

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ЯРОПУД ВІТАЛІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 636.4.082.2:697:681.51 (043.5)

**МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ**

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

РЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Тернопіль – 2025

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано самостійно у Вінницькому національному аграрному університеті Міністерства освіти і науки України, м. Вінниця.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Братішко Вячеслав Вячеславович,
Національний університет біоресурсів і
природокористування України,
декан механіко-технологічного факультету;

доктор технічних наук, професор
Кухарець Савелій Миколайович,
Поліський національний університет,
завідувач кафедри механічної інженерії та
технології машинобудування;

доктор технічних наук, професор
Степаненко Сергій Петрович,
Інститут механіки та автоматики
агропромислового виробництва
Національної академії аграрних наук України,
завідувач відділу механіко-технологічних
проблем збирання і післязбиральної
обробки урожаю зернових та олійних культур

Захист відбудеться «15» травня 2025 року о «11» годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 58.052.02 в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, аудиторія 79.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

М. Я. Сташків

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. За даними Державної служби статистики загальне поголів'я свиней в Україні склало 5608,8 тис. голів (без урахування тимчасово окупованих територій). При цьому 49 % утримують в приватному секторі і 51 % – в сільськогосподарських підприємствах. Більша частина поголів'я зосереджена на підприємствах з кількістю свиней більше 6 тис. голів (32 %).

Найбільш перспективною технологією утримання свиней в світі та Україні є нова (західна) технологія, яка характеризується тим, що все поголів'я утримують на частково- або повністю щільній підлозі в капітальних приміщеннях, які є спеціалізованими для різних технологічних груп та розділені на ізольовані секції. При цьому система утримання – безвигульна, спосіб утримання – підлогово-станковий, спосіб відтворення – цілорічно-рівномірний, спосіб вирощування – трифазовий, мікроклімат – примусова система від'ємного тиску.

За результатами аналізу параметрів мікроклімату в свинарських приміщеннях та їх впливу на здоров'я, відтворювальні функції та приріст свиней встановлено, що відхилення від нормативних показників призводить до погіршення здоров'я тварин, зменшення їх чисельності та, як результат, до зниження рентабельності господарств.

Перспективними напрямками у створенні та підтриманні мікроклімату в свинарських приміщеннях є ресурсо- та енергозберігаючі системи охолодження і нагрівання, які базуються на автоматизованих та адаптивних системах керування. Незважаючи на актуальність, проблема забезпечення оптимальних параметрів, розташування систем забезпечення нормативного мікроклімату у свинарських приміщеннях та встановлення меж їх енергетичної ефективності залишається недостатньо дослідженою у науковій літературі.

Виходячи з цього, розробка механіко-технологічних основ процесів забезпечення мікроклімату свинарських приміщень із системою адаптивної вентиляції повітря та енергозберігаючих технічних засобів із раціонально-обґрунтованими параметрами є актуальною проблемою, вирішення якої забезпечує усунення недоліків існуючих технологій утримання свиней.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, що складають основу дисертації, проведено у Вінницькому національному аграрному університеті (ВНАУ) в межах виконання державних науково-дослідних робіт: «Розробка комплексу енергоефективного і ресурсощадного обладнання та перспективних технологій годівлі сільськогосподарських тварин АПК України» (№ ДР 0121U108589, 2021–2023 рр.), «Розробка комплексу техніко-технологічного забезпечення енерго- та ресурсощадного виробництва продукції тваринництва у рамках ЄЗК» (№ ДР 0123U101794, 2023–2024 рр.).

Мета дослідження: підвищення ефективності функціонування техніко-технологічного забезпечення мікроклімату свинарських приміщень шляхом обґрунтування концепції та параметрів адаптивних мехатронних систем енергозберігаючих технічних засобів.

Для досягнення поставленої мети сформульовано **наукову гіпотезу**, згідно з якою застосування мехатронних систем для забезпечення мікроклімату

свинарських приміщень із адаптивною системою видалення забрудненого і нагнітання чистого повітря та енергозберігаючими теплообмінниками побічно-випарного типу й вертикальними ґрунтовими теплообмінниками із раціонально-обґрунтованими параметрами дозволить підвищити ефективність існуючих технологій утримання свиней.

Задачі дослідження:

1. Провести аналіз сучасних систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень та на основі виробничих умов визначити ефективність цих систем з використанням експериментально-чисельних методів досліджень.

2. Розробити конструктивно-технологічну схему адаптивної мехатронної системи енергозберігаючих технічних засобів для забезпечення мікроклімату свинарських приміщень.

3. Виконати аналітичні дослідження автоматичної системи видалення забрудненого повітря в свинарнику та розробити методику й алгоритм її функціонування.

4. Встановити емпіричні залежності процесу функціонування системи видалення забрудненого повітря з свинарських приміщень та обґрунтувати її раціональні конструктивно-режимні параметри.

5. Виконати аналітичні дослідження автоматичної системи нагнітання чистого повітря в свинарнику і розробити методику та алгоритм її розрахунку.

6. Встановити емпіричні залежності процесу функціонування системи нагнітання чистого повітря і обґрунтувати її раціональні конструктивно-режимні параметри.

7. Провести аналітичні дослідження повітряного теплообмінника побічно-випарного типу і обґрунтувати його раціональні конструктивні параметри.

8. Виконати чисельне моделювання та експериментальні дослідження процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу та отримати характерні закономірності його функціонування.

9. Виконати аналітичні дослідження вертикальних ґрунтових теплообмінників і обґрунтувати їх раціональні конструктивні-технологічні параметри.

10. Виконати чисельне моделювання та експериментальні дослідження процесу тепломасообміну у вертикальних ґрунтових теплообмінниках та отримати характерні закономірності його функціонування.

11. Розробити методику інженерного розрахунку мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень і визначити техніко-економічну ефективність застосування результатів досліджень.

Об'єкт дослідження: технологічний процес забезпечення нормативного мікроклімату свинарських приміщень.

Предмет дослідження: закономірності та умови забезпечення нормативного мікроклімату свинарських приміщень адаптивними мехатронними системами енергозберігаючих технічних засобів.

Методи дослідження. В основу теоретичних досліджень покладено методи чисельного моделювання з використанням основних положень теорій класичної механіки, газодинаміки, ймовірностей, моделей багатофазової взаємодії та Лагранжевої багатофазовості. Експериментальні дослідження

проводились з використанням математичного методу планування експерименту, методів натурних спостережень та експертних оцінок. Обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень здійснювались з використанням теорії ймовірності та кореляційно-регресійного аналізу. Моделювання та обробка результатів досліджень виконувались з використанням програмних пакетів Simcenter Star-CCM+ (ліцензія надана ДДАЕУ на основі договору про співпрацю), Wolfram Cloud (вільний доступ) та табличного редактора Microsoft Excel (ліцензія ВНАУ).

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше:

- на основі системного підходу розроблено алгоритм функціонування мехатронної системи забезпечення нормативного мікроклімату свинарських приміщень, що дозволяє керувати напрямками руху, швидкістю, температурою, вологістю та забрудненістю повітряного потоку в зоні перебування тварин в залежності від температури та вологості повітря зовнішнього середовища у зимовий, літній та міжсезонні періоди року;

- встановлено залежності і розроблено алгоритм функціонування автоматичної системи видалення забрудненого повітря свинарника, який дозволяє розраховувати площі отворів, що утворюють витяжні заслінки, в залежності від ступеня забруднення повітря і рівномірності розподілу його швидкості по площі приміщення;

- отримано залежності ефективності теплообмінника побічно-випарного типу (температура вихідного первинного повітряного потоку, коефіцієнт теплової ефективності і питомої холодопродуктивності) від геометричної форми його каналів, конструктивних (відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника і діаметрів отворів переходу з вологих до робочих каналів) і режимних (температури, вологості і швидкості первинного повітря на впуску) параметрів.

Набули подальшого розвитку:

- залежності ефективності видалення забруднень (CO_2 , NH_3 , H_2S) і виведення тепла від періоду року (літній, зимовий, міжсезоння) для різних систем вентиляції свинарських приміщень через підлогові, стельові та стінові канали;

- фізико-математичний апарат розрахунку конструктивних параметрів систем нагнітання чистого і видалення забрудненого повітря для забезпечення його рівномірності за швидкістю і температурою;

- залежності зміни втрат тиску, споживаної потужності, зміни температури повітряного потоку й ефективної теплової потужності U-подібного та концентричного ґрунтових теплообмінників від їх конструктивних (довжина, діаметр) і режимних (швидкість нагнітання і температури вхідного повітря) параметрів;

- фізико-математичний апарат процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу, що включає диференційні рівняння енергетичного балансу з урахуванням явного та прихованого теплообміну на поверхні стінки вологого та сухого каналів.

Наукову новизну одержаних результатів покладено в основу технічних рішень, які захищені патентами України на винахід (№ 127795) і корисну модель (№ 148970 та № 156824).

Практичне значення одержаних результатів. Підприємство ТОВ «Агромаш-Калина» отримало конструкторську та технічну документацію для виготовлення дослідних зразків мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень і проведення дослідно-виробничих випробувань. На свиновідгодівельній фермі ПСП «Агрофірма Нападівська» проведено науково-дослідні роботи, результатом яких стали рекомендації щодо налагодження системи мікроклімату та монтажу U-подібного ґрунтового теплообмінника, що дозволило зменшити витрати електроенергії на 17,5 %. У свинарнику ФГ «Літагор» надано методичні рекомендації підвищили ефективність видалення забруднень на 16–18 %. На підприємстві ТОВ «Субекон» встановлення повітряного теплообмінника побічно-випарного типу знизило температуру у приміщенні до нормованих зоотехнічних вимог. Також результати досліджень використовуються у навчально-методичному процесі Вінницького національного аграрного університету при викладанні навчальних дисциплін «Машини та обладнання для тваринництва», «Машини та обладнання і їх використання в тваринництві» здобувачам першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за освітньо-професійними програмами «Галузеве машинобудування» та «Агроінженерія».

