УДК 663.4 (0.35)

AIR DRYER BASED ON CLOSED ENERGY AND MATERIAL CIRCUITS

O. Shevchenko, O. Stepanets, S. But, V. Kostyuk
National University of Food Technologies

Key words:
Drying
Iso-enthalpy process
Closed loop
Heat pump
Condensation

Article history:
Received 02.07.2019
Received in revised form 15.07.2019
Accepted 12.08.2019

Corresponding author:
O. Shevchenko
E-mail:
npnuht@ukr.net

ABSTRACT

The article deals with the analysis of iso-enthalpy processes of drying wet materials using the example of food technology, in which the drying agent is air. A well-known thermodynamic foundation relating to a binary mechanical mixture of dry air and water vapor has been used to analyze the prospects for creating closed energy circuits. Their realization is possible due to the removal from the exhaust air of steam in condensation mode with the transfer of its thermal potential to the thermodynamic agent of the heat pump in the evaporator of the latter. The increase in pressure and temperature ensures the return of the heat potential to the air flow in the condenser. Creating a closed loop drying agent eliminates energy losses during the iso-enthalpy drying process that take place in traditional technologies. In such conditions, the restoration of the drying properties of the air stream is achieved by condensation and extraction of water vapor, followed by the restoration of the temperature parameters of the air.

The purpose of the study — is the theoretical substantiation of the thermodynamic feasibility of creating dryers with closed energy circuits.

The materials and methods of the study relate to an in-depth analysis of energy-material flows based on the laws of thermodynamics, material and energy balances, the provisions of the theory of heat and mass transfer in humid environments. It is envisaged that the drying process is carried out under the conditions of an isobaric process at a pressure close to atmospheric pressure.

Results of the study: analytical material concerning the parameters of the drying processes in a two-circuit system in which flows of the drying agent in the presence of processes of evaporation and condensation of water vapor and the circuit of the heat pump are presented. The combination of closed circuits of the drying agent and the heat pump is proposed in the patent of Ukraine 61437 “Device for drying malt” and allows the re-use of the potential of iso-enthalpy drying processes at the expense of the latter's compressor energy costs.

DOI: 10.24263/2225-2924-2019-4-15

ПОВІТРЯНА СУШАРКА НА ОСНОВІ ЗАМКНУТИХ ЕНЕРГОМАТЕРІАЛЬНИХ КОНТУРІВ

О. Ю. Шевченко, О. І. Степанець, С. А. Бут, В. С. Костюк
Національний університет харчових технологій

Стаття стосується аналізу ізоентальпійних процесів сушіння вологих матеріалів на прикладі харчових технологій, в яких сушильним агентом є повітря. Відоме термодинамічне підґрунтя, що стосується бінарної механічної суміші сухого повітря і водяної пари, використане для аналізу перспектив створення замкнутих енергоматеріальних контурів. Їх реалізація можлива за рахунок вилучення з відпрацьованого повітря водяної пари в режимі конденсації з передаванням її теплового потенціалу термодинамічному агенту теплового насоса у випарнику останнього. Підвищення в ньому тиску і температури забезпечує повернення теплового потенціалу повітряному потоку в конденсаторі. Створення замкнутого контуру сушильного агента виключає енергетичні втрати під час ізоентальпійного процесу сушіння, які мають місце в традиційних технологіях. У таких умовах відновлення осушувальних властивостей повітряного потоку досягається конденсацією і вилученням водяної пари з подальшим відновленням температурних параметрів повітря.

Мета дослідження — теоретичне обґрунтування термодинамічної доцільності створення сушарок із замкнутими енергетичними контурами. Матеріали і методи дослідження стосуються поглибленого аналізу енергоматеріальних потоків на основі закономірностей термодинаміки, матеріальних та енергетичних балансів, положень теорії тепло- і масоперенесення у вологих середовищах. Передбачено, що реалізація процесу сушіння здійснюється в умовах ізобарного процесу за тиску, наближеного до атмосферного.

