

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ВІДКРИТОЇ СИСТЕМИ ТЕРМІЧНОГО
ЗНЕСОЛЕННЯ ВОДИ З ПІДГРІВАННЯМ ПОВІТРЯ**

Т. Л. Подстєвая, аспірантка

В. В. Середа, кандидат технічних наук, доцент

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

E-mail: t.podstievaia@kpi.ua

Анотація. *Зі збільшенням світової популяції людей та індустріалізацією ширше використовують водні ресурси для промисловості й побутових потреб. Окрім того, посилюється вплив водного сектора на змінювання клімату через викиди парникових газів, зумовлені енергетичними процесами виробництва, транспортування та очищення води. Ураховуючи те, що нині зусиль, спрямованих на пом'якшення наслідків змінювання клімату, недостатньо, дуже важливо розробити нові амбітні стратегії сталого розвитку та декарбонізації.*

Метою роботи є математичне дослідження циклу зволоження–осушення повітря, щоб отримувати прісну воду та визначити оптимальні параметри, які забезпечать максимальну ефективність процесу опріснення.

Розглянуто принцип роботи й розроблено математичну модель термічної системи опріснення води з підгріванням повітря на вході до зволожувача в сонячному нагрівнику. Виконано комплексний термодинамічний аналіз запропонованої схеми. Визначено температури повітря і солоної води на виході з теплообмінних апаратів. За допомогою балансових рівнянь розраховано основні енергетичні параметри системи.

Побудовано та проаналізовано графічні залежності енергетичних показників від робочих параметрів установки. Показано залежність продуктивності й енергетичної ефективності від температури та швидкості повітря на вході до зволожувача. Виявлено вплив витрат повітря і солоної води на енергетичну ефективність і геометричні розміри зволожувача.

Наведено порівняння ефективності відкритих схем знесолення води з підгріванням повітря та води на вході до зволожувача. Установлено, що за однакових умов нагрівання води забезпечує вищі енергетичні параметри, ніж нагрівання повітря. Відзначено доцільність одночасного підгрівання води і повітря на вході до зволожувача для подальшого підвищення ефективності термічного опріснення за допомогою циклу зволоження–осушення повітря.

Ключові слова: *енергетична ефективність, зволоження-осушення повітря, термодинамічний аналіз, математичне моделювання, термічне опріснення*

Актуальність. Наявні опріснювальні установки переважно великомасштабні. Величезні потреби в енергії та матеріалах є суттєвими недоліками таких систем. Окрім того, будівництво великих заводів доступне лише для економічно розвинених країн і неможливе для країн, що розвиваються, та для місць, віддалених від енергосистем. Термічні й мембранні дистиляційні установки, що діють, усе ще споживають значну кількість викопного палива для виробництва теплової та електричної енергії, і таким чином збільшують вуглецевий слід в атмосфері.

Останнім часом усе більше досліджень спрямовано на те, щоб розробити методи опріснення з використанням поновлювальної енергії (особливо сонячної). Одним із таких підходів є технологія зволоження–осушення повітря (humidification-dehumidification, HDH). Перевагами технології HDH є економія традиційної енергії; пом'якшення згубного впливу на навколишнє середовище; легка інтеграція поновлюваних джерел енергії; незначні потреби в обслуговуванні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Щоб оцінити ефективність систем опріснення HDH, використовують такі параметри:

– Коефіцієнт енергетичної ефективності (gain output ratio, GOR) – дорівнює відношенню добутку витрати виробленої прісної води на приховану теплоту випаровування до загальної витрати енергії:

$$GOR = G_{ns} h_{lv} / Q_{наг}. \quad (1)$$

– Коефіцієнт відновлення (recovery ratio, RR) – визначають як відношення витрати прісної води до витрати морської води:

$$RR = G_{ns} / G_{cs}. \quad (2)$$

– Коефіцієнт масової витрати (mass flow rate ratio, MR) – розраховують як відношення між витратами морської води та зовнішнього повітря, які подаються до системи:

$$MR = G_{cs} / G_{1n}. \quad (3)$$

Для досягнення максимальної ефективності опріснення багато науковців проводять термодинамічний та ексергетичний аналізи різноманітних схем циклу HDH та способів підігрівання повітря і води в установці [1].

