

**Яропуд В.М.**

к.т.н., доцент

**Вінницький національний  
аграрний університет****Yaropud V.**

Ph.D., Associate Professor

**Vinnitsia National Agrarian  
University****УДК 66.045.1****DOI: 10.37128/2306-8744-2024-2-6****ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО  
ТЕПЛООБМІННИКА ПОБІЧНО-  
ВИПАРНОГО ТИПУ**

За останні два десятиліття для цілей обігріву впроваджено багато нових пристроїв на основі відновлюваної енергії: нові установки рекуперації тепла, теплові помпи, сонячні системи та багато інших.

Проте жодних пристроїв на основі поновлюваних джерел енергії, які до цього часу не були широко застосовані в області охолодження. Це створює важливий науковий виклик для дослідників у всьому світі. Новим рішенням, яке здатне розв'язати вищезгадані проблеми, є пряме та непряме охолодження повітрям через випаровування. Випарні повітряні охолоджувачі використовують охолоджену теплоту випаровування води для забезпечення охолодження і менше залежать від викопного палива, вони також характеризуються значно вищим коефіцієнтом трансформації порівняно з системами механічного стиснення. Вищий коефіцієнт трансформації показує, що розглянуті пристрої здатні зменшити значну частину споживання енергії, що використовується для кондиціонування повітря. Одним з найкращих методів досягнення дуже низьких температур з непрямим випарним охолодженням повітря є новий термодинамічний цикл, відомий як цикл Майсоценка (М-цикл). Повітряні теплообмінники побічно-випарного типу на основі циклу Майсоценка мають більший коефіцієнт трансформації, тому їх доцільно застосовувати для охолодження тваринницьких приміщень.

Створення працездатних і економічно ефективних конструкцій повітряних теплообмінників (теплоутилізаторів) для тваринницьких приміщень, здатних агрегуватись з комплектом вентиляційного обладнання, являє собою складну наукову та інженерну задачу.

За результатами експериментальних досліджень лабораторного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку, коефіцієнта теплової ефективності та ефективної холодопродуктивної потужності від температури первинного повітряного потоку на впуску, його абсолютної вологості і його витрат потоку. Аналізуючи отримані залежності можна зробити висновок щодо відповідності результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень, що підтверджується високим значенням коефіцієнта кореляції Пірсона (0,92–0,94). Оптимальні значення факторів за умови максимізації ефективної холодопродуктивної потужності  $N_E = 426 \text{ Вт}$  (різні площі отворів),  $N_E = 380 \text{ Вт}$  (однакові площі отворів) складають  $t_{in} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $x_{in} = 5 \text{ г/кг}$ ,  $Q_{in} = 169 \text{ м}^3/\text{год}$ .

**Ключові слова:** мікроклімат, теплообмінник, температура, вентиляція, повітря, потік, нагнітання, фактор, моделювання, теплопередача, тваринницьке приміщення, потужність.



**Постановка проблеми.** Одним із найкращих методів досягнення низьких температур у забезпеченні мікроклімату тваринницьких приміщень є непряме охолодження повітря шляхом випаровування [1].

Завдяки помітній перевазі непрямих випарних охолоджувачів над прямими, а саме відсутності вологи в повітрі, що забезпечує гігієнічну якість повітря, цей тип обробки повітря привернув дедалі більше уваги та отримав швидкий розвиток впродовж останніх кількох десятиліть [2]. Дослідження, виробництво та практичне застосування, пов'язане з пристроями, що реалізують процес непрямого випарного охолодження має швидкий розвиток [3]. Багато корпорацій у всьому світі виявили потенціал випарного охолодження та почали застосовувати такі теплообмінники у своїх вентиляційних установках [4]. Це є свідченням зростання інтересу до нових рішень випарних повітроохолоджувачів, які б дозволили отримати максимально можливу ефективність і замінити частину неефективних систем механічного стиснення.

Система непрямого випарного охолодження забезпечує охолодження технологічного повітря без додавання вологи. Непрямий випарний повітроохолоджувач пропускає первинне (основне) повітря над сухою стороною пластини теплообмінника, а робоче (вторинне) повітря – над її протилежною вологою стороною [4, 5]. Волога сторона поглинає теплоту від сухої і тому охолоджує суху сторону без додавання вологи в повітря, тоді як прихована теплота випаровуваної води передається вологій стороні повітря. Через відсутність додавання вологи в притяжене повітря система більш приваблива, ніж пристрої прямого випаровування для побутових застосувань. Блоки мають форму типових теплообмінників з рекуперацією теплоти: паралельного, протиточного і перехресного потоків.

Основною проблемою при більш широкому застосуванні установок непрямого випарного повітряного охолодження є їх низька теплова ефективність [6]. Типові повітряні теплообмінники побічно-випарного типу засновані на схемі перехресного потоку, що призводить до низького перепаду температури. Протипотокові агрегати важко застосовувати через складну схему потоку повітря. Багато дослідників доклали зусиль для підвищення ефективності випарних повітроохолоджувачів, щоб забезпечити їх широке застосування в різних кліматичних умовах. Деякі з методів зосереджені на складних системах, що складаються з декількох типів обмінників, тоді як деякі зосереджені на більш простих

рішеннях. Ключова ідея M-Cycle полягала в тому, щоб чистий зустрічний потік в пластинчастому теплообміннику дуже важко реалізувати через геометрію каналів (пластин) з повітрям, що входить і виходить з одних і тих же сторін. У зв'язку з цим M-Cycle тепер втілений у перфорованому теплообміннику з поперечним потоком [7].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Швидке зростання світового споживання енергії у тваринницьких комплексах викликало серйозну стурбованість з приводу виснаження енергетичних ресурсів. Зростання споживання енергії тваринницькими комплексами спричинено такими факторами, як зростання чисельності поголів'я тварин та підвищення вимог до забезпечення мікроклімату в приміщеннях [8].

За останні десятиліття споживання первинної енергії у тваринництві зросло на 29%. На підтримання мікроклімату у тваринницьких приміщеннях припадає велика частина загального кінцевого споживання енергії. Можна помітити, що енергія, яка використовується для охолодження, є важливою частиною загального споживання енергії, що постійно збільшується через зростання попиту на кращий комфорт у тваринницьких приміщеннях. Енергетична політика багатьох країн світу зосереджена на скороченні споживання електричної енергії та впровадженні нових технологій, які вважаються екологічно чистими [9]. Через зростання потреби в кондиціонуванні та зростання інтересу до енергозбереження, пошук шляхів зменшення споживання твердого палива та збільшення використання відновлюваної енергії під час процесу кондиціонування у тваринницькому секторі агропромислового виробництва є надзвичайно важливим.