Наведено аналітичний матеріал, що стосується параметрів процесів сушіння у двоконтурній системі, в якій задіяні потоки сушильного агента за наявності процесів випарювання і конденсації водяної пари та контур теплового насоса. Поєднання замкнутих контурів сушильного агента і теплового насоса, яке забезпечує багатократне використання потенціалу ізоентальпійних процесів сушіння за рахунок енергетичних витрат компресора останнього, запропоновано в патенті України 61437 «Пристрій для сушіння солоду».

Ключові слова: *сушіння, ізоентальпійний процес, замкнутий контур, тепловий насос, конденсація.*

Постановка проблеми. Сировинні потоки агропромислового комплексу у початковому вигляді синтезуються в результаті взаємодій у колообігах води, діоксиду вуглецю та абіотичних складових за взаємодії з квантами світлової енергії сонячного проміння. Перебіг таких реакцій має місце в розчинах води, наявність якої відмічається у більшості результатів такого синтезу.

Водночас технологіями переробки матеріальних сировинних потоків на різних етапах передбачається обмеження вмісту вологи. Це стосується про-

цесів сушіння цукру-піску і цукру-рафінаду, жому, кормових дріжджів і барди цукрових заводів, солодів пивзаводів, крохмалю, сухого молока, овочів і фруктів тощо. Сухарі, макарони, пастила — це теж продукти процесів сушіння [1].

Обмеження вологості харчових продуктів визначається потребою подовження термінів зберігання і особливостями умов транспортування, а вибір технології сушіння залежить від таких факторів, як величина сировинного потоку, форма зв'язків вологи з продуктом, вид вологої сировини, глибина видалення вологи, швидкість здійснення процесу сушіння та конструктивні особливості сушарки [2; 3].

У значній кількості випадків у процесах сушіння використовується нагріте повітря як сушильний агент. Бінарна механічна суміш сухого повітря і водяної пари називається *вологим повітрям*. Повітря взагалі є газовою сумішшю, але оскільки склад сухого повітря в процесах сушіння є стабілізованим, то його розглядають як ідеальний газ. Вода в суміші з повітрям може існувати в різних станах. Так, у вологому повітрі вода у більшості представлена у перегрітому стані, який називають *ненасиченим*. За наявності у вологому повітрі сухої насиченої пари такий стан має назву *насиченого*, а за наявності краплин води або кристалів льоду стан називають *перенасиченим* [4].

Наявність у суміші ідеальної компоненти (повітря) і реальної компоненти (води) в кількості, яка не може бути довільною, складає принципову відмінність між вологим повітрям та ідеальними газовими сумішами. За обмеженої кількості водяної пари суміш наближається до ідеальної, оскільки остання знаходиться в помітно розрідженому стані. Тоді до неї можливим є застосування закону Дальтона [4; 5] у формі:

$$P_{\text{а}} = P_{\text{с.п.}} + P_{\text{п}}, \qquad (1)$$

де $P_{\text{а}}$ — атмосферний тиск, Па; $P_{\text{с.п.}}$ — парціальний тиск сухого повітря, Па; $P_{\text{п}}$ — парціальний тиск водяної пари, Па.

У процесах енергомасообмінного процесу здійснюються трансформації середовища зі збільшенням відносної вологості $\varphi_2 > \varphi_1$ й абсолютної вологості $d_2 > d_1$. Граничному стану відповідає повне насичення при значення φ = 100% з відповідним охолодженням. Подальше зниження температури означає початок і перебіг перехідного процесу з обмеженням значень φ і d. Очевидно, що за такої організації процесів досягається наближення до відновлення осушувальних властивостей повітряного потоку з можливістю створення замкнутого контуру, який логічно доповнити контуром теплового насоса. При цьому в матеріальному контурі повітряного потоку наявні процеси фазових переходів випаровування і конденсації пари з відповідними енергетичними навантаженнями, які доповнюються нагріванням і охолодженням газової фази. Особливості перебігів цих взаємодій знайшли своє відображення в значній кількості досліджень з повноцінним обґрунтуванням того, що контактування між сушильним агентом і висушувальним матеріалом є ізоентальпійним процесом [4; 6]. Останнє є ґрунтовною причиною переходу до створення замкнутого енергетичного контуру за рахунок утримання в ньому потенціалу ізоентальпійного процесу [2; 3; 7; 8]. Оскільки завдання