Автори праці [2] теоретично дослідили вплив інтеграції однопрохідного та двопрохідного сонячного нагрівника повітря в термічну систему опріснення HDH. Проаналізовано вплив швидкості потоку повітря, витрати води, температури води на вході та площі сонячного колектора на продуктивність системи. За допомогою двопрохідного сонячного повітрянагрівника збільшили кількість отриманого дистилляту на 8 % порівняно з використанням однопрохідного нагрівника. Крім того, встановлено значний вплив температури та витрати охолоджувальної води на продуктивність.

У праці [3] виконано комплексний термодинамічний аналіз закритого і відкритого циклів зволоження–осушення повітря та встановлено, що основними параметрами, які впливають на продуктивність установки, є температура води на вході в установку, перепад температур в осушувачі й температура солоної води на вході до зволожувача.

Аналіз останніх досліджень показав, що більшість наукових праць зосереджені на термодинамічних дослідженнях схем із підігріванням води, але мало уваги приділяють схемам із нагріванням повітря. В експериментальних дослідженнях часто використовують сонячні колектори для підігрівання повітря, однак у таких працях бракує належного обґрунтування такого рішення та не наведено порівняння ефективності із системами підігрівання води.

Мета дослідження – виконати термодинамічний аналіз відкритого циклу зволоження–осушення повітря саме з підігріванням повітря на вході до зволожувача в сонячному нагрівнику та порівняти параметри ефективності такої системи з нагріванням води у відкритій схемі знесолення води.

Матеріали та методи дослідження. Схему опріснювальної установки, яка працює за принципом відкритого циклу як за повітрям, так і за водою з підігріванням повітря (open air-open water with air heating, OAOW-AH), показано на рис. 1.

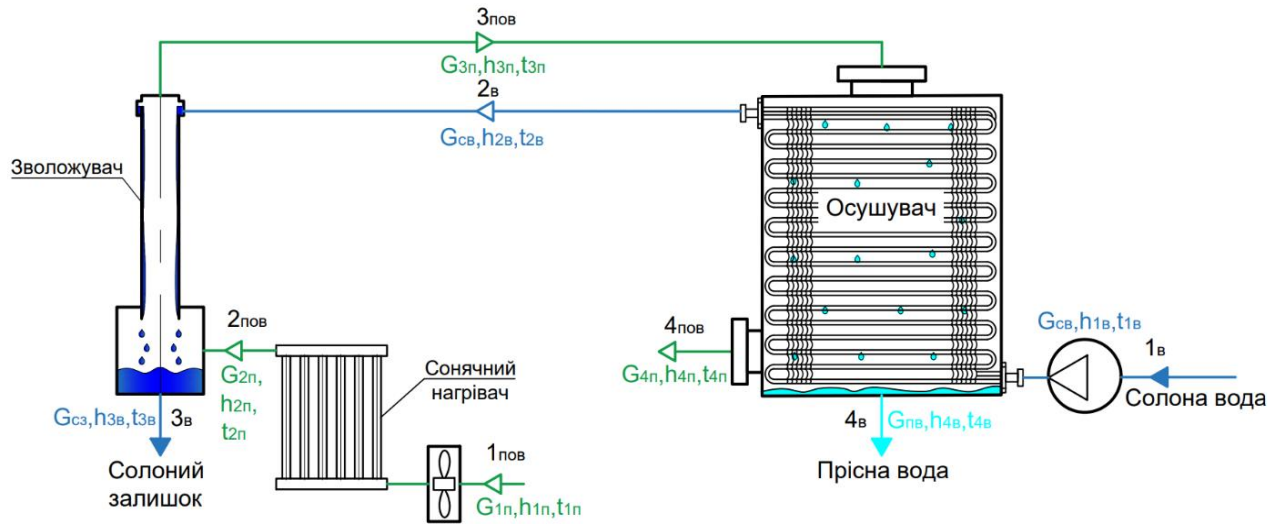


Рис. 1. Опріснювальна установка з відкритим водяним і повітряним циклами та підігріванням повітря