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні результати досліджень, представлені для захисту, отримано автором самостійно. У наукових роботах, опублікованих у співавторстві, здобувачу належать наступні досягнення: експериментально-чисельні дослідження ефективності систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях; фізико-математична модель втрат тиску системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень; фізико-математична модель втрат тиску системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень; моделювання процесу тепломасообміну системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень; розробка методики, проведення і аналіз результатів експериментальних досліджень системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень; розробка алгоритму функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень; економічна оцінка впровадження результатів досліджень.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались на XXII Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Київ, Ніжин, НУБіП України, ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут», 16–18.10.2021 р.), на Всеукраїнській науково-практичній конференції «Інноваційні підходи та цифровізація агропромислової інженерії в умовах сталого розвитку» (м. Вінниця, ВНАУ, 27–28.10.2021 р.), на XXII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Київ, НАУ, 17–18.10.2021 р.), на Всеукраїнській науково-практичній конференції «Інноваційні підходи агропромислової інженерії в умовах сталого розвитку: проблеми та перспективи» (м. Вінниця, ВНАУ, 20–21.10.2021 р.), на Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart-технологій» (сmt Глеваха, ІМА АПВ НААН України, 30–31.03.2023 р.), на XI Міжнародній науково-технічній конференції «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві» (сmt Глеваха – м. Київ, ІМА АПВ НААН

України, 02–20.10.2023 р.), на XXIV Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Київ, НУБіП України, 17–19.10.2023 року), на Всеукраїнській науково-практичній конференції «Інноваційні підходи агропромислової агроінженерії у контексті євроінтеграції» (м. Вінниця, ВНАУ, 19–20.10.2023 р.), на XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві» (м. Глеваха-Київ, ІМА АПВ НААН України, 01–18.10.2024 р.), на Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні вектори розвитку аграрної науки» (м. Херсон, ХДАЕУ, 17–18.09.2024 р.), на XXV Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Київ, НУБіПУ, 17–19 жовтня 2024 р.), на Всеукраїнській науково-практичній конференції «Інноваційні підходи агропромислової інженерії в контексті глобальних викликів» (м. Вінниця, ВНАУ, 17–18.10.2024 р.), на III Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (м. Дніпро, ДДАЕУ, 15.11.2024 р.), на VI Міжнародній науково-практичній Інтернет-конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» (м. Запоріжжя, ТДАТУ, 01–25 листопада 2024 р.), на Всеукраїнській науково-практичній конференції «Проблеми сучасної агроінженерії, енергетики і транспортних технологій в системі природокористування» (м. Ніжин, ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут», 14–15.11.2024 р.).

У повному обсязі результати наукових дисертаційних досліджень доповідалися на: засіданні міжкафедрального семінару інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету (м. Вінниця, ВНАУ, 19.12.2024 р.); розширеному засіданні відділу тепломасопереносу в теплотехнологіях Інституту технічної теплофізики Національна академія наук України (м. Київ, ІТТ НАН України, 04.02.2025 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковано в 46 наукових працях, у тому числі: 1 монографія; 1 розділ монографії; 16 статей у наукових фахових виданнях України (категорії Б); 10 статей у виданнях, що індексуються в міжнародних наукометричних базах даних Scopus і Web of Science; 11 матеріалів і тез у збірниках доповідей наукових конференцій; 5 патентів (з них 1 на винахід); 2 депоновані звіти науково-дослідних робіт, які фінансуються за рахунок коштів державного бюджету Міністерством освіти і науки України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 427 сторінок, у тому числі 18 додатків на 50 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 377 сторінки, містить 184 рисунка, 36 таблиць. Список використаних джерел нараховує 293 найменування на 31 сторінці.

Автор висловлює щире подяку доктору економічних наук, професору, академіку НААН України, професору кафедри адміністративного менеджменту та альтернативних джерел енергії Вінницького національного аграрного університету Калетніку Григорію Миколайовичу за наукове консультування під час проведення теоретичних і експериментальних досліджень у процесі підготовки дисертації.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета й задачі досліджень, представлено наукову новизну і практичне значення одержаних результатів наукових досліджень.

У **першому розділі** «Аналіз сучасних систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень» представлено аналіз сучасних технологій утримання свиней та параметрів мікроклімату в свинарських приміщеннях, огляд сучасних систем вентиляції, утилізації тепла, кондиціонування і вилучення енергії поверхневих шарів ґрунту, аналіз наукових досліджень систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень.

Значний внесок у розвиток теоретичних і експериментальних досліджень систем забезпечення мікроклімату внесли такі вітчизняні та зарубіжні вчені, як Алієв Е.Б., Богдан Ю.О., Братішко В.В., Буляндра О., Герасимчук Ю.В., Горобець В.Г., Довбненко О.Ф., Довгалюк В.Б., Долгих Д.О., Драганов Б.Х., Калетнік Г.М., Ковязін О.С., Кухарець С.М., Майсоценко В.С., Пришляк В.М., Степаненко С.П., Троханяк В.І., Черняк О.В., Cimerzan A., Erens P.J., Gillan A.H.T., Gillan L., Guo X. C., Ray W.T., Zexer M.P.N., Zhao T.S. та інші.

За результатами аналізу параметрів мікроклімату в свинарських приміщеннях та їх впливу на здоров'я, відтворювальні функції та приріст свиней встановлено, що їх відхилення призводить до погіршення здоров'я тварин, зменшення їх чисельності та, як результат, до зниження рентабельності господарств. За результатами літературного огляду досліджень зміни фізіологічного стану свиней від параметрів мікроклімату встановлено, що найбільший вплив чинять вологість, температура та швидкість руху повітря в приміщенні для їх утримання.

Аналіз сучасних систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях дозволив встановити, що найбільш поширеною на сьогодні є система вентиляції від'ємного тиску. Це пов'язано з тим, що система вентиляції від'ємного тиску є простішою в експлуатації, обслуговуванні та споживає менше енергії, ніж інші системи примусової вентиляції. Однак має проблеми, пов'язані із забезпеченням локального мікроклімату в зоні перебування тварин. Перспективними напрямками у створенні та підтриманні мікроклімату в свинарських приміщеннях є ресурсо- та енергозберігаючі системи охолодження та нагрівання, які базуються на автоматизованих та адаптивних системах керування. Найбільш енергетично ефективними є утилізатори теплоти витяжного повітря з рекуперативним теплообмінником і системи непрямого випарного охолодження на основі термодинамічного циклу Майсоценка (М-цикл). Аналіз технічних засобів вилучення теплової енергії з поверхневих шарів ґрунту дозволив встановити, що для досягнення необхідних параметрів мікроклімату в приміщеннях для тварин вертикальні ґрунтові теплообмінники є найбільш ефективними серед розглянутих варіантів. Проте в літературі недостатньо висвітлені їх оптимальні параметри, розташування та межі енергетичної ефективності. Аналізуючи наукові дослідження вентиляції приміщень можна зробити висновки щодо чітко сформованих теоретичних положень. У проаналізованих роботах застосовано відомі методи аеродинаміки

при рішенні проблемних питань вентиляції. Однак представлені результати базуються лише на оптимізації конструктивних параметрів вентиляції без врахування систем автоматизації, взаємозв'язку окремих вузлів вентиляційної системи та конструктивних особливостей свинарських приміщень. Аналіз наукових досліджень показує, що тепло- та масообмінник на основі М-циклу має найвищий потенціал застосування в сучасних системах кондиціонування повітря завдяки своїй високій ефективності та габаритам, які є характерними для типових теплообмінників. Тому важливим є науковий аналіз циклу Майсоценка для систем кондиціонування повітря, щоб підвищити його ефективність, оптимізувати обладнання і знайти відповідні кліматичні умови для його ефективної роботи в свинарських приміщеннях.

У другому розділі «Експериментально-чисельні дослідження ефективності систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях» представлено методики та результати експериментальних досліджень і чисельного моделювання систем забезпечення мікроклімату, проведено обґрунтування конструктивно-технологічної схеми мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень.

Експериментальні дослідження проводилися у виробничих умовах на свинофермах для трьох варіантів вентиляційних систем. Варіант 1 (ФГ «Літагор») – система вентиляції підлогового каналу (рис. 1, а). В приміщенні розміщені 16 груп по 25–30 поросят на дорощуванні. Станки були $5,00 \pm 0,01$ м $\times$ $6,50 \pm 0,01$ м. Опалення забезпечувалося теплообмінниками з гарячою водою біля зовнішньої стіни у приміщеннях. Повітря проходить по підлоговому каналу крізь 9 підлогових отворів ($0,30 \pm 0,01$ м $\times$ $0,30 \pm 0,01$ м), а потім до двох витяжних шахт ($\varnothing 0,60 \pm 0,01$ м), які розміщені в центрі приміщення в стелі. Витрати повітря у витяжних шахтах коливаються від $3,5 \pm 0,1$ до $27 \pm 0,1$ м³/год на тварину. Середня швидкість потоку повітря в каналі коливалася від 0,12 м/с до 1,13 м/с. Для охолодження в літній період року використовуються форсунки зрошення, які розміщені у підлогових припливних каналах, що забезпечують дрібнодисперсну подачу води продуктивністю 10–14 кг/год. Варіант 2 (ПСП «Агрофірма Нападівська») – стельова система вентиляції (рис. 1, б). В приміщенні розміщені 16 групи по 20–22 поросят на дорощуванні. Станки були $5,70 \pm 0,01$ м $\times$ $3,00 \pm 0,01$ м. Опалення забезпечувалося теплообмінниками з гарячою водою біля зовнішньої стіни у приміщеннях. Повітря проходить крізь 32 стельових припливних канали ($0,30 \pm 0,01$ м $\times$ $0,50 \pm 0,01$ м), а потім до двох витяжних шахт ($\varnothing 0,65 \pm 0,01$ м), які розміщені в центрі приміщення в стелі. Витрати повітря у витяжних шахтах коливаються від $3,5 \pm 0,1$ до $25 \pm 0,1$ м³/год на тварину. Для охолодження в літній період року використовуються форсунки зрошення, які розміщені у стінових припливних каналах, що забезпечують дрібнодисперсну подачу води продуктивністю 14–18 кг/год. Варіант 3 (ТОВ «Субекон») – система вентиляції через стінові канали (рис. 1, в). В приміщенні розміщені 8 груп по 24–26 поросят на дорощуванні (200 голів). Станки мали розміри $4,5 \pm 0,01$ м $\times$ $5,5 \pm 0,01$ м. Опалення забезпечувалося теплообмінниками з гарячою водою біля зовнішньої стіни приміщення.