відновлення осушувальних властивостей повітряного потоку здійснюється при його охолодженні і конденсації парової фази, то важливо, щоб цей енергетичний потік не був втраченим, але трансформованим до рівня високопотенціального за рахунок контуру теплового насоса і в конденсаторі останнього поверненим до повітряного потоку [8—11].

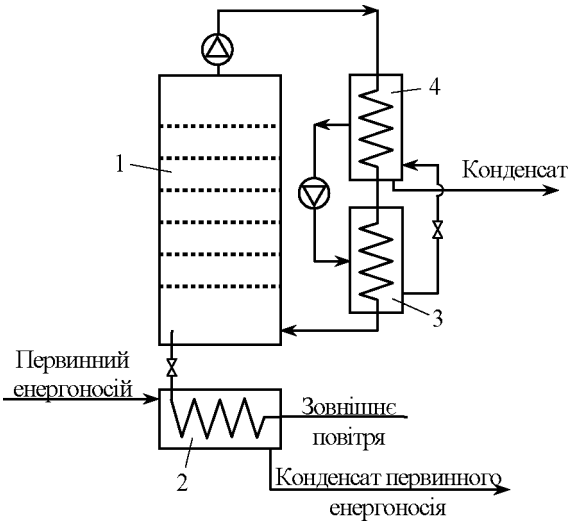

Рис. 1. Сушильна установка з двома замкнутими енергетичними контурами: 1 — сушарка — випарник вологи; 2 — пусковий підігрівач повітря; 3 — конденсатор теплового насоса і підігрівач повітря; 4 — конденсатор випареної вологи і випарник теплового насоса

Створення замкнутого контуру сушильного агента означає виключення енергетичних втрат, а саме: потенціалу ізоентальпійного процесу, що має місце в традиційних технологіях сушіння. Це означає необхідність використання первинних енергоносіїв лише в період перехідного процесу пуску системи. В усталеному режимі подвійну роль термодинамічного компенсатора виконує тепловий насос, робота якого характеризується стабільними параметрами тиску і температури контуру сушильного агента і власного замкнутого контуру з теплохолодильним агентом (рис. 1). Подвійна роль теплового насоса пов'язана з забезпеченням осушувальної здатності замкнутого повітряного контуру.

Мета дослідження: теоретичне обґрунтування термодинамічної доцільності синтезу сушарок із замкнутими енергетичними контурами.

Матеріали і методи дослідження стосуються поглибленого аналізу енергоматеріальних потоків у процесах сушіння вологих матеріалів з використанням повітря в ролі сушильного агента на основі закономірностей термодинаміки, енергетичних та матеріальних балансів, теорії тепло- і масоперенесення у вологих середовищах та з урахуванням особливостей видів зв'язків вологи з висушуваними матеріалами. Передбачається, що реалізація сушіння здійснюється в умовах ізобарного процесу за значення тиску, наближеного до атмосферного.

Процеси охолодження сушильного агента і конденсації парової фази та подальшого нагрівання також розглядаються за термодинамічних параметрів, що відповідають *I-d* діаграмі.