Тваринницький сектор агропромислового виробництва має найбільший потенціал для підвищення ефективності використання енергії. Видно, що енергія, яка використовується для охолодження повітря, є важливою частиною загального споживання енергії, яка постійно зростає у зв'язку з підвищеними вимогами до забезпечення оптимального мікроклімату у тваринницьких приміщеннях [10, 11, 12, 13]. Найбільша частка енергозатрат тваринницьких приміщень припадає на створення нормативних параметрів мікроклімату, зокрема на підігрів припливного вентиляційного повітря. В опалювальний період теплогенеруючі пристрої цих приміщень споживають за різними оцінками від 40 до 90 % від сукупних затрат паливно-енергетичних ресурсів [14, 15]. Тому навіть часткове зниження цих затрат приведе до



суттєвого скорочення затрат на виробництво продукції тваринництва.

Ефективним способом скорочення витрат енергії тваринницьких приміщень є використання теплоти вентиляційних викидів для підігріву припливного вентиляційного повітря [16]. Складність використання теплоти повітря вентиляційних викидів полягає в тому, що викидне повітря є низькопотенційним джерелом теплової енергії [17].

Найбільш перспективними способами використання теплоти вентиляційних викидів є застосування теплообмінників (теплоутилізаторів). Теплообмінники (теплоутилізатори) вентиляційних викидів завдяки своїй ефективності знаходять все більше розповсюдження як в житлових та адміністративних приміщеннях, так і в спорудах промислового призначення. Застосування теплообмінника (теплоутилізатора) вентиляційних викидів в системі забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень дозволяє скоротити затрати енергії на підігрів припливного повітря до 80 % [18].

За останні два десятиліття для цілей обігріву в приміщеннях АПК було впроваджено багато нових пристроїв на основі відновлюваної енергії: нові установки рекуперації теплоти, теплові помпи, сонячні системи та багато інших [19]. Однак жодних пристроїв на основі поновлюваних джерел енергії, які до цього часу не були широко застосовані в області охолодження.

Для забезпечення відведення повітря з

приміщення свинарника створена автоматична вентиляційна система забору забрудненого повітря з тваринницьких приміщень [14, 20]. В результаті аналітичних досліджень даної системи математично представлено умову її ефективної роботи. Розроблена методика і реалізований на основі неї алгоритм дозволяє розраховувати площі отворів, які утворюють забірні заслінки із сервоприводами у патрубках для забору повітря. Отримані залежності зміни втрат тиску і потужності, яка необхідна для прокачування повітря через теплообмінник побічно-випарного типу циклу Майсоценка, від ширини центрального повітропроводу, витрат повітря через систему, довжини між патрубками системи і їх кількості [21].

**Мета і завдання досліджень.** На основі експериментальних досліджень теплообмінника побічно-випарного типу встановити емпіричні закономірності зміни температури вихідного первинного повітряного потоку, коефіцієнта теплової ефективності та ефективної холодопродуктивної потужності від температури первинного повітряного потоку на впуску, його абсолютної вологості і його витрат потоку.

**Матеріали і методи досліджень.** Для проведення експериментальних досліджень виготовлений лабораторно-експериментальний зразок теплообмінника побічно-випарного типу із прийнятими геометричними розмірами представлена на рис. 1.

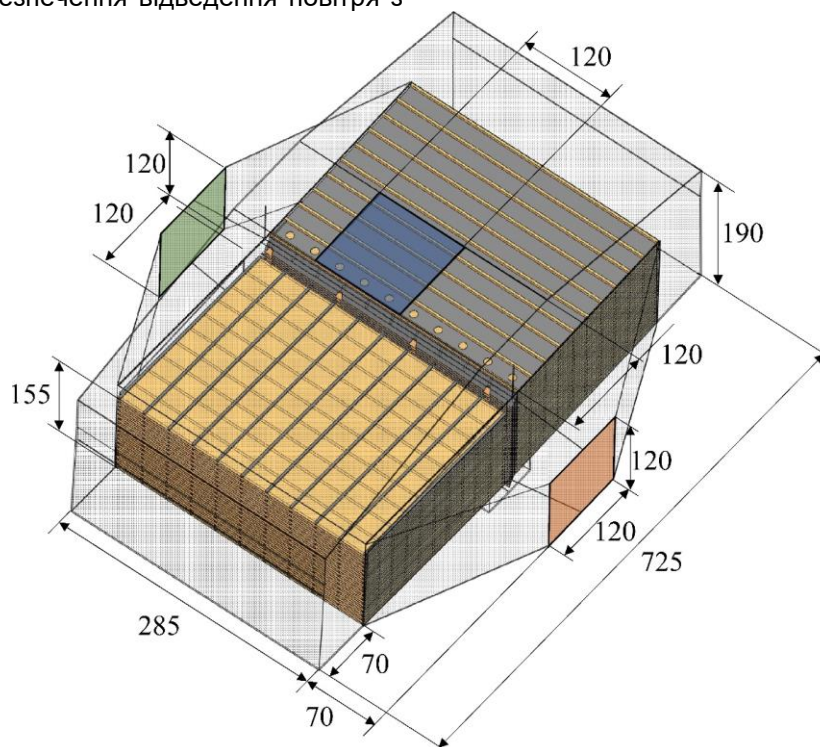


Рис. 1. 3D-модель теплообмінника побічно-випарного типу із прийнятими геометричними розмірами (мм)



Запропонований теплообмінник побічно-випарного типу виконаний у вигляді тепломасообмінника, який знаходиться в середині термоізолюваного корпусу. Тепломасообмінник є основною частиною всього теплообмінника побічно-випарного типу, оскільки він є компонентом, що відповідає за фактичне охолодження.

Тепломасообмінник (рис. 2) виготовлений з використанням фотопаперу формату А3, щільністю  $210 \text{ г/м}^2$ , і двосторонньої клейкої стрічки товщиною 4 мм і шириною 4 мм. Ці матеріали легкодоступні, а також дешеві порівняно з будь-яким матеріалом, який використовується для виготовлення подібних апаратів. Вибір такого матеріалу виправданий, оскільки він відповідає вимогам щодо наявності сухих і вологих каналів по обидві сторони стінки. Фотопапір відповідає

вимогам, оскільки він має глянцеве покриття з одного боку та волокнистий папір з іншого. Таким чином, фотопапір може успішно виконувати роль провідної стінки, яка забезпечує передачу теплоти, але запобігає передачі маси, оскільки вона непроникна для води завдяки гляцевій поверхні на сухій стороні. Однак для зменшення ймовірності розриву паперу його глянцева сторона додатково була обклеєна фольгою товщиною 0,1 мм. Двостороння клейка стрічка виконує роль розділювача каналів для пластин, сформованих з фотопаперу. Конструкція для вологого та сухого каналів виготовляється шляхом накладення стрічки на фотопапір під кутом  $90^\circ$ , що робить її тип перехресного потоку. Весь розподіл для вологих каналів також виконується після виготовлення каналів.