До сонячного нагрівника (т. 1_{пов}) надходить повітря витратою G_{1n} з навколишнього середовища. Температура t_{1n} і відносна вологість ω_{1n} залежать від пори року та погодних умов. У сонячному нагрівнику повітря підігрівається до температури t_{2n} . У трубчастому зволожувачі під час безпосереднього контакту повітря з водою відбувається процес охолодження та зволоження повітря до температури t_{3n} та вологовмісту d_{3n} . За таких умов відносна вологість повітря ω_{3n} наближається до 100 % (т. 3_{пов}). Охолоджене і зволене повітря надходить до осушувача, який становить пластинчасто-ребристий теплообмінник. Повітря контактує з оребреними трубками, якими рухається холодна свіжа вода. Повітря додатково охолоджується до температури t_{4n} , частина водяної пари конденсується. Водночас відносна вологість ω_{4n} залишається постійною (близько 100 %). Охолоджене та осушене повітря відводиться в атмосферу (т. 4_{пов}). Утворений конденсат становить кінцевий продукт – чисту прісну воду.

Математичну модель роботи установки було розроблено за допомогою інженерного забезпечення РТС Mathcad. Властивості вологого повітря та солоної води визначалися за допомогою пакета CoolProp [4]. Модель містить такі рівняння:

– Тепловий баланс зволожувача:

$$Q_{\text{в}}^{\text{зв}} = (G_{\text{св}} - G_{\text{нв}})h_{3\text{в}} - G_{\text{св}}h_{2\text{в}}; \quad (4)$$

$$Q_{\text{н}}^{\text{зв}} = G_{\text{н}}(1 + d_{1\text{н}})h_{2\text{н}} - G_{\text{н}}(1 + d_{3\text{н}})h_{3\text{н}}. \quad (5)$$

– Тепловий баланс осушувача:

$$Q_6^{oc} = G_{c6} (h_{26} - h_{16}); \quad (6)$$

$$Q_n^{oc} = G_n (1 + d_{3n}) h_{3n} - G_n (1 + d_{4n}) h_{4n} - G_{n6} h_{46}. \quad (7)$$

– Кількість теплоти, яка передається від нагрітої води до повітря у зволожувачі завдяки тепло- і масообміну:

$$Q_m^{36} = Q_{вип} + Q_{конв} = \Delta G h_{vl} + \alpha_{конв} F_{фаз} \Delta T, \quad (8)$$

де $Q_{вип}$ – теплота, яка передається випаровуванням води в повітря, Вт; $Q_{конв}$ – теплота, передана повітрю завдяки нагріванню, Вт; ΔG – кількість вологи, яку поглинене повітря, кг/с; h_{vl} – питома теплота пароутворення, Дж/кг; $\alpha_{конв}$ – коефіцієнт тепловіддавання конвекцією, В/(м²·К); $F_{фаз}$ – площа міжфазної поверхні, м²; ΔT – середньологарифмічний температурний напір, °С.

– Кількість теплоти, яка передається від повітря до солоної води в осушувачі завдяки теплопередаванню:

$$Q_m^{oc} = k F_m \Delta h, \quad (9)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); F_m – площа поверхні теплообміну, м²; Δh – середньологарифмічна різниця ентальпій на вході й на виході з осушувача.

Покрокові методики розрахунку теплопередавання у плівковому зволожувачі та поверхневому осушувачі наведено у працях [4] та [5] відповідно. Припущення, прийняті під час моделювання, і детальний опис балансових рівнянь зволожувача й осушувача подано у працях [3] та [6].

Для моделювання роботи установки було взято такі вихідні дані: температура солоної води на вході в установку $t_{16} = 15$ °С; температура повітря після сонячного нагрівача $t_{2n} = 50$ °С; швидкість повітря у зволожувачі постійна, $w_{1n} = 3$ м/с; параметри зовнішнього повітря $t_{1n} = 25$ °С, $\omega_{1n} = 50\%$; відносні вологості повітря на виході зі зволожувача (на вході до осушувача) і на виході з установки рівні $\omega_{3n} = \omega_{4n} = 95\%$.