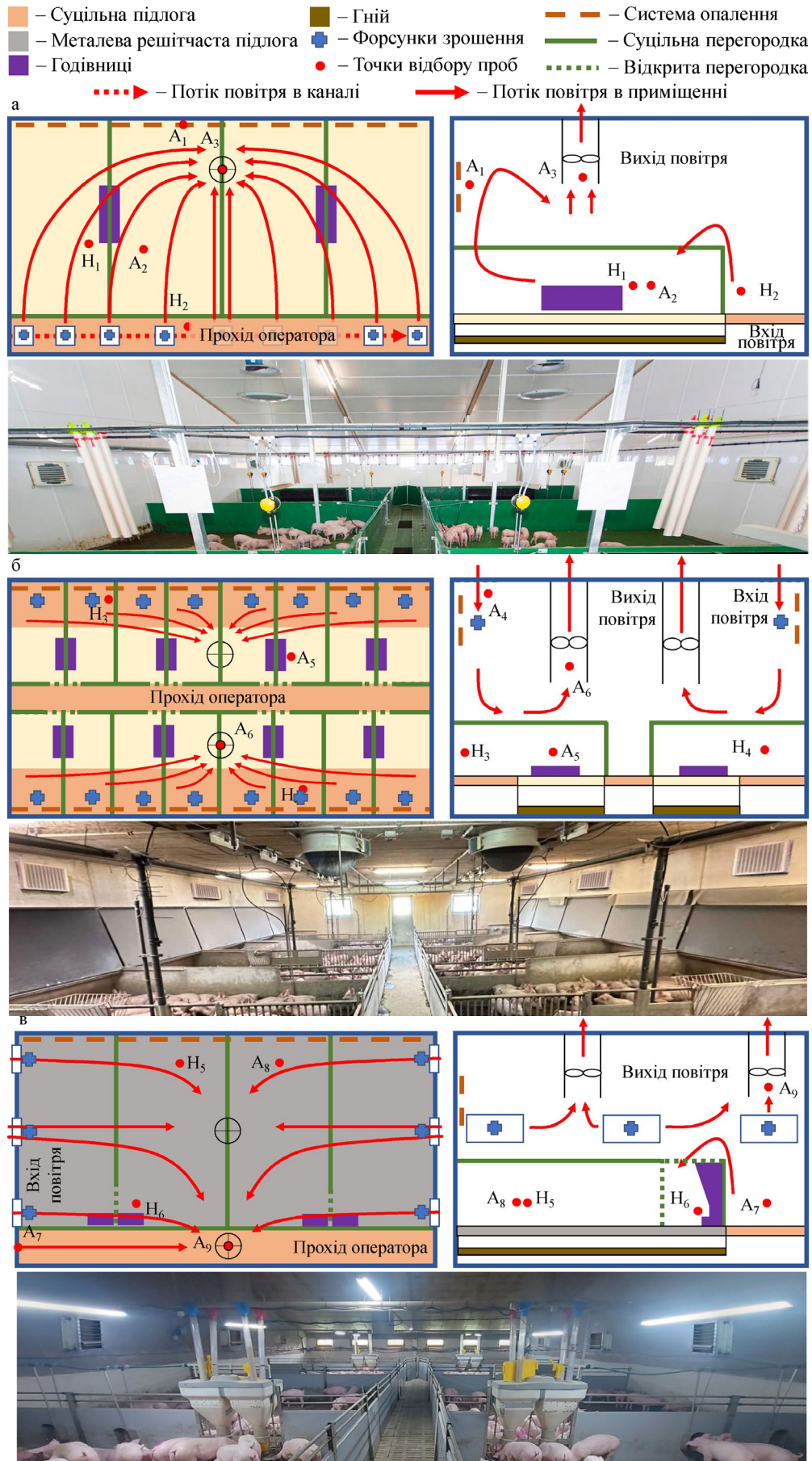


Рисунок 1 – Схеми систем вентиляції через підлогові (а), стельові (б) і стінові канали (в)

Повітря проходить крізь 12 стінових припливних канали ($0,35 \pm 0,01 \text{ м} \times 1,00 \pm 0,01 \text{ м}$), а потім до трьох витяжних шахт ($\varnothing 0,65 \pm 0,01 \text{ м}$), які розміщені в центрі приміщення в стелі. Витрати повітря у витяжних шахтах коливаються від $3,5 \pm 0,1$ до $25 \pm 0,1 \text{ м}^3/\text{год}$ на тварину. Для охолодження в літній період року використовуються форсунки зрошення, які розміщені у стінових припливних каналах, що забезпечують дрібнодисперсну подачу води продуктивністю 14–18 кг/год. Дослідження зосереджені на визначенні ефективності видалення забруднень ξ і тепла ζ із зони перебування тварин.

За результатами експериментальних досліджень у виробничих умовах встановлено, що для свинарського приміщення із системою вентиляції підлогового каналу забезпечується більше свіжого повітря в зоні перебування тварин, ніж для стельової системи вентиляції та системи вентиляції через стінові канали. Про це свідчить концентрація CO_2 в зоні перебування тварин: система вентиляції підлогового каналу – $0,18 \pm 0,05 \%$, стельова система вентиляції – $0,25 \pm 0,07 \%$, система вентиляції через стінові канали – $0,26 \pm 0,06 \%$, нормоване значення – $0,2 \%$. При цьому швидкість потоку повітря для системи вентиляції підлогового каналу знаходиться в межах $0,08\text{--}0,14 \text{ м/с}$ взимку і $0,19\text{--}0,31 \text{ м/с}$ влітку, що нижче за інші варіанти систем вентиляцій.

Чисельне моделювання процесів тепломасопереносу при вентиляції приміщень свинарника у зимовий та літній періоди року проводили з використанням програмного пакету Simcenter Star-CCM+ із врахуванням результатів експериментальних спостережень у виробничих умовах. Для кожного варіанту систем забезпечення мікроклімату побудовано відповідні 3D-моделі областей, де переміщуються теплові та повітряні потоки. Для створення сіткових моделей застосовано генератор багатогранних комірок і генератор поверхневої сітки. При побудові фізичних моделей повітряної області застосовано: тривимірне моделювання, багатокомпонентний нереагуючий газ, ідеальний газ, роздільна течія, наявність градієнтів, турбулентний рух, «k-ε»-модель турбулентності, осереднене по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса, рівняння енергії рідини (газу) для температури, силу тяжіння, нестационарний неявний вирішувач.

Результати експериментально-чисельних досліджень дали змогу визначити розподіли температур в свинарських приміщеннях із різними варіантами систем вентиляції від'ємного тиску (рис. 2).

Для системи вентиляції підлогового каналу температурне поле в зоні перебування свиней, влітку знаходиться в межах $20\text{--}26 \text{ }^\circ\text{C}$, а взимку – $16\text{--}20 \text{ }^\circ\text{C}$. У свинарнику із стельовою системою вентиляції температура коливається в межах $19\text{--}28 \text{ }^\circ\text{C}$ (літній період року), $15\text{--}22 \text{ }^\circ\text{C}$ (зимовий період року). Температурне поле в зоні перебування свиней для вентиляції через стінові канали знаходиться в межах: для літнього періоду року – $20\text{--}30 \text{ }^\circ\text{C}$, для зимового періоду року – $12\text{--}18 \text{ }^\circ\text{C}$. Важливо зазначити, що отримані значення температури не повністю відповідають нормативним вимогам. Однак найбільшу рівномірність температури по станкам має система вентиляції підлогового каналу. Це відбувається через наявність турбулентного руху повітря та огинання суцільних перегородок в станках, що забезпечують тварин від попадання на них теплого повітря влітку та холодного взимку.