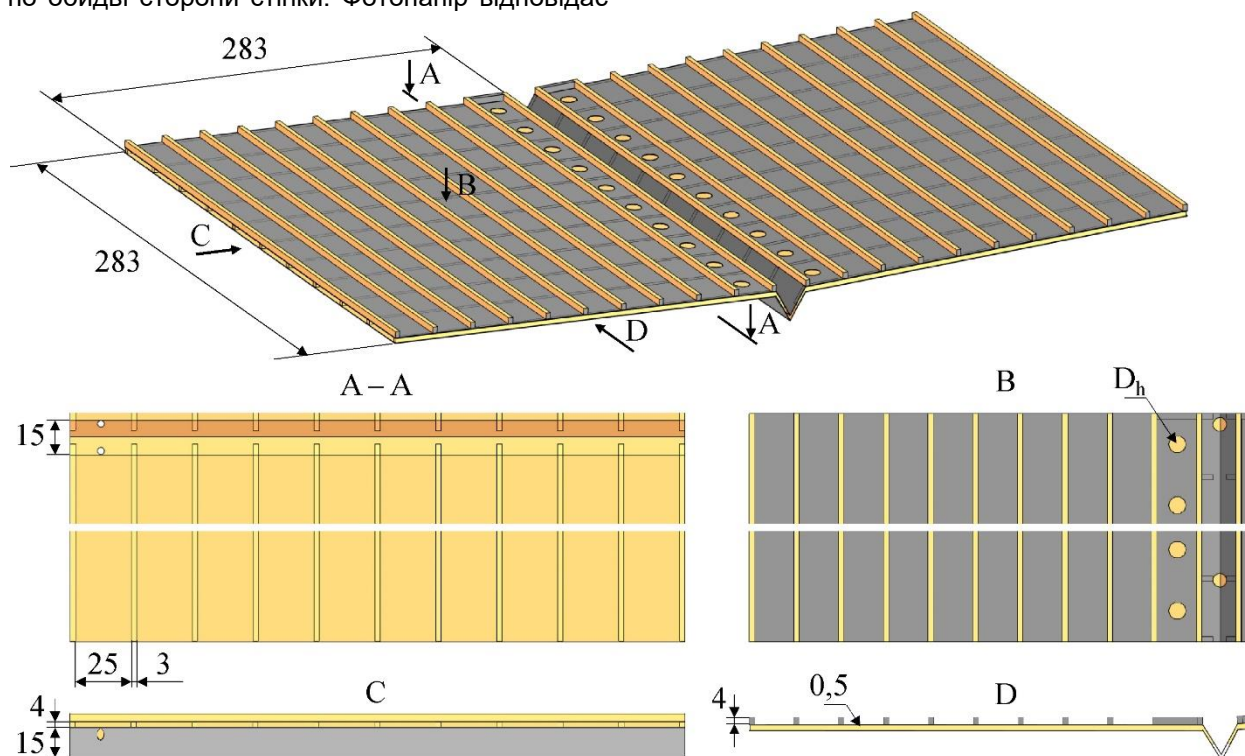


Рис. 2. 3D-модель (а) і загальний вигляд (б) елементів теплообмінника побічно-випарного типу

Корпус теплообмінника побічно-випарного типу (рис. 3) виготовлений з пінопласту й обклеєний фольгою товщиною 0,1 мм. Корпус є розбірним для вільного доступу до тепломасообмінника. Корпус теплообмінника містить один вхідний і два вихідних прямокутні отвори розміром  $120 \text{ мм} \times 120 \text{ мм}$ , які можна з'єднати із системою вентиляції або безпосередньо встановлювати вентилятори. В нижній частині теплообмінника міститься забірна ємність для води, до якої приєднана помпа для перекачування води у верхню частину тепломасообмінника і розподілу її з використанням крапельної трубки.

Лабораторний стенд для проведення досліджень складався з лабораторно-експериментального зразка теплообмінника побічно-випарного типу, в якому встановлено два вентилятори, як показано на рис. 3. Продуктивність вентиляторів регулювалась з використанням димера, що під'єднано до мережі 220 В через електрорічильник, функцією якого є визначення споживаної потужності вентиляторів.

У трьох прямокутних отворах (один вхідний і два вихідні) встановлені модернізовані трубки Прандтля на базі датчика тиску MPX5100DP, датчики вологості і температури DHT11. Датчики тиску, температури і вологості





підключені до плати керування Arduino UNO. В центрі тепломасообмінника у вологому і сухому каналах встановлені цифрові датчики температури DS18B20, які з використанням шини зв'язку 1-wire підключені до плати керування Arduino UNO.

Уся інформація з Arduino UNO поступає до персонального комп'ютера, який працює в режимі осцилографа з можливістю запису отриманих даних.

Дослідження проводились за такими факторами:

– площа отворів між каналами тепломасообмінника (з однаковою площею; з різною площею) – рис. 4;

– витрати повітря у вихідних каналах  $Q_{in}$  (100 м<sup>3</sup>/год, 300 м<sup>3</sup>/год, 500 м<sup>3</sup>/год);  
– температура  $T_{in}$  (20 °С, 26 °С, 32 °С) і абсолютна вологість  $x_{in}$  (5 г/кг, 15 г/кг, 25 г/кг) вхідного повітря.

Критеріями досліджень є:

– динаміка зміни температури в середині тепломасообмінника;  
– температура і вологість повітря на виході з тепломасообмінника;  
– коефіцієнт теплової ефективності  $\eta$ ;  
– потужність, що витрачається вентиляторами для перекачування повітря через тепломасообмінник.