Результатом моделювання є значення температур повітря і солоної води на виході з теплообмінних апаратів (t_{3n} , t_{4n} , t_{26} , t_{36}) за різних G_{c6} , G_a та геометричних

розмірів зволожувача (діаметра d і висоти h). Після отримання результатів визначали такі енергетичні характеристики:

– Продуктивність установки:

$$G_{не} = G_n (d_{3n} - d_{2n}). \quad (10)$$

– Кількість теплоти, яка підводиться до нагрівника:

$$Q_{наг} = G_n (1 + d_{1a}) \cdot (h_{2a} - h_{1a}). \quad (11)$$

Інші характеристики визначали за методикою, наведеною у праці [7].

Результати дослідження та їх обговорення. Зміна продуктивності установки ($G_{не}$) та її енергетичної ефективності (GOR) від температури повітря на вході до зволожувача t_{2n} показано на рис. 2. Як бачимо, у разі збільшення t_{2n} значення GOR зменшується, разом з тим продуктивність установки зростає. Нагрівання повітря на вході в установку до більш високої температури потребує значних затрат енергії та не є ефективним (GOR = 0,2). Однак використання поновлювальної (безкоштовної) енергії дає змогу підвищити виробництво прісної води до чотирьох разів завдяки збільшенню поглинальної здатності повітря у випарнику.

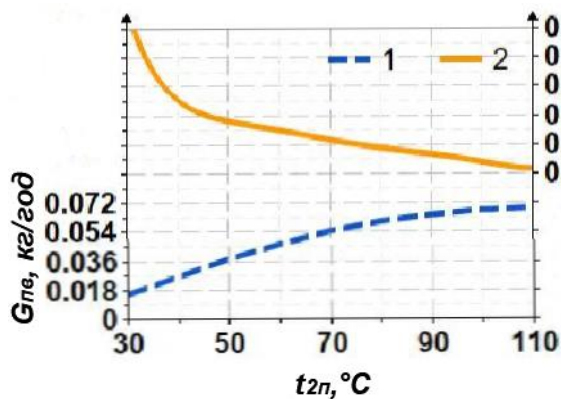


Рис. 2. Залежність GOR і $G_{пв}$ від t_{2n} :
1 – $G_{пв}$; 2 – GOR

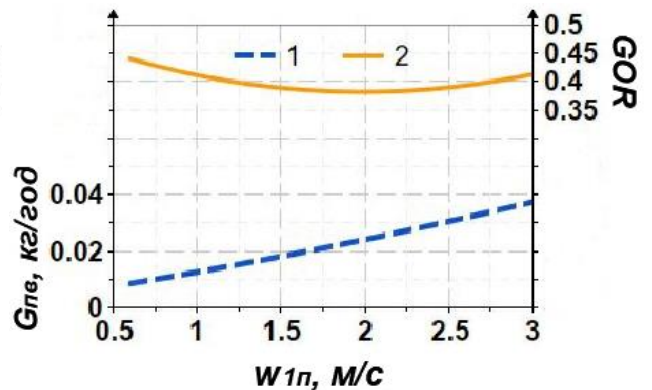


Рис. 3. Залежність GOR і $G_{пв}$ від w_{1n} : 1 – $G_{пв}$; 2 – GOR

Зміна продуктивності установки ($G_{не}$) та її енергетичної ефективності (GOR) від швидкості повітря на вході до зволожувача (w_{1n}) зображено на рис. 3. Видно, що за $w_{1n} = 0,6$ м/с GOR набуває максимального значення. Далі зі збільшенням w_{1n} значення GOR спочатку зменшується (досягаючи мінімального значення за $w_{1n} = 1,25$ м/с), а потім фактично не змінюється. Водночас $G_{не}$ постійно зростає зі

збільшенням w_{In} і досягає максимального значення за $w_{In} = 3$ м/с. У разі подальшого збільшення швидкості повітря розпочнеться унесення солоної води разом з повітряним потоком, що призведе до забруднення дистилляту і зростання затрат енергії [5]. З огляду на те, що різниця між мінімальним і максимальним значеннями GOR досить мала ($GOR = 0,4-0,5$), для забезпечення максимальної продуктивності й плівкового стікання води швидкість повітря у зволожувачі має становити близько 3 м/с.