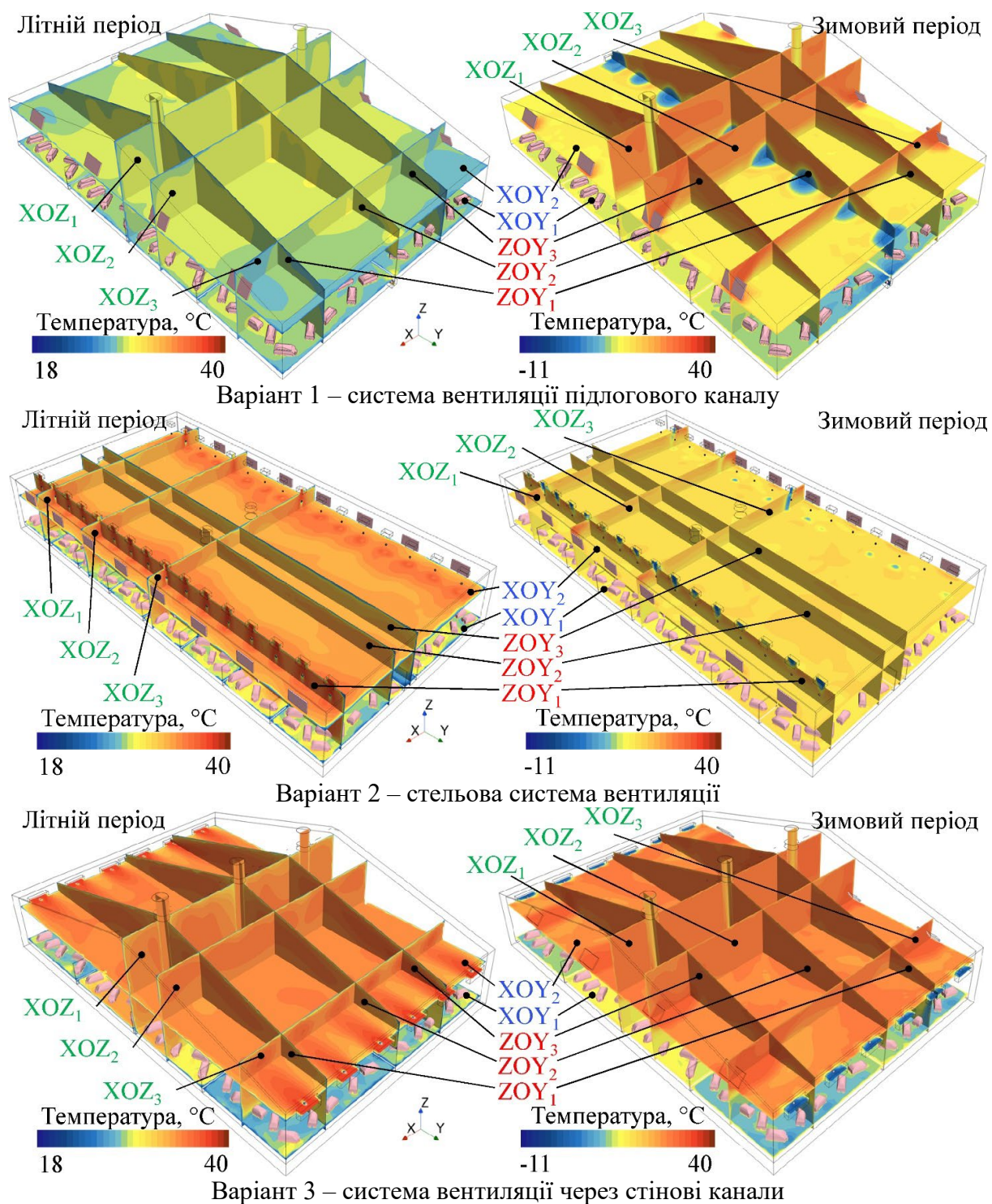


Рисунок 2 – Розподіли температури в приміщеннях свинарників

Для системи вентиляції підлогового каналу та системи вентиляції через стінові канали на ефективність видалення забруднень ξ впливала швидкість вентиляції, яка значно залежить від віку тварини, ваги тварини та зовнішньої температури. Для системи вентиляції підлогового каналу у виробничих умовах ефективність видалення забруднень ξ (влітку – $1,27 \pm 0,48$, взимку – $1,37 \pm 0,41$) зменшувалася зі збільшенням швидкості потоку повітря у вентиляції. Для системи вентиляції через стінові канали ефективність видалення забруднень ξ (влітку – $1,27 \pm 0,38$, взимку – $1,14 \pm 0,22$) збільшувалася зі збільшенням

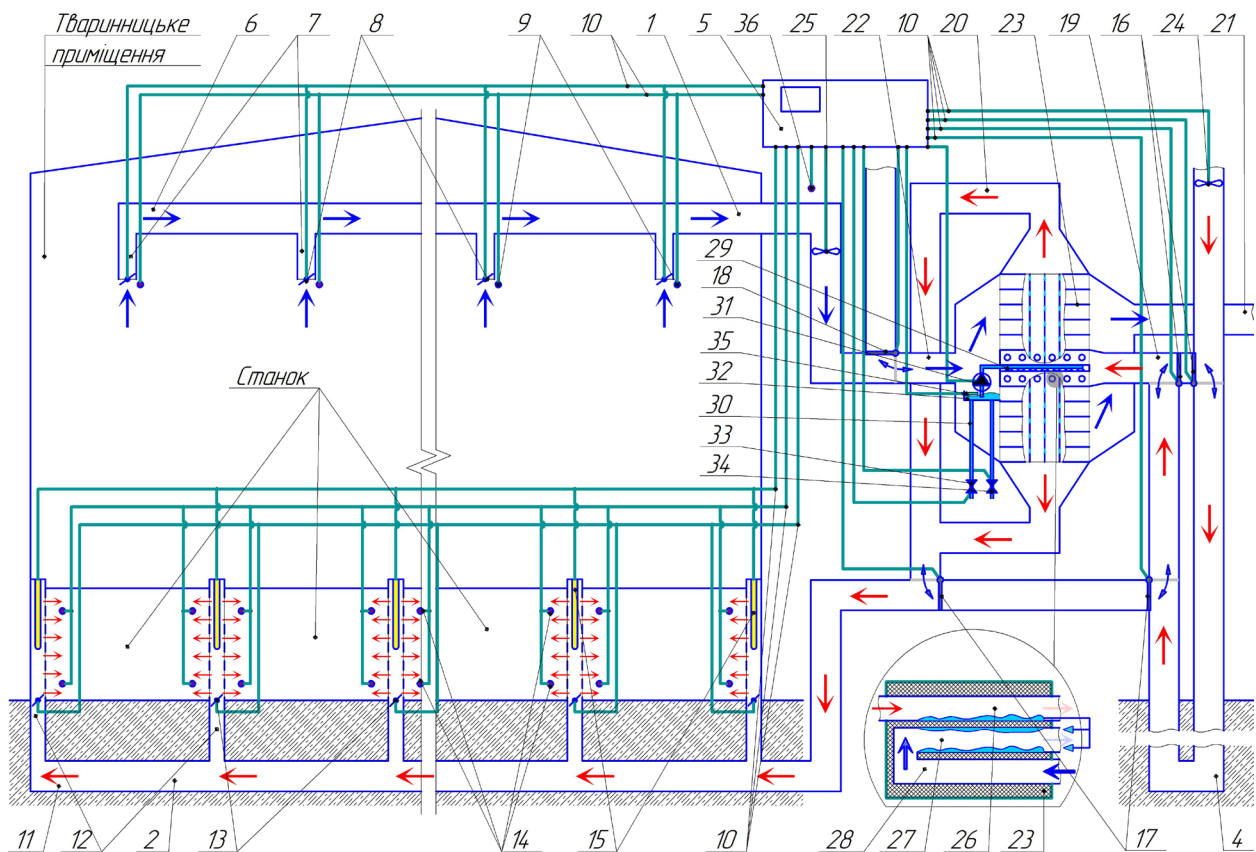
швидкості потоку повітря у вентиляції, оскільки точка відбору проб знаходилася в задній частині приміщення. У приміщенні із стельовою системою вентиляції на ефективність видалення забруднень ξ (влітку – $1,02 \pm 0,35$, взимку – $1,01 \pm 0,28$) суттєво впливала лежача поведінка тварин, і спостерігалось незначне зниження ξ зі збільшенням вентиляції.

Система вентиляції підлогового каналу з високими значеннями ефективності видалення забруднень ξ і виведення теплоти ζ , що вказують на її ефективність в зоні перебування тварин, можуть використовувати нижчі показники вентиляції. Це може бути важливим аспектом у зниженні витрат на очищення повітря, що є одним із способів ефективного скорочення викидів із тваринницьких приміщень. Більш ефективна вентиляція може бути реалізована, розташувавши впускний отвір повітря поблизу зони перебування тварин. Однак це може збільшити ризик високої швидкості повітря або протягів у зоні перебування тварин.

За результатами виробничого обстеження приміщення для утримання свиней на дорошуванні із системою вентиляції підлогового каналу встановлено, що більшість показників (швидкість потоку повітря $0,21\text{--}0,53$ м/с, вміст аміаку (NH_3) $7,7\text{--}13,5$ мг/м³, вуглекислого газу (CO_2) $0,17\text{--}0,36$ %, сірководню $2,01\text{--}4,11$ (H_2S) мг/м³, кисню (O_2) $20,2\text{--}21,2$ %) знаходиться в межах норми. Водночас температура повітря в приміщенні не відповідає рекомендованим нормам і близька до 30°C . При цьому температура повітря нерівномірна по довжині приміщення, що пов'язано з нерівномірним нагнітанням повітря з вентиляційних отворів. Відносна вологість повітря на висоті, де перебувають тварини, перевищує рекомендовану норму і наближається до 95 %. За результатами перевірки приміщень для вирощування поросят із підлоговими канальними системами вентиляції з від'ємним тиском встановлено, що необхідно поліпшити систему охолодження повітря та перепроєктувати канали системи вентиляції для забезпечення рівномірного потоку повітря.

За результатами проведених досліджень розроблено конструктивно-технологічну схему мехатронної системи забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень (рис. 3).