Замкнутому контуру теплового насоса відводиться роль теплохолодильної установки (ТХУ), завдяки якій енергетичний потенціал ізоентальпійного процесу постійно доповнюється потенціалом роботи його компресора. Співвідношення останнього і величини енерговитрат з конденсатом, що виводиться з системи, оцінюється на основі енергоматеріальних балансів. Ідеалізований замкнутий контур холодильного агента розглядається як такий, що відповідає зворотному циклу Карно з трансформаціями у складі двох адіабат і двох ізотерм.

Статика процесів сушіння стосується визначення зв'язків між початковими і кінцевими параметрами речовин, які беруть участь у сушінні при застосуванні рівнянь матеріального і теплового балансів. Статика сушіння дає змогу визначати масу випареної вологи, витрати сушильного агента і теплової енергії.

У зв'язку з викладеним звернемося до традиційних способів сушіння та їх математичних формалізацій. Процес з одноразовим використанням повітря називають основним або нормальним процесом. Інші варіанти відрізняються способами підведення теплоти до сушильного агента або випадкам з рециркуляцією частини відпрацьованого холодильного агента. Їм відповідають системи з процесами сушіння з додатковим підігріванням повітря в сушильній камері, системи з проміжним підігріванням повітря або сушарки з частковим поверненням відпрацьованого повітря. Останнє дає можливість обробляти матеріали, що витримують сушіння лише у вологому повітрі, а також вести сушильний процес за незначної різниці температур повітря на вході в сушарку і на виході з неї.

Термодинамічна досконалість сушильної установки оцінюється кількістю теплоти, яку необхідно ввести в калорифер для нагрівання повітряного потоку для випаровування 1 кг вологи [6]:

$$q_{\text{к}} = \frac{I_1 - I_0}{x_2 - x_0}, \text{ кДж/кг}, \tag{2}$$

де I_1 та I_0 — відповідно, ентальпії повітряного потоку сушіння і повітря на вході в калорифер; x_2 та x_0 — відповідно, кінцевий і початковий вологовміст.

Недоліком наведеної залежності є те, що вона характеризує систему в цілому, а не має вказівок щодо цільового завдання процесу сушіння. Досконалість останнього запропоновано [4; 6] оцінювати величиною ККД сушильної установки:

$$\eta = \frac{r\left(x_2 - x_1\right)}{I_1 - I_0}, \tag{3}$$

де r — теплота фазового переходу води (прихована теплота випаровування), кДж/кг. Значення r та I_0 пропонується визначати при температурі повітря +15°С.

Існуючі спроби удосконалення сушильних процесів, у тому числі на рівні здійснення енергетичної рекуперації, призводять до підвищення ККД на 10...15%.

Подальші міркування пов'яжемо з витратами абсолютно сухого повітря на висушування:

$$L = \frac{w}{x_2 - x_1}, \text{ кг}, \tag{4}$$

де w — кількість вологи, що видаляється, кг.

Питомі витрати повітря складають:

$$\ell = \frac{L}{w} = \frac{1}{x_2 - x_1}, \text{ кДж/кг}. \tag{5}$$

Режим підготовки повітря потребує нагрівання в калорифері і супроводжується сталим значенням вологовмісту, отже $x_1 = x_0$, де x_0 — вологовміст зовнішнього повітря, тому питомі витрати повітря:

$$\ell = \frac{1}{x_2 - x_1} = \frac{1000}{d_2 - d_0}, \text{ кДж/кг}. \tag{6}$$

Отже, повітряний потік виконує функцію матеріального носія парової фази і одночасно роль носія енергетичного потенціалу. Він контактує з вологим матеріалом: йому не додається додаткової енергії і він не втрачає привнесеної теплоти. При цьому мають місце енергоматеріальні трансформації, за яких кількість теплоти, що втрачає повітря в процесі сушіння, дорівнює кількості теплоти, що повертається назад у повітря з випаруваною вологою. Саме тому в ідеальній сушарці процес сушіння є ізоентальпійним.