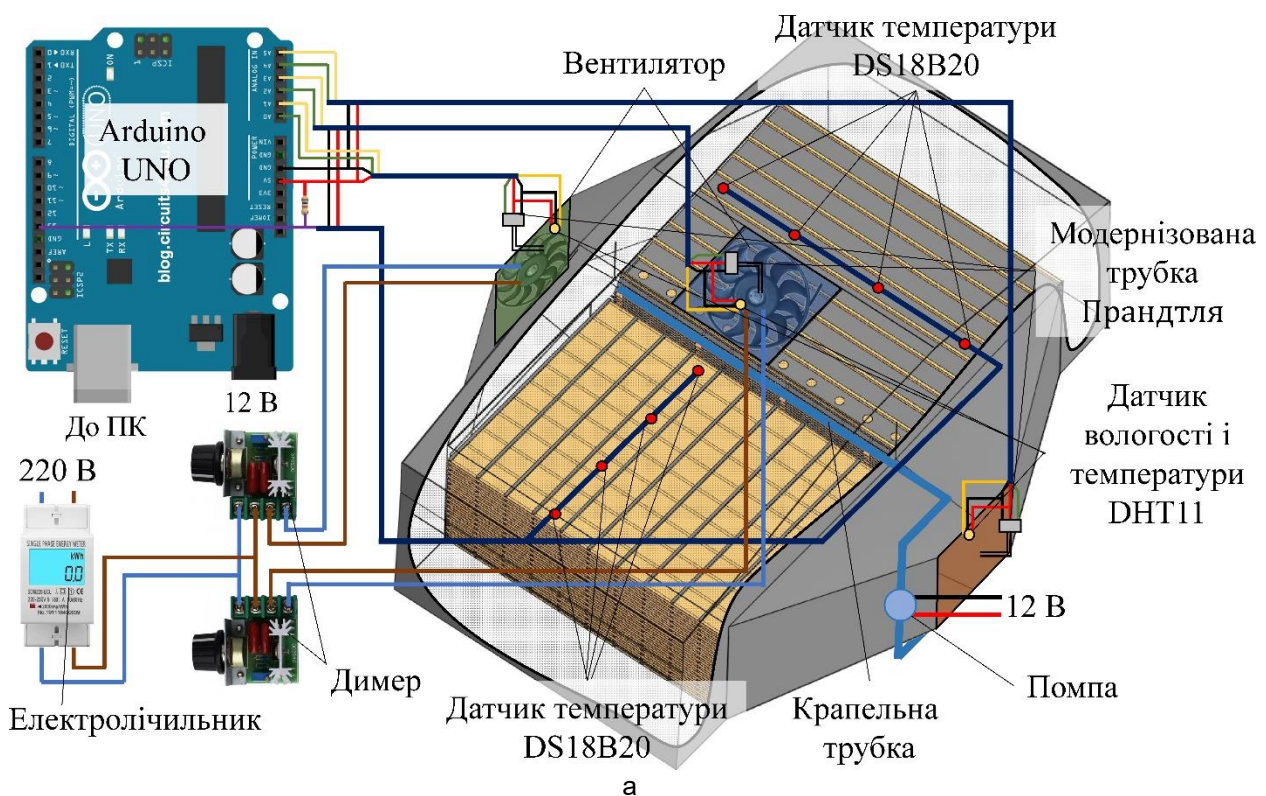


Рис. 3. Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного стенду для дослідження теплообмінника побічно-випарного типу

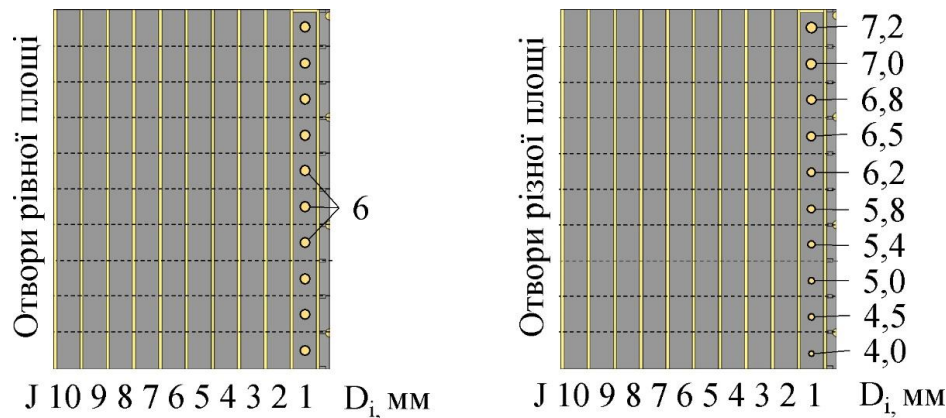
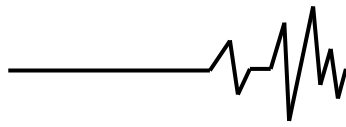


Рис. 4. Схема розташування отворів між каналами тепломасообмінника

Результати експериментальних досліджень порівнювались з результатами чисельного моделювання і відповідно до цього вносились певні корегування до отриманих закономірностей. Ці закономірності враховувались при створенні алгоритмів автоматичного керування системи забезпечення мікроклімату в приміщенні для утримання свиней.

Обробку даних здійснено з використанням програмних пакетів Microsoft Excel і Wolfram Cloud.

**Результати досліджень.** За результатами обробки даних отримані рівняння регресії другого порядку для температури вихідного первинного повітряного потоку  $\bar{t}_{out}$  від факторів досліджень. Табличний критерій Стюдента складає  $t_{0,05}(30) = 2,04$ .

Враховуючи значущі коефіцієнти регресії і провівши розкодування рівнянь регресії отримуємо залежності температури вихідного первинного

повітряного потоку  $\bar{t}_{out}$  від факторів досліджень:

– однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\begin{aligned} \bar{t}_{out} = & 2,64839 - 0,00130204 Q_{in} + \\ & 0,000340201 t_{in} Q_{in} - \\ & - 0,0083864 t_{in}^2 + 0,740021 t_{in} + 0,0169586 x_{in} \\ & t_{in} + 0,0469216 x_{in}; \end{aligned} \quad (1)$$

– різні площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\begin{aligned} \bar{t}_{out} = & 6,54314 - 0,00407751 Q_{in} + \\ & 0,000449682 t_{in} Q_{in} - \\ & - 0,000342885 x_{in} Q_{in} + 0,366847 t_{in} + \\ & 0,018472 x_{in} t_{in} - 0,318488 x_{in}. \end{aligned} \quad (2)$$

Статистичний аналіз зазначених рівнянь в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що критерій Кохрена складає  $G(1) = 0,3146$  і  $G(2) = 0,1875$ , що менше за табличне значення  $G_{0,05}(2; 15) = 0,3346$ .

Також критерій Фішера складає  $F(1) = 1,5098$  і  $F(2) = 2,2466$ , що менше за табличне значення  $F_{0,05}(8;30) = 2,27$ . Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

Оптимальні значення факторів за умов мінімізації температури вихідного первинного повітряного потоку  $\bar{t}_{out} = 14,5$  °C (різні площі отворів)  $\bar{t}_{out} = 16,5$  °C (однакові площі отворів) складають  $t_{in} = 20$  °C,  $x_{in} = 5$  г/кг,  $Q_{in} = 100$  м³/год. Графічна інтерпретація експериментальних (1), (2) і теоретичної залежностей представлені на рис. 5.