За рахунок встановлення заслінок із сервоприводами з'являється можливість змінювати напрямки руху повітряного потоку для забезпечення роботи системи у зимовий, літній і міжсезонні періоди року (рис. 4). Додаткове забезпечення забірними заслінками із сервоприводами у вентиляційній системі видалення забрудненого повітря дозволяє контролювати рух повітря, яке необхідно утилізувати за невідповідністю параметрів якості (вмісту сірководню, вуглекислого газу та аміаку). Додаткове забезпечення нагнітальними заслінками із сервоприводами у вентиляційній системі нагнітання чистого повітря дозволяє забезпечувати локальний мікроклімат у кожному станку, де утримуються тварини. Встановлення U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника дозволяє раціонально використовувати теплову енергію ґрунту, як джерела альтернативної енергії. Використання теплообмінників побічно-випарного типу дозволяє не тільки охолоджувати повітря, а й регулювати його вологість.



- 1 – вентиляційна система видалення забрудненого повітря; 2 – вентиляційна система нагнітання чистого повітря; 3 – повітряний теплообмінник побічно-випарного типу; 4 – U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник; 5 – блок керування; 6 – центральний повітропровід для видалення повітря; 7 – патрубки для видалення повітря; 8 – витяжні заслінки із сервоприводами; 9 – датчики температури, вологості та якості повітря; 10 – електричні проводи; 11 – центральний повітропровід для нагнітання повітря; 12 – патрубки для нагнітання повітря; 13 – нагнітальні заслінки із сервоприводами; 14 – датчики температури та вологості повітря; 15 – нагрівальні елементи; 16 – заслінка теплообмінника побічно-випарного типу; 17 – заслінка ґрунтового теплообмінника; 18 – заслінка утилізації; 19 – зовнішній патрубок для робочого повітря; 20 – внутрішній патрубок для робочого повітря; 21 – зовнішній патрубок для утилізованого повітря; 22 – внутрішній патрубок для утилізованого повітря; 23 – набір перехресних каналів; 24 – нагнітальний вентилятор; 25 – витяжний вентилятор; 26 – робочі канали; 27 – вологі канали; 28 – сухі канали; 29 – форсунки для подачі води; 30 – система трубопроводів; 31 – водяна помпа; 32 – ємність для води; 33 – електромагнітний кран для доливання води; 34 – електромагнітний кран для зливання води; 35 – датчик рівня; 36 – зовнішні датчики температури та вологості

Рисунок 3 – Конструктивно-технологічна схема мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

Перевага запропонованої мехатронної системи забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень полягає в тому, що вона дозволяє підвищити ефективність забезпечення мікроклімату шляхом раціонального використання енергії утилізованого повітря і теплового потенціалу ґрунту (геотермальної енергії) при знижених енергетичних затратах функціонування вентиляційної системи через додаткове забезпечення мехатронними елементами. В залежності від параметрів повітря зовнішнього середовища (температури, вологості) для різних періодів року (зимовий, літній, міжсезоння) блок керування відкриває/закриває заслінки для підключення/відключення теплообмінників.

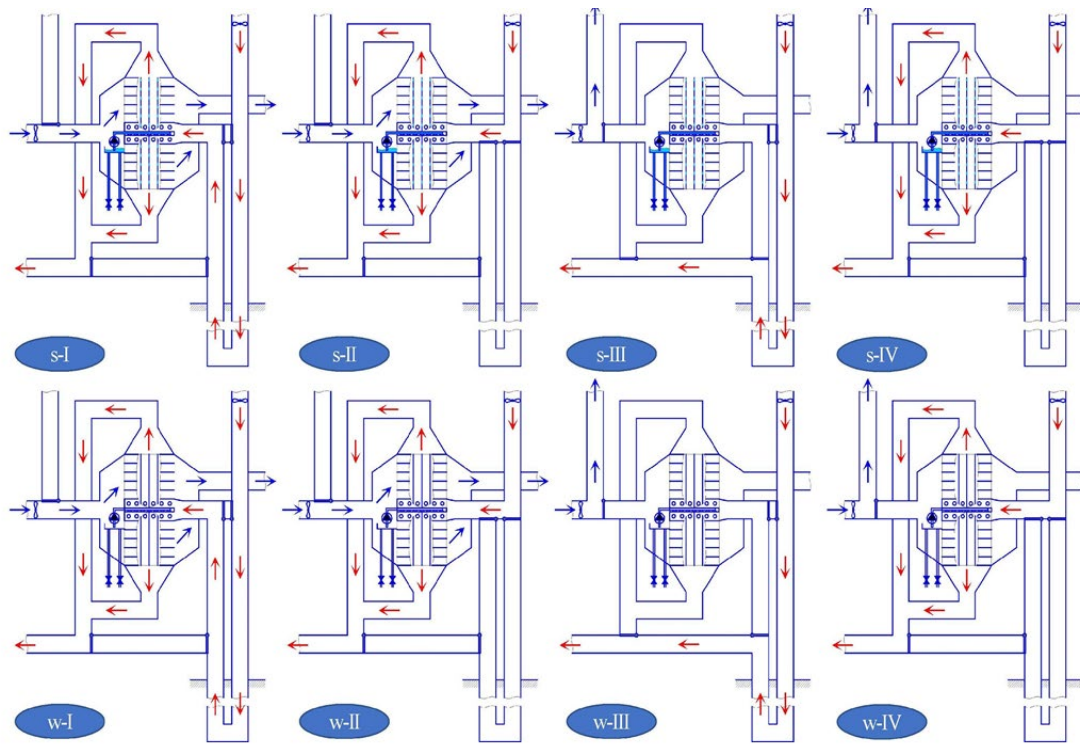


Рисунок 4 – Схема роботи мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень в літній (s) і зимовий (w) періоди року

У третьому розділі «Фізико-математичні моделі втрат тиску системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень» представлено обґрунтування систем видалення забрудненого і нагнітання чистого повітря, представлено аналітичні дослідження втрат тиску у цих вентиляційних системах та теоретичні дослідження втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу і ґрунтового теплообмінника.

За результатами аналітичних досліджень автоматичної системи видалення забрудненого повітря свинарника розроблено методику розрахунку, на основі якої реалізовано алгоритм, що дозволяє розраховувати площі отворів, які утворюють забірні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря:

$$\sigma_i = \begin{cases} \frac{k(n_{gi} - n_{g \text{ norm}})}{\mu \sqrt{2(\rho w_k^2 / (2N^2))[(\lambda P B_0 / (4F) - 1)(i-1)^2 + i^2]}} / \rho, & n_{gi} > n_{g \text{ norm}}, \\ 0, & n_{gi} \leq n_{g \text{ norm}}. \end{cases} \quad (1)$$

де σ_i – площа отвору i -ого патрубка для видалення повітря, м^2 ; i – номер станка; k – коефіцієнт вентиляційної чутливості, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \%)$; n_{gi} – концентрація газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над станками, %; $n_{g \text{ norm}}$ – граничні значення концентрації газів в свинарнику, %; μ – коефіцієнт місцевого опору отвору; ρ – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; p_a – атмосферний тиск, Па; p_i – тиск в i -ому отворі патрубка для видалення повітря, Па; w_k – швидкість потоку повітря на кінці повітропроводу, $\text{м}/\text{с}$; N – загальна кількість станків; B_0 – ширина станка (за умови, що геометричні розміри усіх станків однакові), м; F – площа поперечного перерізу центрального повітропроводу, м^2 ; P – периметр поперечного перерізу центрального повітропроводу, м.

Враховуючи конструктивно-технологічні параметри системи видалення забрудненого повітря та розподіл концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) n_g (рис. 5, а) над станками, отримано залежність розподілу швидкостей у патрубках для видалення повітря V_i

$$V_{i-1} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{\rho q_k^2}{2F^2} \frac{1}{N^2} \left[\left(\frac{\lambda P B_0}{4F} - 1 \right) (i-1)^2 + i^2 \right] \right)}. \quad (2)$$

і діаграму розподілу площі отворів σ_i (рис. 5, б), які утворюють забірні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря.

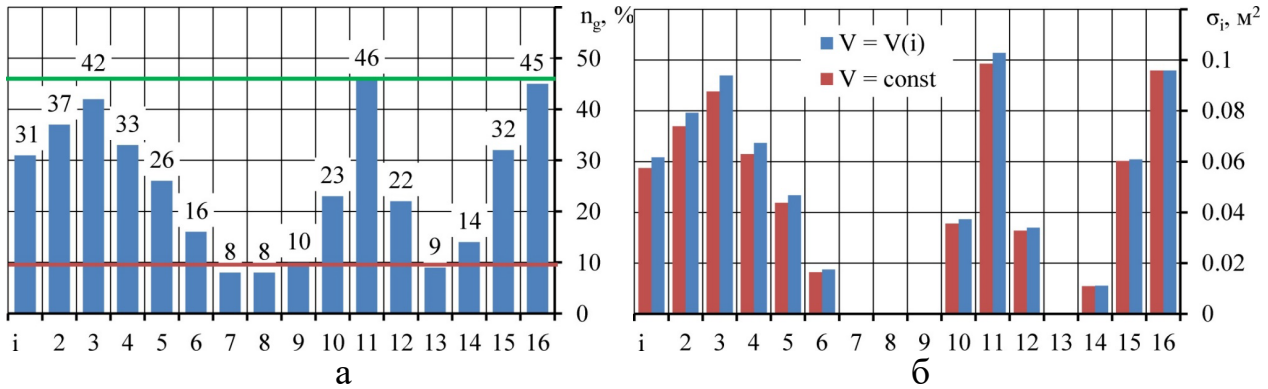


Рисунок 5 – Розподіли концентрації газів n_g над станками (а) і площі отворів σ_i у патрубках для видалення повітря (б)