Ентальпія вологого повітря I визначається сумою ентальпій 1 кг сухого повітря і d кг водяної пари:

$$I = i_{\text{с.п.}} + d i_{\text{п}}. \tag{7}$$

Для ненасиченого повітря ентальпію розраховують за виразом:

$$I = c_{\text{р}}^{\text{с.п.}} t + \left(r + c_{\text{р}}^{\text{п.п.}} t\right) d = c_{\text{р}}^{\text{с.п.}} t + d\left(2500 + 1{,}93t\right), \tag{8}$$

де r = 2500 кДж/кг — теплота пароутворення води при t = 0°С; d — масовий вологовміст, $d = m_{\text{п}} / m_{\text{с.п.}}$, г водяної пари/кг сухого повітря; $c_{\text{р}}^{\text{с.п.}}$ = 1,0 кДж/(кг·К) — ізобарична масова теплоємність сухого повітря; $c_{\text{р}}^{\text{п.п.}}$ = 1,93 кДж/(кг·К) — теплоємкість перегрітої пари.

Для насиченого вологого повітря залежність (2) трансформується до виду:

$$I = c_{\text{р}}^{\text{с.п.}} t + d_{\text{н}}\left(2500 + 1{,}93t\right), \tag{9}$$

де $d_{\text{н}}$ — кількість сухої насиченої пари.

Масово-енергетичний контур відповідно до умов (7)—(9) відображує процес, в якому повітря передає свою теплоту вологій фракції матеріалу, яка нагрівається і випаровується. Утворена пара з теплом, одержаним від повітря,

змішується з ним, забезпечуючи стале значення ентальпії в системі за зменшення температури. Якщо повітря на вході в сушильну камеру має параметри t_1, d_1, φ_1 і відповідно на виході — t_2, d_2, φ_2, то при цьому маємо співвідношення:

$$t_2 < t_1;\ d_2 > d_1;\ \varphi_2 > \varphi_1;\ i_2 = i_1, \tag{10}$$

де φ_1 і φ_2 — відповідні значення відносної вологості.

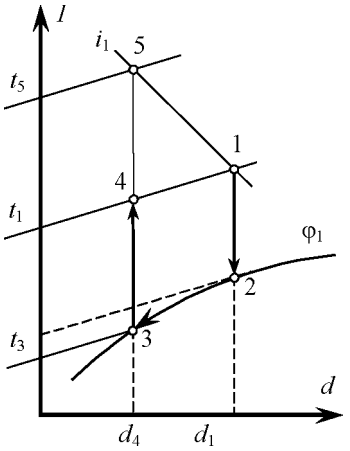

Рис. 2. Процеси охолодження і осушування повітря в діаграмі *I-d*

З наведеного випливає, що в процесах сушіння відбувається перерозподіл енергетичних потенціалів між їх матеріальними носіями за наявності фазового переходу, який є причиною названих трансформацій. Разом з тим виконання умови $i_1 = i_2 = const$ приводить до висновку про доцільність відновлення осушувальної здатності задіяного повітряного потоку зі збереженням в ньому енергетичного потенціалу. Очевидно, що повернення первинної осушувальної здатності пов'язано з вилученням з нього парової фази в режимі її конденсації. Це означає необхідність охолодження середовища до точки роси і подальшого охолодження за відносної вологості $\varphi = 1$. Виконання такого процесу має відбуватися в конденсаторі з тепловідведенням до проміжного теплового агента, який перебуває в стадії фазового переходу кипіння. Термодинамічні трансформації повітряно-парового середовища відображені на рис. 2. Охолодження в процесі 1–2 при значенні d_1 приводить до точки роси, а подальше охолодження до точки 3. При цьому вилучення парової фази становить різницю $d_1 - d_3$. Процес 3–4 (нагрівання) змінює температуру середовища до значення t_1, однак вийти на повторення процесу 1–2 можливо тільки нагріванням до значення t_5 (точка 5 на перетині вертикалі 3–4 і ентальпії i_1). Таким чином, режиму осушування і відновлення осушувальних властивостей повітря відповідає цикл у рамках сукупності процесів 1–2–3–4–5–1. В його складі ізоентальпійний процес 5–1, ізобаричні охолодження 1–2 і конденсація 2–3 парової фази, ізобаричне нагрівання 3–4–5.