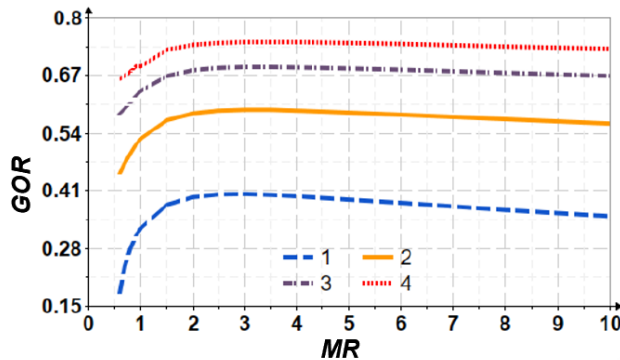


Рис. 4. Залежність GOR від MR за $h = 1,5$ м: 1 – $d = 20$ мм; 2 – $d = 30$ мм; 3 – $d = 40$ мм; 4 – $d = 50$ мм

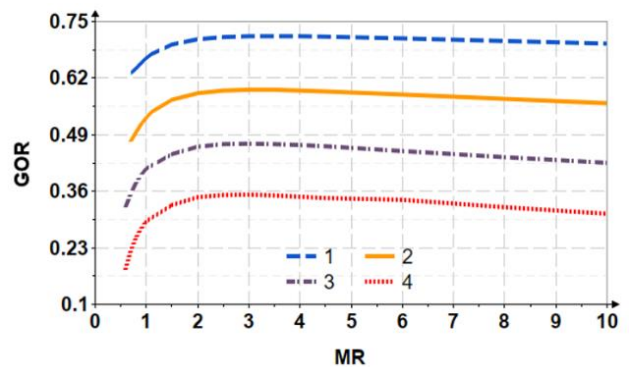


Рис. 5. Залежність GOR від MR за $d = 30$ мм: 1 – $h = 1$ м; 2 – $h = 1,5$ м; 3 – $h = 2$ м; 4 – $h = 2,5$ м

Вплив витрати солоної води (MR) на енергетичну ефективність установки (GOR) залежно від діаметра трубки d та її висоти h показано на рис. 4 та 5 відповідно. Як бачимо, зі зростанням MR значення GOR спочатку зростає, досягає максимального значення і далі фактично не змінюється. Таким чином, за $MR \approx 2$ існує оптимальне співвідношення між витратою дистилляту $G_{нв}$ та кількістю теплоти, підведеної у сонячному нагрівнику до повітря $Q_{наг}$. Також із рис. 4 та 5 видно, що найбільш ефективно установка працюватиме за найбільшого діаметра ($d = 50$ мм) та найменшої висоти ($h = 1$ м) трубки зволожувача. Більший діаметр дає змогу пропускати більше повітря, а мінімальної висоти трубки вистачає для максимального насичення повітря вологою. Чим більша висота трубки, тим довше повітря міститься у трубці. Це сприяє більшому охолодженню повітря, погіршенню масообмінних процесів, і як наслідок – зменшенню вологовмісту повітря на виході зі зволожувача.

Порівняємо ефективність відкритих схем знесолення води з нагріванням повітря та нагріванням води. Відкриту систему HDH з підігріванням води досліджено у праці [8]. Для порівняння були взяті такі вихідні дані: температура води на вході до зволожувача $t_{3e} = 50\text{ }^\circ\text{C}$; відносна вологість зовнішнього повітря $\omega_{1n} = 50\%$; температура солоної води на вході в установку $t_{1e} = 15\text{ }^\circ\text{C}$; відносні вологості повітря на виході з зволожувача (на вході до осушувача) і на виході з установки однакові, $\omega_{2n} = \omega_{3n} = 95\%$.

Оптимальні геометричні розміри зволожувача обирали окремо для кожної схеми: у разі підігрівання води $h = 2\text{ м}$, $d = 25\text{ мм}$ [8]; у разі нагрівання повітря $h = 1\text{ м}$, $d = 50\text{ мм}$. Установлювали оптимальний для кожної схеми коефіцієнт масової витрати: $MR = 1$ для нагрівання води [8], $MR = 2$ у разі нагрівання повітря.