За результатами аналітичних досліджень втрат тиску системи видалення забрудненого повітря свинарника отримано залежності зміни втрат тиску Δp_1 і потужності N_{w1} , що необхідна для прокачування повітря:

$$N_{w1} = \frac{w_k F \Delta p_1}{\eta_{\pi}} = \left(\sum_{i=1}^N 0,11 \frac{L_0}{d_L} \frac{\rho w_i^2}{2} \sqrt{\frac{68\mu_a}{d_L \cdot w_i \cdot \rho}} + \frac{\psi}{d_L} + \sum_{i=2}^N \eta_{tee} \frac{\rho}{2} (w_i^2 - V_i^2) + \alpha \rho w_1^2 + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^N 0,11 \frac{H}{d_H} \frac{\rho V_i^2}{2} \sqrt{\frac{68\mu_a}{d_H \cdot V_i \cdot \rho}} + \frac{\psi}{d_H} + \sum_{i=1}^N \left(1 - \frac{\sigma_i}{f} \right) \frac{\rho V_i^2}{2} \right) \frac{w_k F}{\eta_{\pi}}, \quad (3)$$

де η_{π} – повний ККД вентилятора; L_0 – довжина між патрубками системи видалення забрудненого повітря, м; μ_a – динамічна в'язкість повітря, Н·с/м²; η_{tee} – коефіцієнт місцевого опору трійника; α – коефіцієнт пом'якшення удару (для коліна постійного перерізу); ζ – коефіцієнт місцевого опору звуження каналу; ψ – еквівалентна шорсткість стінок центрального повітропроводу; d_L – ефективний діаметр центрального повітропроводу, м.

За результатами аналітичних досліджень параметрів щілини патрубка для нагнітання повітря з умови рівномірного розподілу повітря отримано апроксимоване рівняння для її ширини δ_y в залежності від розташування по осі Y для різних ефективних діаметрів патрубка d_H .

$$\delta_y(y) = \frac{1}{(H')^2} \left[\left(\left(\frac{V_0'}{q_i'} \right)^2 - \frac{\mu^2}{(F')^2} \left(\frac{\lambda}{3d_H'} H' - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{q_i'}{V_0'} \right] y + \frac{q_i'}{H' \cdot V_0'}. \quad (4)$$

де H' – висота патрубка для нагнітання повітря, м; V_0' – швидкість потоку повітря на вході, м/с; q_k – витрати повітря через систему, м³/с; F' – площа перерізу патрубка для нагнітання повітря, м²; d_H' – ефективний діаметр патрубка, м.

Для системи нагнітання чистого повітря поставлена умова, згідно якої при відкритті всіх нагнітальних заслінок необхідно забезпечити рівномірність роздавання повітря системою нагнітання. Для цього центральний повітропровід для нагнітання повітря повинен мати клиноподібну форму довжиною L' з постійною висотою b' , з початковою шириною a_N' і кінцевою a_1' . За результатами теоретичних досліджень встановлено умову бокового кута клину θ (рис. 6, а) центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря і його ширини a_1' (рис. 6, б):

$$\left(\frac{N'}{a_N'}\right)^2 - \left(\frac{N'-1}{a_N'+2L_0'\text{tg}\theta}\right)^2 - \alpha \left(\frac{N'}{a_N'} - \frac{N'-1}{a_N'+2L_0'\text{tg}\theta}\right)^2 - \frac{\lambda(N'-1)^2}{2\text{tg}\theta} \times$$

$$\times \left[\frac{1}{(a_N'+2L_0'\text{tg}\theta)b'} + \frac{1}{2(a_N'+2L_0'\text{tg}\theta)^2} - \frac{1}{(a_N'+2L_0'\text{tg}\theta)b'+2L_0'b'\text{tg}\theta} - \frac{1}{2(a_N'+4L_0'\text{tg}\theta)^2} \right] = 0, \quad (5)$$

де θ – боковий кут клина, °; a_1' – ширина на кінці повітропроводу, м; L_0' – довжина між патрубками системи нагнітання чистого повітря, м; a_N' – ширина центрального повітропроводу на його початку, м; N' – кількість патрубків для нагнітання.

За результатами аналітичних досліджень втрат тиску системи нагнітання чистого повітря свиарника отримано залежності зміни втрат тиску Δp_2 і потужності N_{w2} , що необхідна для прокачування повітря:

$$N_{w2} = \frac{w_k F \Delta p_2}{\eta_{\pi}} = \left(\sum_{i=1}^{N'} \frac{(V_i')^2}{\mu^2 (\sigma_i' / F_{i-1,x})^2} \left(\sum_{i=1}^{N'} V_i' \right)^2 \right) \frac{\rho (w_i')^2}{2} + \sum_{i=2}^{N'} \eta_{\text{теп}} \frac{\rho}{2} ((w_i')^2 - (V_i')^2) +$$

$$+ \alpha \rho (w_1')^2 + \sum_{i=1}^{N'} \left(\frac{(F')^2}{\mu^2 (H')^2 (\delta_0')^2} + 1 \right) \frac{\rho (w_k')^2}{2} + \sum_{i=1}^{N'} \left(1 - \frac{\sigma_i'}{F'} \right) \frac{\rho (V_i')^2}{2} \frac{w_k F}{\eta_{\pi}}, \quad (6)$$

де η_{π} – повний ККД вентилятора; μ_a – динамічна в'язкість повітря, Н·с/м²; ψ – еквівалентна шорсткість стінок центрального повітропроводу.

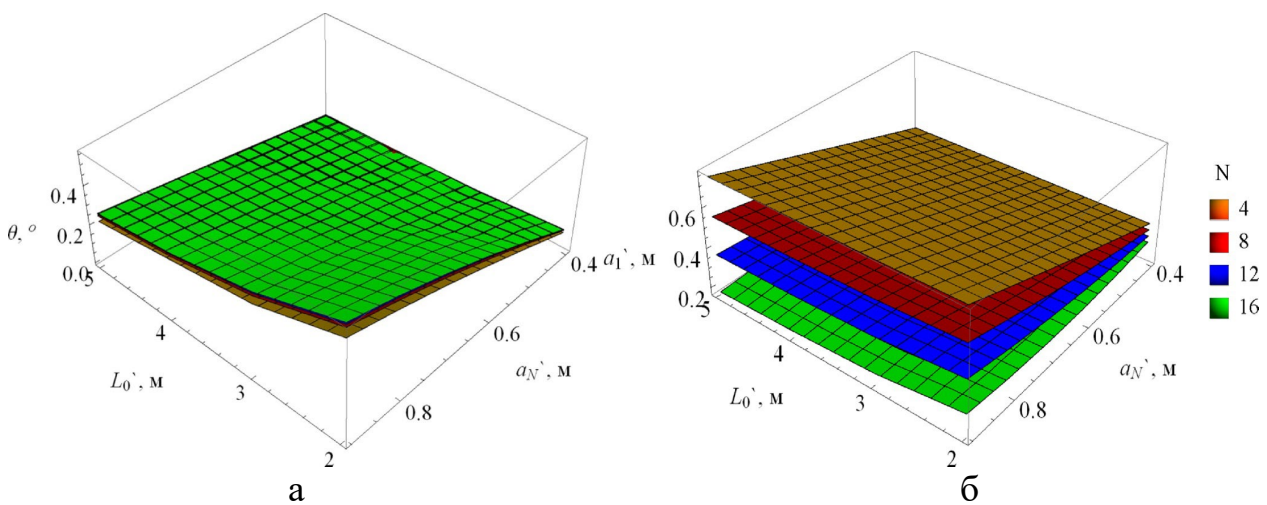


Рисунок 6 – Залежність бокового кута клину θ (а) і ширини центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря на його кінці a_1' (б) від довжини між патрубками системи нагнітання чистого повітря L_0' , ширини повітропроводу на його початку a_N' та кількості патрубків для нагнітання N'

За результатами аналітичних досліджень втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності втрат тиску Δp_T і потужності N_T від форми каналів (квадрат, рівносторонній трикутник, коло):

$$N_T = \frac{V \Delta p_T}{\eta_n} = \left(\frac{\rho (V')^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) + 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot V' \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} + \zeta_{k80} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\rho (V')^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) + 0,11 N_k \frac{P_k A_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot V' \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} + \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right)^2 \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot V' \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} + \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right)^2 \right] \right) \frac{V'}{\eta_n}, \quad (7)$$

де η_n – повний ККД вентилятора; η_1 – коефіцієнт пом'якшення удару; N_k – кількість каналів; F_T – площа перерізу вхідного повітропроводу, m^2 ; F_k – площа перерізу каналу, m^2 ; P_k – периметр перерізу каналу, m ; $P_k = 4\sqrt{F_k}$ (квадрат), $P_k = 2\sqrt{3F_k\sqrt{3}}$ (рівносторонній трикутник), $P_k = 2\sqrt{\pi F_k}$ (коло); A_T – довжина робочого каналу, m ; ψ_k – еквівалентна шорсткість стінок робочого каналу; μ_a – динамічна в'язкість повітря; η_2 – коефіцієнт пом'якшення удару; ζ_{k180} – коефіцієнт місцевого опору для просторового (кільцевого) повороту на 180° ; B_T – довжина сухого і вологого каналів, m ; ψ_k' – еквівалентна шорсткість стінок сухого та вологого каналів; V' – швидкість потоку повітря, m/s .

Встановлено, що найбільш ефективну форму каналів (за умови еквівалентних площ в аспекті втрат тиску) мають канали з поперечним перерізом у формі кола (втрати менші на 23 %).