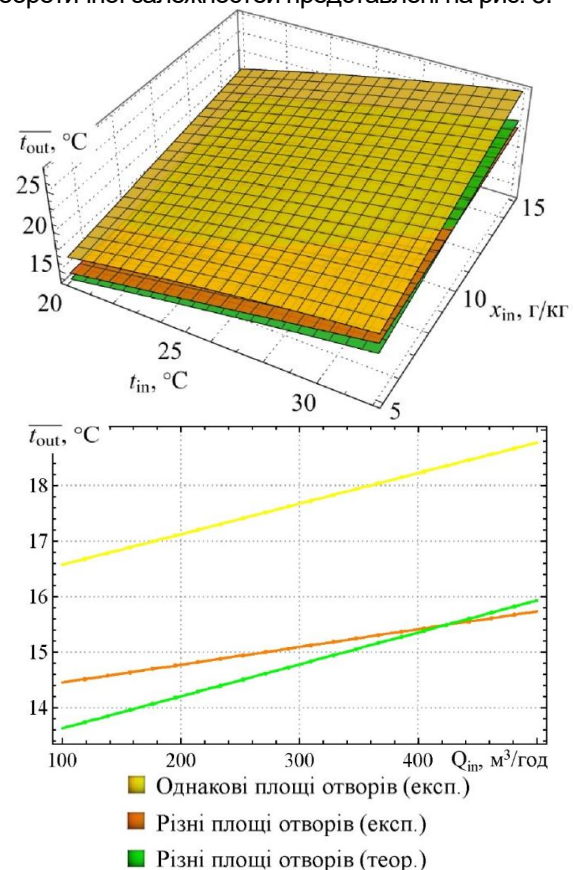


Рис. 5. Залежність температури вихідного повітряного потоку  $\bar{t}_{out}$  від температури  $t_{in}$ , абсолютної вологості  $t_{in}$  і витрат  $Q_{in}$  вхідного первинного повітряного потоку на впуску в теплообмінник





Наочний аналіз рис. 5 дозволяє зробити висновок щодо дотичності результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень. Підтвердження цьому є розрахований критерій кореляції Пірсона, який складає 0,93. Також порівнюючи залежності для однакових і різних площ отворів між каналами видно, що температура вихідного повітряного потоку є більшою для однакових площ, що свідчить про меншу ефективність теплообмінника.

При цьому різниця температури вихідного первинного повітряного потоку за однакових значень факторів складає 1,1–4,2 °С. Для більш точної оцінки ефективності визначимо коефіцієнт теплової ефективності  $\eta_t$  і ефективну холодопродуктивну потужність  $N_E$ .

За результатами обробки даних отримані рівняння регресії другого порядку для коефіцієнта теплової ефективності  $\eta_t$  від факторів досліджень.

Враховуючи значущі коефіцієнти регресії і провівши розкодування рівнянь регресії отримуємо залежності коефіцієнта теплової ефективності  $\eta_t$  від факторів досліджень:

– однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\eta_t = 0,130118 - 0,000897065 Q_{in} + 1,0451 \cdot 10^{-6} Q_{in}^2 + 0,0147258 t_{in} + 0,00878477 x_{in}; \quad (3)$$

– різні площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\eta_t = 0,277886 - 0,00113822 Q_{in} + 1,27045 \cdot 10^{-6} Q_{in}^2 + 0,0132164 t_{in} + 0,00679964 x_{in}. \quad (4)$$

Оптимальні значення факторів за умови максимізації коефіцієнта теплової ефективності  $\eta_t = 0,70$  (різні площі отворів)  $\eta_t = 0,65$  (однакові площі отворів) складають  $t_{in} = 32$  °С,  $x_{in} = 15$  г/кг,  $Q_{in} = 100$  м<sup>3</sup>/год. Графічна інтерпретація експериментальних (3), (4) і теоретичної залежностей представлені на рис. 6.

Статистичний аналіз зазначених рівнянь в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що критерії Кохрена складає  $G(3) = 0,3089$  і  $G(4) = 0,1588$ , що менше за табличне значення  $G_{0,05}(2; 15) = 0,3346$ .

Відповідно критерій Фішера складає  $F(3) = 1,6257$  і  $F(4) = 2,1260$ , що менше за табличне значення  $F_{0,05}(10; 30) = 2,16$ . Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

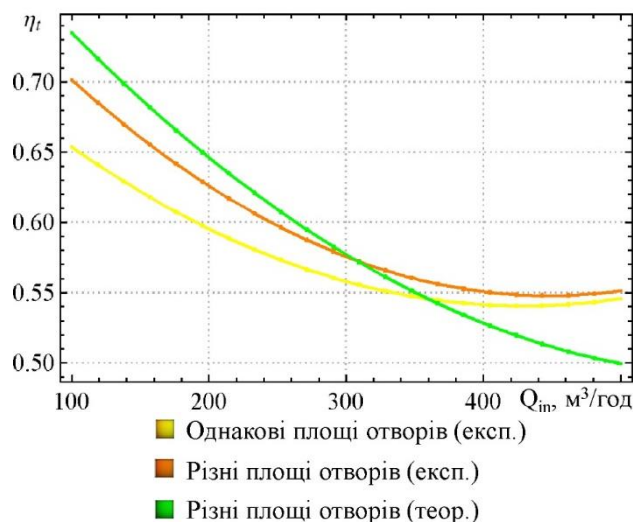
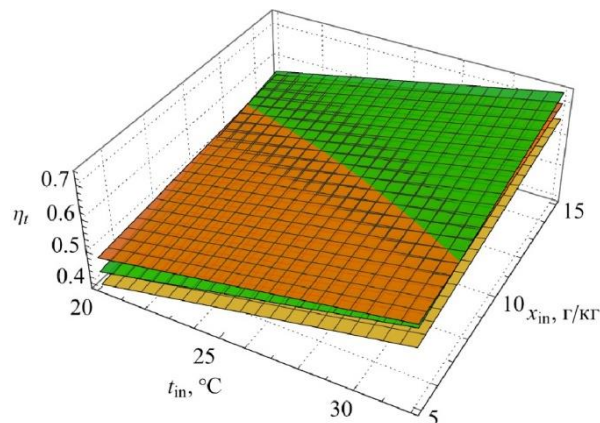


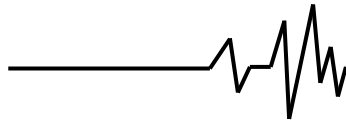
Рис. 6. Залежність коефіцієнта теплової ефективності  $\eta_t$  від температури  $t_{in}$ , абсолютної вологості  $x_{in}$  і витрат  $Q_{in}$  вхідного первинного повітряного потоку на впуску в теплообмінник

Аналізуючи графіки рис. 6, можна зробити висновок про відповідність результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень. Це підтверджується високим значенням коефіцієнта кореляції Пірсона, який складає 0,94. Також, порівнюючи залежності для варіанту виконання із різними площами отворів між каналами із варіантом з однаковими отворами, видно, що коефіцієнт теплової ефективності  $\eta_t$  є більшим у випадку різних площ отворів, що свідчить про більшу ефективність теплообмінника. Різниця у значеннях коефіцієнта теплової ефективності  $\eta_t$  при однакових значеннях факторів становить між 0,023 до 0,065.