Зміну коефіцієнта GOR від температури зовнішнього повітря t_{1n} показано на рис. 6. Видно, що для обох схем зростання t_{1n} призводить до збільшення ефективності. Це зумовлено тим, що збільшення t_{1n} дає змогу підводити менше теплоти в сонячному нагрівнику $Q_{наг}$ для нагрівання повітря або води. Водночас ефективність установки з нагріванням води є вищою (приблизно на 70 %) за схему з підігріванням повітря в усьому діапазоні змінювання t_{1n} .

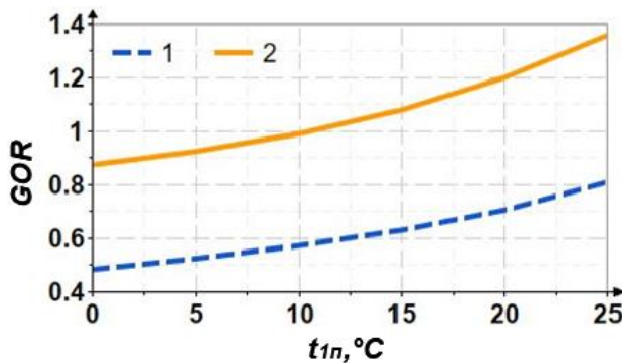


Рис. 6. Залежність GOR від t_{1n} : нагрівання повітря – 1; води – 2

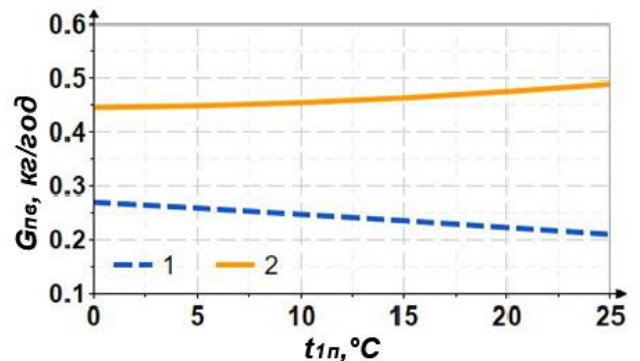


Рис. 7. Залежність $G_{нев}$ від t_{1n} : нагрівання повітря – 1; води – 2

Розглянемо зміну продуктивності установки $G_{нев}$ від температури зовнішнього повітря t_{1n} (рис. 7). Як бачимо, витрата дистилляту в схемі з нагріванням води зростає зі збільшенням t_{1n} , на противагу схемі з підігріванням повітря. Зменшення $G_{нев}$ під час нагрівання повітря зумовлено зміною фізичних властивостей вологого повітря. Тепліше і вологіше повітря стає легшим, і за незмінної швидкості ($w_{1n} = 3\text{ м/с}$)

зменшується масова витрата повітря у трубі. Як наслідок, продуктивність установки G_{ne} стане меншою. Водночас аналогічна зміна властивостей вологого повітря у разі підігрівання води призводить до незначного збільшення G_{ne} [8].

Залежність коефіцієнта відновлення RR від t_{1n} наведено на рис. 8. Видно, що в разі нагрівання повітря коефіцієнт RR фактично не залежить від t_{1n} , а для схеми з нагріванням води – незначно зростає зі збільшенням t_{1n} . Для ефективної роботи систем з підігріванням води в установку потрібно подавати в два рази меншу витрату солоної води G_{ce} порівняно з нагріванням повітря (значення оптимального коефіцієнта MR у два рази менше). Заразом продуктивність систем з підігріванням води більша на 65–150% від установок з нагріванням повітря за аналогічних параметрів (див. рис. 7). Це дає змогу отримати значення RR у п'ять разів більше для схеми з нагріванням води.

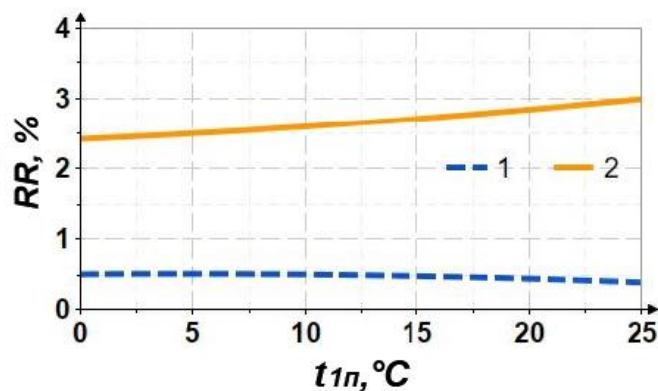


Рис. 8. Залежність RR від t_{1n} :