За результатами аналітичних досліджень визначено формули для розрахунку втрат тиску Δp_{ST} і споживаної потужності N_{ST} для вертикальних ґрунтових теплообмінників для двох запропонованих схем (концентричний і U-подібний):

$$N_{GC} = \frac{q_{in} \Delta p_{GC}}{\eta_n} = \frac{q_{in}}{\eta_n} \left(0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_C}{2 T D_{C1}} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{C1}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17 \mu T \pi D_{C1}}{273 q_{in} \rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{C1}} \right) + \frac{273 \alpha \rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{C1}^2} \right)^2 + \right. \\ \left. + \zeta_{CII} \frac{273 \rho_{н.у.}}{2 T} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{C1}^2} \right)^2 + 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_{C2}}{2 T D_{C1}} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{C1}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17 \mu T \pi D_{C1}}{273 q_{in} \rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{C1}} \right) + \right. \\ \left. + 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} (L_C - L_{C1})}{2 T \sqrt{D_{C2}^2 - D_{C1}^2}} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{C1}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17 \mu T \pi D_{C1}^2}{273 q_{in} \sqrt{D_{C2}^2 - D_{C1}^2} \rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{\sqrt{D_{C2}^2 - D_{C1}^2}} \right) \right), \quad (8)$$

$$N_{GU} = \frac{q_{in} \Delta p_G}{\eta_n} = \frac{q_{in}}{\eta_n} \left(0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_U}{2 T D_{U1}} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 \times \left(\sqrt[4]{\frac{17 \mu T \pi D_{U1}}{273 q_{in} \rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{U1}} \right) + \right. \\ \left. + 2 \frac{273 \alpha \rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 + 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} (L_U - L_{U1})}{2 T D_{U1}} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17 \mu T \pi D_{U1}}{273 q_{in} \rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{U1}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{273 \alpha \rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 + 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_{U2}}{2 T D_{U1}} \left(\frac{4 q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17 \mu T \pi D_{U1}}{273 q_{in} \rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{U1}} \right) \right), \quad (9)$$

де η_n – повний ККД вентилятора; $\rho_{н.у.}$ – густина повітря за нормальних умов; L – довжина повітропроводу, m ; T – температура потоку повітря, K ; D – діаметр повітропроводу, m ; q_{in} – вхідні витрати потоку повітря, m^3/s ; μ – динамічна в'язкість повітря; ζ – коефіцієнт місцевого опору для просторового повороту на 180° при нагнітанні; індекс «C» – для концентричного; індекс «U» – для U-подібного.

Встановлено, що споживана потужність N_{ST} U-подібного теплообмінника вища на 0,9–1,7 %. Тобто можна прийняти, що втрати тиску для обох варіантів ґрунтових вертикальних теплообмінників є майже однаковими.

У четвертому розділі «Моделювання процесу тепломасообміну системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень» представлено фізико-математичну модель теплообмінника побічно-випарного типу та вертикального ґрунтового теплообмінника, обґрунтовано форми каналів теплообмінника побічно-випарного типу тваринницьких приміщень, наведено результати чисельного моделювання теплообмінника побічно-випарного типу й вертикального ґрунтового теплообмінника.

За результатами аналітичних досліджень складено фізико-математичний апарат процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу (рис. 7) у вигляді співвідношень, які отримані з диференційних рівнянь енергетичного балансу з урахуванням відчутного та прихованого теплообміну на поверхні стінки вологого і сухого каналів:

$$\frac{\partial t_1}{\partial X} = NTU_1''(t_{p1} - t_1) \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin1}}{s_{fin1}} \right) + \frac{2h_{fin1}}{s_{fin1}} (\bar{t}'_{fin1} - t_1) \right] \quad (9)$$

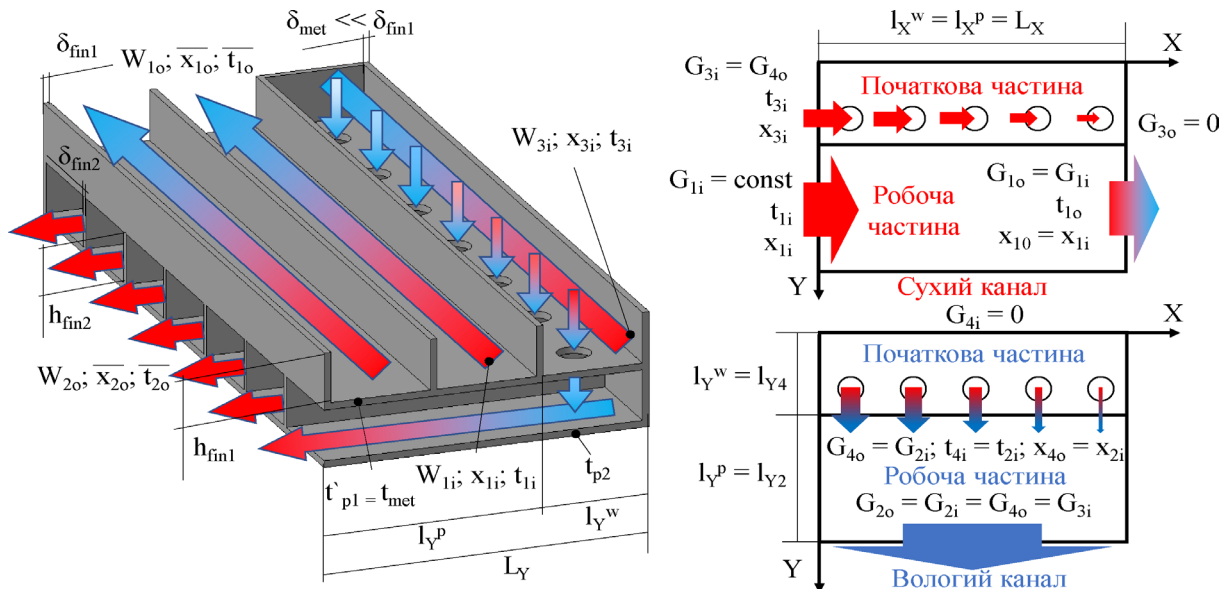
$$\begin{aligned} \frac{\partial t_2}{\partial Y} = & NTU_2'' \left(\frac{1}{l_{Y2}} \right) \left\{ \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) (t'_{p2} - t_2) + \frac{2h_{fin2}}{s_{fin2}} (\bar{t}'_{fin2} - t_2) \right] + \right. \\ & \left. + \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) \left(\frac{\sigma_p}{Le} \right)_2 \left(\frac{c_g}{c_p} \right)_2 (t'_{p2} - t_2) (x'_{p2} - x_2) + \frac{2h_{fin2}}{s_{fin2}} \left(\frac{1}{Le_2} \right) \left(\frac{c_g}{c_p} \right)_2 \sigma_{fin2} (\bar{t}'_{fin2} - t_2) (\bar{x}'_{fin2} - x_2) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (10)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial Y} = NTU_2'' \left(\frac{1}{l_{Y2}} \right) \left(\frac{1}{Le_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) \sigma_{p2} (x'_{p2} - x_2) + \frac{2h_{fin2}}{s_{fin2}} \sigma_{fin2} (\bar{x}'_{fin2} - x_2) \right]. \quad (11)$$

де $\bar{t}'_{fin1} = \int_{Z_1=0}^{\bar{Z}_1=1} (t'_{fin1} - t_1) d\bar{Z}_1$; $\bar{x}'_{fin2} = \int_{Z_2=0}^{\bar{Z}_2=1} (x'_{fin2} - x_2) d\bar{Z}_2$; s – крок каналів, м; NTU – кількість

робочих потоків; «'» – для температури між повітрям і водою; «''» – для поверхні пластини.

Визначені початкові та граничні умови «ε–NTU»-моделі тепломасообміну в робочій частині досліджуваного випарного охолоджувача, що покладені в основу чисельного моделювання в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Для створення сіткових моделей континуума застосовано генератор багатограничних комірок, генератор поверхневої сітки і екструдер комірок. При побудові фізичних моделей сухих і вологих каналів застосовано Ейлереву багатофазову модель, метод роздільної течії і об'ємної рідини VOF, модель фазової взаємодії, модель роздільної багатофазової температури. Потік течії підпорядковується рівнянню Нав'є-Стокса і «к-ε»-моделі турбулентності. Ейлерові фази були такі: повітря і вода. Фаза повітря підпорядковувалася моделям реального газу МАСВП-ПР97 (водяна пара) і турбулентної течії. Фаза води підпорядковувалася моделям реального газу Ван-дер-Ваальса і турбулентної течії. При побудові фізичних моделей стінок теплообмінника застосовано тривимірну модель матеріалу твердого тіла, постійну щільність, модель енергії роздільного твердого тіла. Застосовано стаціонарний вирішувач.



δ – товщина, м; W – коефіцієнт теплоємності рідини, Вт/К; x – вологість; t – температура, °С; h – висота, м; L, l – довжина, м; над символом «—» – середнє значення; індекс «fin» – для стінки; індекс «l» – для потоку прихованого тепла; індекс «o» – для виходу; індекс «met» – для матеріалу; індекс «р» – для робочої частини теплообмінника; індекс «w» – для початкової частини теплообмінника; X, Y – координати в декартовій системі координат; G – масовий потік вологого повітря, кг/с; індекс «1» – для первинного потоку повітря; індекс «2» – для робочого потоку повітря у вологих каналах робочої частини теплообмінника; індекс «3» – для робочого потоку повітря в сухих каналах початкової частини теплообмінника; індекс «4» – для робочого потоку повітря у вологих каналах початкової частини теплообмінника

Рисунок 7 – Схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу

Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу і граничні умови моделювання представлено на рис. 8.