Точці 1 відповідає вихід повітро-парової суміші за межі сушильної камери і перехід в теплообмінник-конденсатор. Ділянка 1–2 відображує режим охолодження з тепловідведенням в кількості:

$$Q_{1-2} = c_{\text{р}}^{\text{в.п.}}\left(t_1 - t_2\right), \text{ кДж/кг.} \tag{11}$$

На ділянці 2—3 тепловідведення складе:

$$Q_{2-3} = c_{\text{р}}^{\text{в.п.}}\left(t_2 - t_3\right) + r\left(d_1 - d_4\right), \text{ кДж/кг.} \tag{12}$$

Воно супроводжується відведенням конденсату.

Сума значень теплових потенціалів Q_{1-2} і Q_{2-3} сприймається проміжним тепловим агентом термодинамічного трансформатора (теплового насоса) в режимі фазового переходу. Стискання одержаної газової фази в механічному компресорі або в абсорбційному тепловому насосі підвищує її температуру. В конденсаторі теплового насоса здійснюється нагрівання повітряного потоку в режимі конденсації проміжного теплового агента. Цій взаємодії і нагріванню повітряного потоку відповідає відрізок 3–5 з математичним відображенням у формі:

$$Q_{3-5} = c_{\text{р}}^{\text{в.п.}}\left(t_2 - t_3\right), \text{ кДж/кг.} \tag{13}$$

Досягнення температури t_5 означає вихід на ізоентальпію i_1. Величина тепловідведення, що досягається у випарнику теплохолодильної установки:

$$Q_{\text{т.х.у.}} = Q_{1-2} + Q_{2-3} + r\left(d_1 - d_4\right), \text{ кДж/кг.} \tag{14}$$

Теоретична кількість теплоти, що передається повітряному потоку в конденсаторі теплохолодильної установки:

$$Q'_{\text{т.х.у.}} = Q_{\text{т.х.у.}} + \ell_{\text{ком}} = Q_{1-2} + Q_{2-3} + r\left(d_1 - d_4\right) + \ell_{\text{ком}}, \text{ кДж/кг,} \tag{15}$$

де $\ell_{\text{ком}}$ — робота компресора ТХУ.

Сукупність залежностей (4)–(6) і (11)–(15) дає змогу визначити аеродинамічні параметри вентилятора для забезпечення необхідного повітряного потоку і термодинамічні параметри теплохолодильної установки. Режими роботи системи визначаються потрібною динамікою вилучення вологи. За умови неперервного процесу сушіння має місце наближення до усталених і стабілізованих значень параметрів, а в умовах циклічних процесів виникає необхідність у відповідних кореляціях повітряних потоків і термодинамічних параметрів роботи ТХУ. Сучасні можливості технічного забезпечення дають змогу здійснювати програмоване регулювання системи або в режимах неперервного контролю та відповідних кореляцій.

Поєднання замкнутих контурів сушильного агента і теплового насоса запропоновано в патенті України 61437 [12], який стосується пристрою для сушіння солоду, хоча його фізична суть відповідає широкому переліку технологічних процесів. Формула винаходу сформульована так: «Пристрій для сушіння солоду, що складається з сушарки, теплогенератора, калорифера, теплообмінника і вентиляторів, який відрізняється тим, що контур сушиль-

ного агента виконано замкнутим з включенням до нього випарника і конденсатора теплового насоса».