нагрівання повітря – 1; води – 2

Аналізуючи рис. 6–8, можна стверджувати, що відкрита схема з підігріванням води за всіма показниками (GOR , MR , RR) ефективніша за цикл із нагріванням повітря. Це зумовлено тим, що в досліджуваній схемі процес охолодження і зволоження повітря є пологим через низьку (нижче від точки роси) температуру води. Відповідно інтенсивність поглинання вологи повітрям у зволожувачі буде низькою, на відміну від системи з підігріванням води [8]. Для покращення зволоження повітря потрібно зробити процес $2_{пов}$ – $3_{пов}$ крутішим. Такого результату можна досягти підвищенням температури води на вході до зволожувача $t_{3в}$ за одночасного підігрівання води і повітря на вході до зволожувача.

Висновки і перспективи.

1. Використання поновлювальної енергії (зокрема сонячної) для підігрівання повітря на вході в установку дає змогу збільшити продуктивність установки до чотирьох разів за мінімального ККД 20 %, який характерний сучасним сонячним панелям.

2. Установлено оптимальні значення коефіцієнта масової витрати ($MR = 2$) та швидкості повітря у зволожувачі ($w_{1п} = 3$ м/с) для отримання максимальної продуктивності й ефективності установки за мінімальних затрат енергії.

3. Оптимальними геометричними розмірами зволожувача є діаметр 50 мм та висота 1 м. Такі розміри забезпечують найбільше значення GOR у системі.

4. У разі збільшення температури зовнішнього повітря продуктивність установки майже не змінюється, а енергетична ефективність зростає. Таким чином, метод отримання прісної води за допомогою зволоження–осушення повітря доцільно використовувати в жаркому кліматі (південь Одеси, чорноморське узбережжя).

5. Порівняння відкритих термічних опріснювальних систем з підігріванням повітря і води показало недоліки досліджуваної схеми та дало змогу встановити способи підвищення ефективності циклу HDH, а саме налаштувати одночасне підігрівання води і повітря на вході до зволожувача. Також потрібно перевірити доцільність замикання як повітряного, так і водяного контура. Саме на це будуть спрямовані подальші дослідження.

Список використаних джерел

1. Mohamed A. S. A., Ahmed M. S., Maghrabie H. M., Shahdy A. G. Desalination process using humidification– dehumidification technique: *A detailed review. Int J Energy Res.* 2020. С. 1–52. Doi: 10.1002/er.6111.

2. Muthusamy C., Srithar K. Energy and exergy analysis for a humidification–dehumidification desalination system integrated with multiple inserts. *Desalination.* 2015. № 367. С. 49–59.

3. Серета В., Соломаха А., Притула Н., Швець Н. Термодинамічний аналіз системи термічного знесолення води з відкритим і закритим повітряним циклом. *Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки.* 2022. Т. 33 (72). №6. С. 146-152. Doi: 10.32782/2663-5941/2022.6/25.

4. C++ бібліотека властивостей для 122 компонентів.

URL: <http://www.coolprop.org> (дата звернення: 01.11.2023).

5. Barabash P., Solomakha A., Sereda V., Strynada P., Yang L. Heat and mass transfer of countercurrent air-water flow in a vertical tube. *Heat Mass Transfer*. 2023. № 59, С. 1343-1351. Doi:10.1007/s00231-023-03342-2.

6. Phu N. M., Hap N. V. Influence of inlet water temperature on heat transfer and pressure drop of dehumidifying air coil using analytical and experimental methods. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2020. Т. 18, 100581. С. 1-11. Doi: 10.1016/j.csite.2019.100581.

7. Середя В.В., Соломаха А.С., Припула Н.О., Заболотний О.А. Термодинамічний аналіз термічної опріснювальної установки з циклом зволоження-осушення повітря. *Наукові вісті КНУ*. 2021. № 4. С. 69–76. Doi: 10.20535/kpissn.2021.4.250663.

