника, 33 (5), 67–73.
4. Безродний, М. К., Пуховий, І. І., Кутра, Д. С. (2013). Теплові насоси та їх використання. Київ: НТУУ «КПІ», 312.
5. Ткаченко, С. Й., Остапенко, О. П. (2009). Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. Вінниця: ВНТУ, 175.
6. Xing, C., ding, Q., Jiang, A., Cheng, W., Zhou, D. (2015). Dynamic Operational Optimization of Air Source Heat Pump Heating System with the Consideration of Energy Saving. IFAC-PapersOnLine, 48 (8), 740–745. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.09.057>
7. Huang, S., Zuo, W., Lu, H., Liang, C., Zhang, X. (2019). Performance comparison of a heating tower heat pump and an air-source heat pump: A comprehensive modeling and simulation study. Energy Conversion and Management, 180, 1039–1054. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.050>
8. Hong, W., Hao, J., Wang, J., Teng, D., Jin, X. (2019). Performance analysis of combined cooling heating and power (CCHP) exhaust waste heat coupled air source heat pump system. Building Simulation, 12 (4), 563–571. doi: <https://doi.org/10.1007/s12273-019-0520-x>

9. Khaled, M., Ramadan, M. (2016). Heating fresh air by hot exhaust air of HVAC systems. *Case Studies in Thermal Engineering*, 8, 398–402. doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.10.004>
10. Khalatov, A., Karp, I., Isakov, B. (2011). Prospects of the maisotsenko thermodynamic cycle application in Ukraine. *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 12 (2-4), 141–157. doi: <https://doi.org/10.1615/interjenercleanenv.2012005916>
11. Zhan, C., Zhao, X., Smith, S., Riffat, S. B. (2011). Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*, 46 (3), 657–668. doi: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.09.011>
12. Caliskan, H., Hepbasli, A., Dincer, I., Maisotsenko, V. (2011). Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *International Journal of Refrigeration*, 34 (4), 980–990. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.02.001>
13. Maisotsenko, V., Gillan, L. E., Heaton, T. L., Gillan, A. D. (2003). US Pat. No. US6581402B2. Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler. No. 09/966,928; declared: 27.09.2001; published: 24.06.2003. URL: <https://patents.google.com/patent/US6581402B2/en>
14. Kozubal, E., Slayzak, S. (2010). Technical Report: Coolerado 5 Ton RTU Performance – Western Cooling Challenge Results. National Renewable Energy Laboratory. Colorado. URL: <https://www.nrel.gov/docs/fy11osti/46524.pdf>
15. Caliskan, H., Hepbasli, A., Dincer, I., Maisotsenko, V. (2011). Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *International Journal of Refrigeration*, 34 (4), 980–990. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.02.001>
16. Mahmood, M. H., Sultan, M., Miyazaki, T., Koyama, S., Maisotsenko, V. S. (2016). Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 66, 537–555. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.022>
17. Kashif, M., Miyazaki, T., Sultan, M., Khan, Z. M., Mahmood, M. H. (2017). Investigation of Maisotsenko Cycle (M-cycle) Air-Conditioning System for Multan(Pakistan). 2017 International Conference on Energy Conservation and Efficiency (ICECE). doi: <https://doi.org/10.1109/ece.2017.8248823>
18. Rogdakis, E. D., Koronaki, I. P., Tertipis, D. N. (2014). Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate. *Energy and Buildings*, 70, 497–506. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.10.013>
19. Terekhov, V. I., Gorbachev, M. V., Khafaji, H. Q. (2016). Evaporative cooling of air in an adiabatic channel with partially wetted zones. *Thermophysics and Aeromechanics*, 23 (2), 221–230. doi: <https://doi.org/10.1134/s0869864316020086>
20. Халатов, А. А., Ступак, О. С., Грищук, М. С., Галака, О. І., Згуровський, М. З., Ільченко, М. Ю. та ін. (2018). Пат. № 128732 UA. Система повітряного опалення. № u201802342; заявл. 07.03.2018; опубл. 10.10.2018, Бюл. № 19.
21. Халатов, А. А., Ступак, О. С., Грищук, М. С., Галака, О. І. (2018). Новий комбінований термодинамічний цикл. *Доповіді Національної академії наук України*, 2, 58–64. doi: <https://doi.org/10.15407/dopovidi2018.02.058>

22. Халатов, А. А., Ступак, О. С., Гришук, М. С., Галака, О. І. (2016). Пат. № 111096 UA. Система повітряного опалення. № u201606295; заявл. 09.06.2016; опубл. 25.10.2016, Бюл. № 20.

23. Халатов, А. А., Ступак, О. С., Гришук, М. С., Галака, О. І. (2016). Пат. № 129896 UA. Система повітряного опалення. № a201609765; заявл. 22.09.2016; опубл. 26.11.2018, Бюл. № 22.

24. Халатов, А. А., Ступак, О. С., Гришук, М. С., Галака, О. І. (2017). Пат. № 119186 UA. Система повітряного опалення. № a201706465; заявл. 23.06.2017; опубл. 10.05.2019, Бюл. № 9.

25. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціювання (2013). Київ, 37–43.

Not a reprint