Враховуючи значущі коефіцієнти регресії і провівши розкодування рівнянь регресії отримуємо залежності ефективної холодопродуктивної потужності  $N_E$  від факторів досліджень:

– однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$N_E = 0,824439 - 0,00396358 Q_{in}^2 + \quad (5)$$

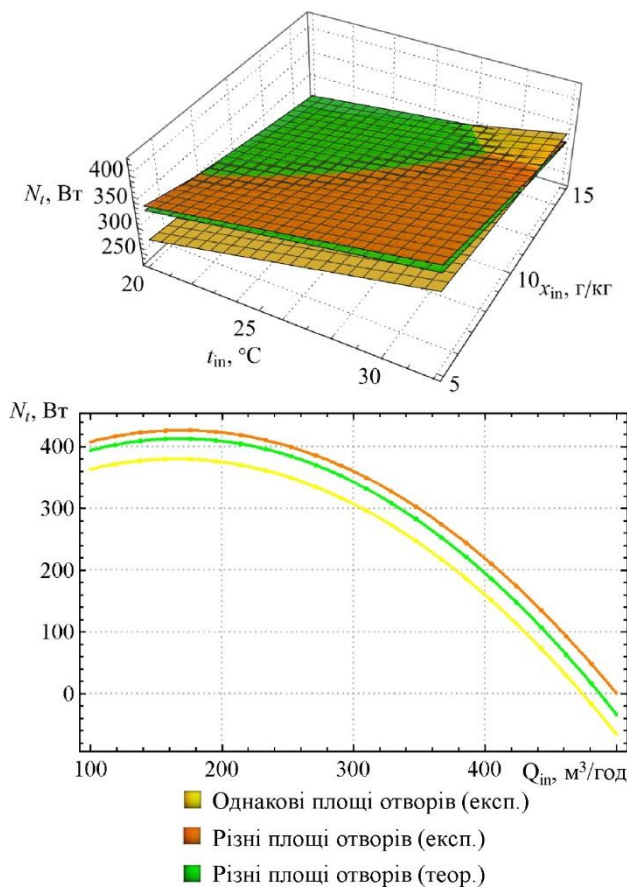


$$\begin{aligned}
 & 8,92401 t_{in} + 1,35502 Q_{in} - \\
 & - 0,0100761 x_{in} Q_{in} - 2,72629 x_{in}; \\
 & \text{— різні площі отворів між каналами} \\
 & \text{тепломасообмінника} \\
 & N_E = 176,018 - 0,00389185 Q_{in}^2 + \\
 & \quad 5,44927 t_{in} + \\
 & + 1,087 Q_{in} + 0,010645 t_{in} Q_{in} - 0,0221228 \\
 & \quad x_{in} Q_{in} - 7,03267 x_{in}. \quad (6)
 \end{aligned}$$

Оптимальні значення факторів за умови максимізації ефективної холодопродуктивної

$$\begin{aligned}
 N_E = & 84,1095 - 120,429 \overline{I_y^w}^2 - 0,00406661 Q_{in}^2 + 8,34837 t_{in} - \\
 & - 0,0163167 t_{in}^2 + 1,35371 Q_{in} + 0,00386724 Q_{in} t_{in} - \\
 & - 0,0170395 Q_{in} x_{in} + 90,9639 \overline{I_y^w} - 0,166351 Q_{in} \overline{I_y^w} - 1,40764 t_{in} \overline{I_y^w} + \\
 & + 0,533205 x_{in} \overline{I_y^w} - 1,54338 x_{in} - 0,225029 t_{in} x_{in} + 0,0979675 x_{in}^2. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Графічна інтерпретація експериментальних (5), (6) і теоретичної (7) залежностей за умови  $\overline{I_y^w} = 0,125$  представлені на рис. 7.



**Рис. 7. Залежність ефективної холодопродуктивної потужності  $N_E$  від температури  $t_{in}$ , абсолютної вологості  $t_{in}$  і витрат  $Q_{in}$  вхідного первинного повітряного потоку на впуску в теплообмінник**

Статистичний аналіз зазначених рівнянь

потужності  $N_E = 426$  Вт (різні площі отворів)  $N_E = 380$  Вт (однакові площі отворів) складають  $t_{in} = 32$  °С,  $x_{in} = 5$  г/кг,  $Q_{in} = 169$  м³/год.

Проведемо перетворення теоретичного рівняння для лабораторного зразка теплообмінника ( $V_t = 2 \times 155$  мм  $\times$  283 мм  $\times$  283 мм) з урахуванням витрат потужності на перекачування повітря у такий вигляд:

в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що критерій Кохрена складає  $G(5) = 0,1948$  і  $G(6) = 0,1974$ , що менше за табличне значення  $G_{0,05}(2; 15) = 0,3346$ .

Також критерій Фішера складає  $F(5) = 2,1941$  і  $F(6) = 1,9020$ , що менше за табличне значення  $F_{0,05}(8;30) = 2,27$ . Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

Аналізуючи графіки рис. 7, можна зробити висновок про відповідність результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень. Це підтверджується високим значенням коефіцієнта кореляції Пірсона, який складає 0,92. Також, порівнюючи залежності для варіанту виконання із різними площами отворів між каналами із варіантом з однаковими отворами, видно, що ефективна холодопродуктивна потужність  $N_E$  є більшою у випадку різних площ отворів, що свідчить про більшу ефективність теплообмінника. Різниця у значеннях ефективної холодопродуктивної потужності  $N_E$  при однакових значеннях факторів становить між  $-36$  Вт до  $44$  Вт. Наочний аналіз показує, що максимальне значення ефективної потужності  $N_E$  досягається при значенні витрат повітряного потоку  $Q_{in} = 169$  м³/год.

**Висновки.** За результатами експериментальних досліджень лабораторного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку, коефіцієнта теплової ефективності  $\eta_t$  та ефективної холодопродуктивної потужності  $N_E$  від температури первинного повітряного потоку на впуску  $t_{in}$ , його абсолютної вологості  $x_{in}$  і його витрат потоку  $Q_{in}$ .

Аналізуючи отримані залежності можна зробити висновок щодо відповідності результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень, що підтверджується високим значенням





коефіцієнта кореляції Пірсона, який складає 0,92–0,94. Оптимальні значення факторів за умови максимізації ефективної холодопродуктивної потужності  $N_E = 426$  Вт (різні площі отворів),  $N_E = 380$  Вт (однакові площі отворів) складають  $t_{in} = 32$  °C,  $x_{in} = 5$  г/кг,  $Q_{in} = 169$  м<sup>3</sup>/год.