8. Середя В.В., Лю Ян, Подстєвая Т.Л. Високоєфективний контактний зволожувач для термічної опріснювальної установки. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2023. № 3. С. 131–138. Doi: 10.20535/1813-5420.3.2023. 289729.

References

1. Mohamed A. S. A., Ahmed M. S., Maghrabie H. M., Shahdy A. G. (2020). Desalination process using humidification– dehumidification technique: A detailed review. *Int J Energy Res*, 1–52. Doi: 10.1002/er.6111.

2. Muthusamy C., Srithar K. (2015). Energy and exergy analysis for a humidification–dehumidification desalination system integrated with multiple inserts. *Desalination*, 367,49–59.

3. Sereda V. V., Solomakha A.S., Prytula N.O. *et al* (2022). Термодинамічний аналіз системи термічного знесолення води з відкритим і закритим повітряним циклом [Thermodynamic analysis of the system of thermal desalination of water with an open and closed air cycle]. *Academic notes of TNU named after V. I. Vernadsky*, 33 (72),6,146-152. Doi: 10.32782/2663-5941/2022.6/25.

4. C++ library of properties for 122 components.

Available at: <http://www.coolprop.org>

5. Barabash, P., Solomakha, A., Sereda, V. *et al* (2023). Heat and mass transfer of countercurrent air-water flow in a vertical tube. *Heat Mass Transfer* 59,1343–1351. Doi:10.1007/s00231-023-03342-2.

6. Phu N. M., HapN. V. (2020). Influence of inlet water temperature on heat transfer and pressure drop of dehumidifying air coil using analytical and experimental methods. *Case Studies in Thermal Engineering*, 18,100581,1-11. Doi: 10.1016/j.csite.2019.100581.

7. Sereda V.V., Solomakha A. S., Prytula N.O. *et al* (2021). Термодинамічний аналіз термічної опріснювальної установки з циклом зволоження-осушення повітря [Thermodynamic analysis of thermal desalination system with humidification–dehumidification cycle]. *KPI Science News*, 4,105-112. Doi: 10.20535/kpissn.2021.4.250663.

8. Sereda V.V., Liu Yan, Podstievaia T.L. (2023). Vysokoefektyvnyi kontaktnyi zvolozhuvach dlia termichnoi oprisnuvalnoi ustanovky [Highly effective contact humidifier for thermal desalination plant]. *Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohii, ekolohiia*, 3, 131–138. Doi: 10.20535/1813-5420.3.2023. 289729.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE OPEN SYSTEM OF THERMAL WATER DESALINATION WITH AIR HEATING

T. Podstievaia, V. Sereda

Abstract. *With the increase in the world population and industrialization, the use of water resources for industry and domestic needs is also increasing. At the same time, the impact of the water sector on climate change is increasing due to emissions of greenhouse gases associated with the energy processes of water production, transportation and purification. Given that efforts aimed at mitigating the consequences of climate change are not enough today, it is very important to develop new ambitious strategies for sustainable development and decarbonization.*

The purpose of the work is a mathematical study of the air humidification-dehumidification cycle to obtain fresh water and the search for optimal parameters that will ensure the maximum efficiency of the desalination process.

The principle of operation was considered and a mathematical model of the thermal water desalination system with air heating at the entrance to the humidifier in the solar heater was developed. A comprehensive thermodynamic analysis of the proposed scheme was made. The temperatures of air and salt water at the outlet of the heat exchangers were determined. The main energy parameters of the system were calculated with the help of balance equations.

Graphical dependences of energy indicators on the operating parameters of the installation were constructed and analyzed. The change in performance and energy efficiency as a function of temperature and air velocity at the inlet to the humidifier is shown. The effect of air and salt water consumption on the energy efficiency and geometric dimensions of the humidifier was revealed.

A comparison of the efficiency of open water desalination schemes with heating of air and water at the entrance to the humidifier is given. It was established that, under the same conditions, water heating provides higher energy parameters than air heating. The expediency of simultaneous heating of water and air at the entrance to the humidifier to further increase the efficiency of thermal desalination using the air humidification-dehumidification cycle was noted.

Key words: *energy efficiency, air humidification-dehumidification, thermodynamic analysis, mathematical modeling, thermal desalination*