Висновки

Ізоентальпійний, або адіабатний процес сушіння вологого матеріалу повітряним сушильним агентом означає доцільність створення замкнутого енергоматеріального контуру, метою якого є зменшення енергетичних витрат за рахунок відновлення осушувальних властивостей повітря на основі використання термодинамічних перетворювачів у формі теплових насосів. Така рекуперацийна система придатна для роботи з сушарками неперервної і циклічної дії. Використання теплового насоса забезпечує відновлення осушувальних властивостей замкнутого повітряного потоку за рахунок конденсації парової фази в режимі охолодження і подальшого нагрівання. Результатом такої взаємодії двох контурів є майже 100% повернення в систему енергетичного потенціалу з додатковим доповненням за рахунок роботи компресора теплового насоса.

Перехідний процес пуску системи здійснюється з використанням первинного енергоносія в пусковому підігрівачі нагріванням повітря, що наявне в контурі. Спільною рисою кожного з двох контурів є перебіг в них фазових переходів випаровування-конденсації, що визначає високе енергетичне навантаження їх матеріальних носіїв на рівнях, які відповідають тепловим трубам. Енергетичні витрати на систему визначаються забезпеченням роботи вентиляторів і компресора теплового насоса.

Наступний етап дослідження пов'язаний з розробкою технічного проекту.

Література

1. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. Київ: Техніка, 2006. 319 с.

2. Wang J. F., Brown C., Cleland D. J. (2018), Heat pump heat recovery options for food industry dryers, International Journal of Refrigeration, Vol. 86, February 2018, P. 48—55. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700717304826 (дата звертання 15.08.2019).

3. ShaoweiChai, Xiangyu Sun, Yao Zhao, Yanjun Dai (2019), Experimental investigation on a fresh air dehumidification system using heat pump with desiccant coated heat exchanger, Energy, Vol. 171, 15 March 2019, P. 306—314. URL: https://www.sciencedirect.com/-science/article/pii/S0360544219300258 (дата звертання 15.08.2019).

4. Буляндра О. Ф. Збірник задач з технічної термодинаміка. Київ: НУХТ, 2015. 394 с.

5. Константінов С. М. Збірник задач з технічної термодинаміки. Київ: Політехніка, 2002. 308 с.

6. Малежик І. Ф., Немирович П. М., Марценюк О. С. та ін. Процеси і апарати харчових виробництв. Київ: НУХТ, 2003. 400 с.

7. Xu Z. Y., Wang R. Z., Chun Yang (2019), Perspectives for low-temperature waste heat recovery, Energy, Vol. 176, 1 June 2019, P. 1037—1043. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544219306140 (дата звертання 15.08.2019).

8. Feng Huang, Jie Zheng, J. M. Baleynaud, Jun Lu (2017), Heat recovery potentials and technologies in industrial zones, Journal of the Energy Institute, Vol. 90, Is. 6, December 2017, P. 951—961. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1743967115304487 (дата звертання 15.08.2019).

9. Changchun Liu, Zefeng Wang, Wei Han, Qilan Kang, Meng Liu (2019), Working domains of a hybrid absorption-compression heat pump for industrial applications, Energy

Conversion and Management, Vol. 195, 1 September 2019, P. 226—235. URL: https://www.-sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890419305606 (дата звертання 15.08.2019).

10. Bin Hu, Shengzhi Xu, R. Z. Wang, Hua Liu, Luyao Han, Zhiping Zhang, Hongbo Li (2019), Investigation on advanced heat pump systems with improved energy efficiency, Energy Conversion and Management, Vol. 192, 15 July 2019, P. 161—170. URL: https://www.-sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890419304431 (дата звертання 15.08.2019).

11. Paul Byrne, Redouane Ghoubali (2019), Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling, Applied Thermal Engineering, Vol. 149, 25 February 2019, P. 414—424. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118341723 (дата звертання 15.08.2019).

12. Пристрій для сушіння солоду: пат на кор. модель 61437 Україна: МПК C12C 1/00 (2011.01) / Піддубний В. А., Соколенко А. І.; власник НУХТ. № u201013374; заявл. 10.11.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14.