### Список використаних джерел

1. Xuan Y., Xiao F., Niu X., Huang X. W. S. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16. P. 3535–3546. DOI: 10.1016/j.rser.2012.01.052
2. Duan Z. Investigation of a Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings. A Thesis submitted to the The University of Nottingham for the degrees of Doctor. 2011. 188 p. [https://eprints.nottingham.ac.uk/12200/1/PhD\\_thesis\\_Zhiyin\\_Duan.pdf](https://eprints.nottingham.ac.uk/12200/1/PhD_thesis_Zhiyin_Duan.pdf)
3. Duan Z., Changhong Z., Zhang X., Mustafa M., Alimohammadisagvand B., Hasan A., Zhao X. Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16. P. 6823–6850. DOI: 10.1016/j.rser.2012.07.007
4. Gillan L. Maisotsenko cycle for cooling process. *Clean Air*. 2008. Vol. 9, I. 1–3. 2008. P. 47–64. DOI: 10.1615/InterJEnerCleanEnv.v9.i1-3.50
5. Anisimov S., Pandelidis D. Porównanie pracy pośrednich wymienników wuparnych o różnych schematach przepływu powietrza: wyniki symulacji numerycznej. *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja (District Heating, Heating, Ventilation)*. 2013. Vol. 3. P. 126–129
6. Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*. 2010. Vol. 30. P. 2460–2468. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.017
7. Eberling L. Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler-Indirect Evaporative Cooling Unit. Pacific Gas and Electric Company (Report). 2006. 36 p. [https://www.etcc-ca.com/sites/default/files/OLD/images/stories/etcc\\_report\\_304.pdf](https://www.etcc-ca.com/sites/default/files/OLD/images/stories/etcc_report_304.pdf)
8. Макаренко П. М., Калініченко О. В., Аранчій В. І. Енергоефективність та енергозбереження: економічний, техніко-технологічний та екологічний аспекти : колективна монографія. ПП «Астрая», 2019. 603 с. URL: <https://dspace.nuft.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/29381/1/1.pdf>.
9. Heßling M., Hönes K., Vatter P., Lingenfelder C. Ultraviolet irradiation doses for coronavirus inactivation – review and analysis of coronavirus photoinactivation studies. *GMS Hygiene and Infection Control*. 2020. Vol. 15. PMC7273323. DOI: <https://doi.org/10.3205/dgkh000343>.
10. Алієв Е. Б., Яропуд В. М., Білоус І. М. Обґрунтування складу енергозберігаючої системи забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. № 2 (97). С. 129–137.
11. Калетнік Г. М., Яропуд В. М. Теоретичні дослідження пневмовтрат повітряного теплообмінника побічно-випарного типу тваринницьких приміщень. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Київ. 2021. Вип. 12. № 4. С. 35–41.
12. Калетнік Г.М., Яропуд В.М. Симуляція процесу тепломасообміну теплообмінника побічно-випарного типу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2022. № 1 (116). С. 4–15.
13. Adamchuk V., Dovbnenko O., Danik Yu., Skydan O. Technological aspects of energy-efficient high-quality cleaning of indoor air from harmful impurities. *Scientific Horizons*. 2021. Vol. 24, № 4. P. 17–24. DOI: [https://doi.org/10.48077/scihor.24\(4\).2021.17-24](https://doi.org/10.48077/scihor.24(4).2021.17-24).
14. Kaletnik H., Yaropud V. Research of pressure losses and justification of forms of sideevaporative heat exchangers channels in livestock premises. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2023. Vol. 99, № 7, P. 247–252. DOI: 10.15199/48.2023.07.46.
15. Калетнік Г.М., Яропуд В.М. Фізико-математична модель вентиляційної системи нагнітання чистого повітря у тваринницьких приміщеннях. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. №3 (114). С. 4–15.
16. Randazzo T., De Cian E., Mistry N. M. Air conditioning and electricity expenditure: The role of climate in temperate countries. *Economic Modelling*. 2020. Vol. 90. P. 273–287. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.econmod.2020.05.001>.
17. Arun B. S., Mariappan V., Maisotsenko V. Experimental study on combined low temperature regeneration of liquid desiccant and evaporative cooling by ultrasonic atomization. *International Journal of Refrigeration*. 2020. Vol. 12. P. 100–109. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.023>.
18. Довбненко О. Ф. Обґрунтування технічних та технологічних параметрів електротехнічної системи очищення повітря тваринницьких приміщень від шкідливих домішок. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2021. № 13 (112), С. 180–186. DOI: <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2021-13-20>.
19. Yaropud V., Kupchuk I., Burlaka S., Poberezhets J., Babyn I. Experimental studies of design-and-technological parameters of heat exchanger. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2022. Vol.



10, № 98. P. 57–60. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2022.10.10>.

20. Яропуд В. М. Дослідження процесу функціонування та оптимізація конструктивно-технологічних параметрів тритрубного рекуператора. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2020. № 1 (108). С. 23–32. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-1-16

21. Zhu G., Chow T.-T., Maisotsenko V.S., Wen T. Maisotsenko power cycle technologies: Research, development and future needs. *Applied Thermal Engineering* [this link is disabled](#). 2023. Vol. 223. 120023. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120023>.

### References

1. Xuan, Y.M., Xiao, F., Niu, X.F., Huang, X., & Wang, S.W. (2012). Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)–Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(5), 3535-3546. [in English].

2. Duan, Z. (2011). Investigation of a novel dew point indirect evaporative air conditioning system for buildings (Doctoral dissertation, University of Nottingham). 188 p. [in English].

3. Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M., Zhao, X., Alimohammadisagvand, B., & Hasan, A. (2012). Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(9), 6823-6850. [in English].

4. Gillan, L. (2008). Maisotsenko cycle for cooling processes. *International journal of energy for a clean environment*, 9(1-3). [in English].

5. Ansimov, S., & Pandelidis, D. (2013). Porównanie pracy pośrednich wymienników wyparynych o różnych schematach przepływu powietrza. Model matematyczny. *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja*, 44, 75-78. [in English].

6. Hasan, A. (2010). Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2460-2468. [in English].

7. Elberling L. (2006) Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler-Indirect Evaporative Cooling Unit. *Pacific Gas and Electric Company (Report)*. 36 p [in English].

8. Makarenko P.M., Kalinichenka O.V., Aranchii V.I. (2019). Enerhoefektyvnist ta enerhozberezhennia: ekonomichni, tekhniko-tekhnolohichni ta ekolohichni aspekty : kolektyvna monohrafiia. [Energy efficiency and energy saving: economic, technical, technological and environmental aspects: a collective monograph]. Astray. 603 p [in Ukrainian].

9. Heßling M., Hönes K., Vatter P., Lingenfelder C. (2020). Ultraviolet irradiation doses for coronavirus inactivation – review and analysis of coronavirus photoinactivation studies. *GMS Hygiene and Infection Control*. Vol. 15. PMC7273323 [in English].

10. Aliiev E.B., Yaropud V.M., Bilous I.M. (2020). Obgruntuvannia skladu enerhozberhaiuchoi systemy zabezpechennia mikroklimatu v svynarskykh prymishchenniakh. [Substantiation of the composition of the energy-saving system for providing microclimate in pigsties]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh – Vibrations in engineering and technology*, 2 (97). P. 129–137 [in Ukrainian].

11. Kaletnik H.M., Yaropud V.M. (2021). Teoretychni doslidzhennia pnevmovtrat povitrianoho teploobminnyka pobichno-vyparnoho typu tvarynnytskykh prymishchen. [Theoretical studies of pneumatic losses of the air heat exchanger of the side-evaporative type of livestock premises]. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*, 12. (4). P. 35–41 [in Ukrainian].

12. Kaletnik H.M., Yaropud V.M. (2022). Symuliatyia protsesu teplomasoobminu teploobminnyka pobichno-vyparnoho typu. [Simulation of the heat and mass transfer process of a side-evaporative heat exchanger]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APK –Engineering, Energy, Transport AIC*, 1 (116). P. 4–15 [in Ukrainian].

13. Adamchuk V., Dovbnenko O., Danik Yu., Skydan O. (2021). Technological aspects of energy-efficient high-quality cleaning of indoor air from harmful impurities. *Scientific Horizons*. Vol. 24, № 4. P. 17–24 [in English].

14. Kaletnik H., Yaropud V. (2023). Research of pressure losses and justification of forms of sideevaporative heat exchangers channels in livestock premises. *Przeglad Elektrotechniczny*. Vol. 99, № 7, P. 247–252 [in English].

15. Kaletnik H.M., Yaropud V.M. (2021). Fyzyko-matematychna model ventylyatsiinoi systemy nahnitannia chystoho povitria u tvarynnytskykh prymishchenniakh. [Physical and mathematical model of the ventilation system for injection of clean air in livestock premises]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APK – Engineering, Energy, Transport AIC*, 3 (114). P. 4–15 [in English].

16. Randazzo T., De Cian E., Mistry N. M. (2020). Air conditioning and electricity expenditure: The role of climate in temperate countries. *Economic Modelling*, 90. P. 273–287 [in English].

17. Arun B.S., Mariappan V., Maisotsenko V. (2020). Experimental study on combined low temperature regeneration of liquid desiccant and evaporative cooling by ultrasonic



atomization. *International Journal of Refrigeration*, 12. P. 100–109 [in English].

18. Dovbnenko O.F. (2021). Obgruntuvannia tekhnichnykh ta tekhnolohichnykh parametriv elektrotekhnichnoi systemy ochyshchennia povitria tvarynnytskykh prymishchen vid shkidlyvykh domishok. [Substantiation of technical and technological parameters of the electrical system for air purification of livestock premises from harmful impurities]. *Mekhanizatsiia ta elektrifikatsiia silskoho hospodarstva – Mechanization and electrification of agriculture*, 13 (112). P. 180–186 [in English].

19. Yaropud V., Kupchuk I., Burlaka S., Poberezhets J., Babyn I. (2022). Experimental studies of design-and-technological parameters of heat exchanger. *Przeglad Elektrotechniczny*, 10 (98). P. 57–60 [in English].

20. Yaropud V.M. (2020). Doslidzhennia protsesu funktsionuvannia ta optymizatsiia konstruktyvno-tekhnolohichnykh parametriv trytrubnoho rekuperatora. Tekhnika, enerhetyka, transport APK. [Study of the process of functioning and optimization of design and technological parameters of a three-pipe recuperator]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APK –Engineering, Energy, Transport AIC*, 1 (108). P. 23–32 [in Ukrainian].

21. Zhu G., Chow T. T., Maisotsenko V.S., Wen T. (2023). Maisotsenko power cycle technologies: Research, development and future needs. *Applied Thermal Engineering* this link is disabled, 223. 120023. [in English].

#### EXPERIMENTAL STUDIES OF THE AIR HEAT EXCHANGER OF THE SIDE-EVAPORATION TYPE

Over the past two decades, many new devices based on renewable energy have been introduced for heating purposes: new heat recovery units, heat pumps, solar systems and many others

However, no devices based on renewable energy sources have been widely applied in the field of cooling until now. This poses an important

scientific challenge for researchers worldwide. A new solution that can solve the above-mentioned problems is direct and indirect air cooling through evaporation. Evaporative air coolers use the cooled heat of water evaporation to provide cooling and are less dependent on fossil fuels, they also feature a significantly higher conversion factor compared to mechanical compression systems. A higher transformation coefficient shows that the considered devices are able to reduce a significant part of the energy consumption used for air conditioning. One of the best methods for achieving very low temperatures with indirect evaporative air cooling is a new thermodynamic cycle known as the Maisotsenko cycle (M-cycle). Air heat exchangers of the indirect-evaporative type based on the Maisotsenko cycle have a higher transformation coefficient, so it is advisable to use them for cooling livestock premises.

The creation of workable and cost-effective designs of air heat exchangers (heat utilizers) for livestock premises, which can be aggregated with a set of ventilation equipment, is a complex scientific and engineering task.

According to the results of experimental studies of the indirect-evaporative type laboratory heat exchanger, the dependences of the temperature of the output primary air flow, the coefficient of thermal efficiency and effective cooling capacity on the temperature of the primary air flow at the inlet, its absolute humidity and its flow rate were obtained. Analyzing the obtained dependencies, it is possible to draw a conclusion about the correspondence between the results of numerical modeling and experimental studies, which is confirmed by the high value of the Pearson correlation coefficient (0.92–0.94). The optimal values of the factors under the condition of maximizing the effective cooling capacity  $NE = 426$  W (different areas of the holes),  $NE = 380$  W (the same areas of the holes) are  $t_{in} = 32$  °C,  $x_{in} = 5$  g/kg,  $Q_{in} = 169$  m<sup>3</sup>/h.

**Key words:** microclimate, heat exchanger, temperature, ventilation, air, flow, injection, factor, modeling, heat transfer, livestock premises, power.

#### Відомості про авторів

**Яропуд Віталій Миколайович** - кандидат технічних наук, доцент кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [yaropud77@gmail.com](mailto:yaropud77@gmail.com)).

**Yaropud Vitalii** - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of machinery and equipment for agricultural production of Vinnytsia National Agrarian University (St. Soniachna, 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: [yaropud77@gmail.com](mailto:yaropud77@gmail.com)).