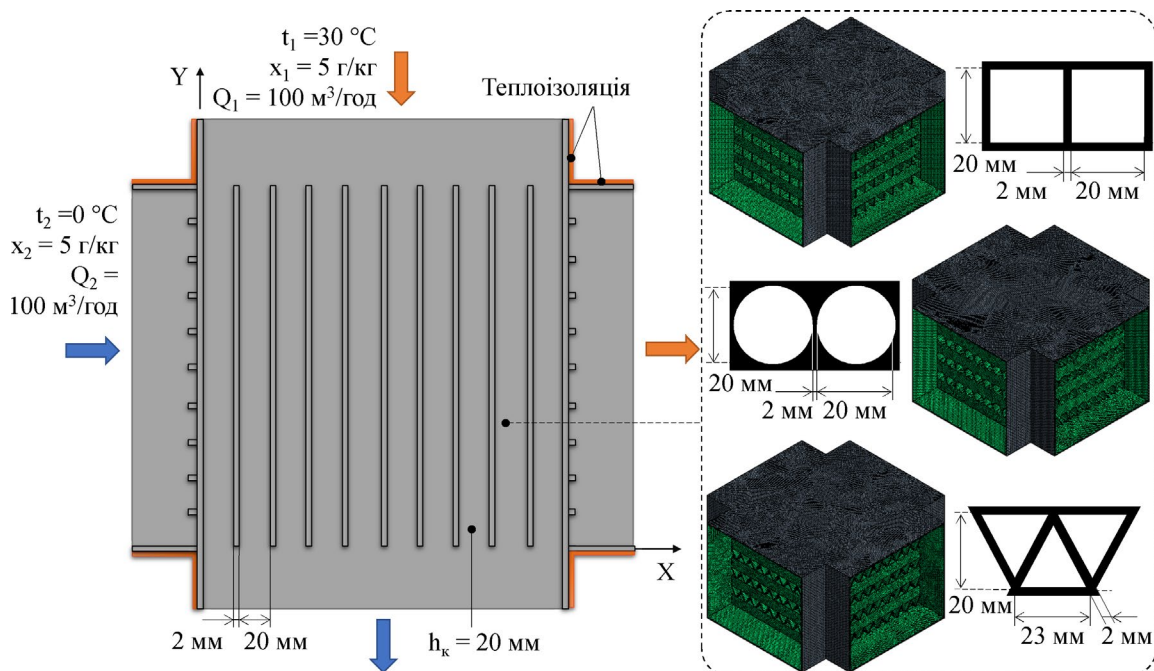


Рисунок 8 – Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу і граничні умови моделювання

За результатами чисельного моделювання повітряного теплообмінника побічно-випарного типу в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ встановлено розподіл температурного поля (рис. 9, а), векторного поля швидкостей (рис. 9, б) і абсолютної вологості повітря (рис. 9, в) в каналах різної форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло). Розрахований коефіцієнт температурної ефективності теплообмінника із каналами квадратної форми є найвищим ($\eta_t = 0,97$) на відміну від трикутної ($\eta_t = 0,84$) і круглої ($\eta_t = 0,73$) форм.

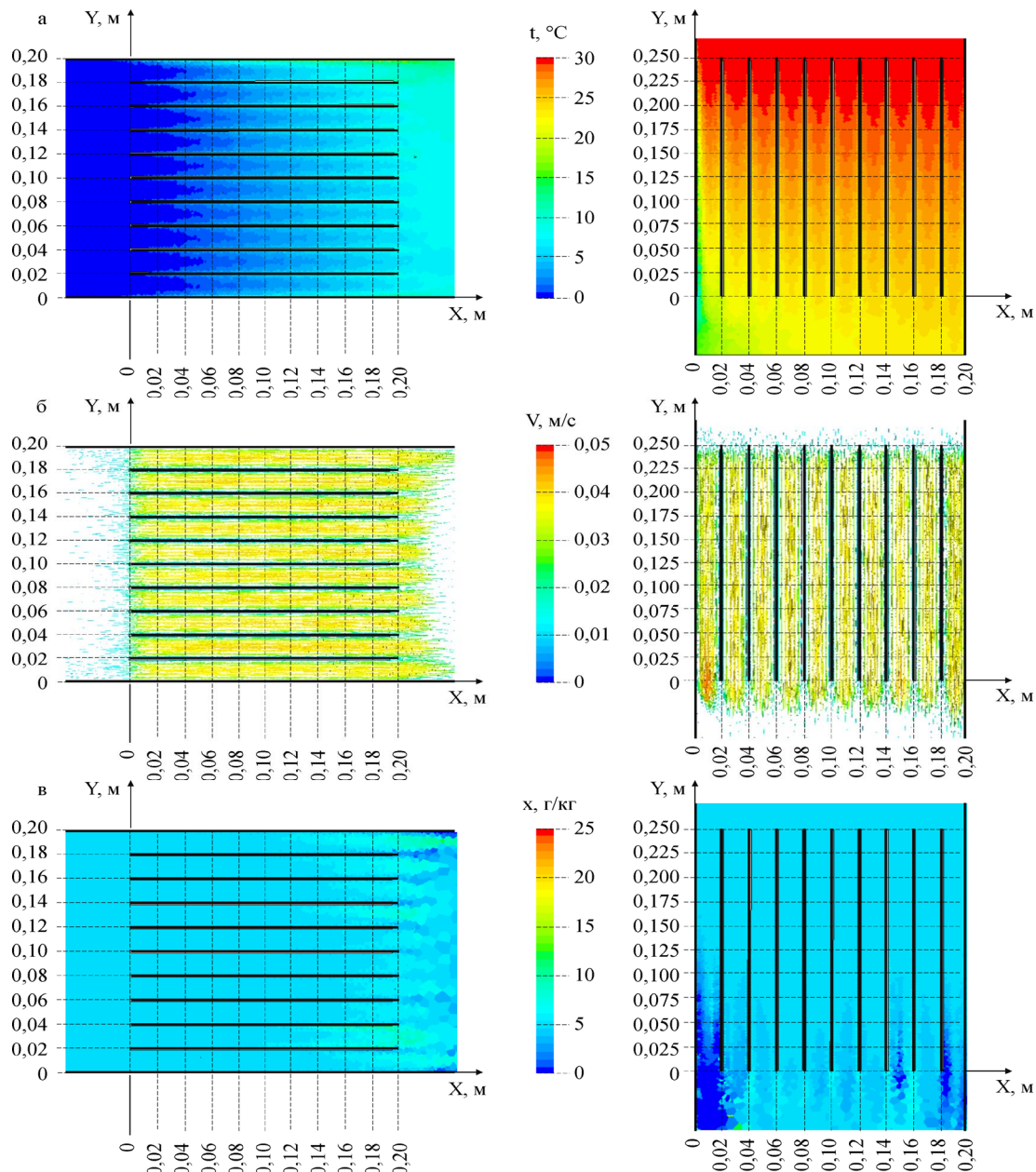


Рисунок 9 – Повздовжній розподіл температури (а), швидкості (б) і абсолютної вологості (в) в теплообміннику побічно-випарного із квадратними каналами

Середня швидкість потоку повітря в каналах трикутної форми становить $V = 0,042$ м/с, а коефіцієнт її варіації $\delta_v = 0,88$. Для каналів квадратної форми – $V = 0,039$ м/с, а коефіцієнт варіації $\delta_v = 0,84$, а для каналів круглої форми – $V = 0,046$ м/с, а коефіцієнт варіації $\delta_v = 0,81$. Порівнюючи розподіл вологості у

каналах різної форми можна стверджувати, що зменшення абсолютної вологості потоку теплового повітря з 0,05 г/кг до 0,01 г/кг відбувається інтенсивніше у теплообміннику побічно-випарного типу із трикутними каналами. Вище зазначені твердження дають змогу зробити висновок, що повітряний теплообмінник побічно-випарного типу із каналами квадратної форми є найбільш ефективним.

Загальний вигляд розрахованої сітки сухого, вологого каналів і стінок теплообмінника побічно-випарного типу приведено на рис. 10.

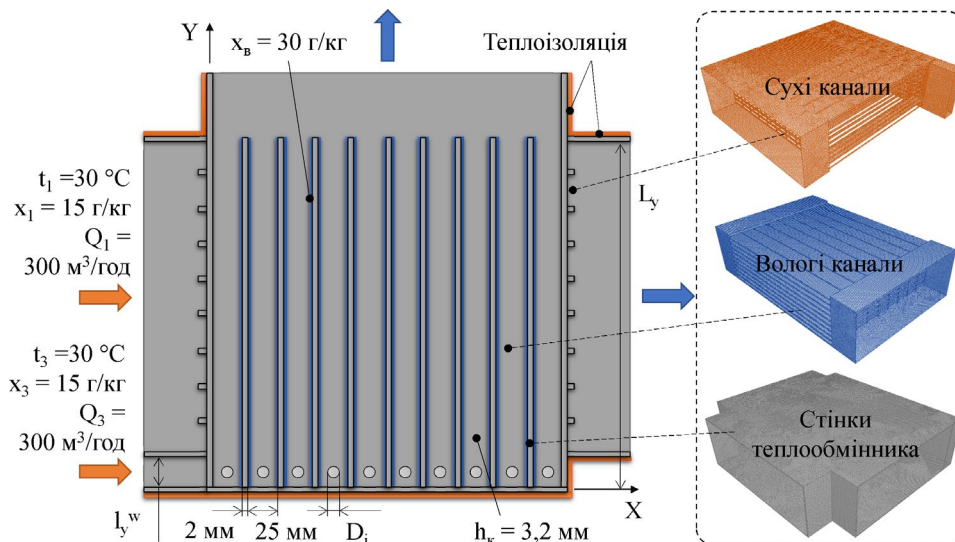


Рисунок 10 – Геометричні розміри розрахованої сітки частин теплообмінника побічно-випарного типу і граничні умови моделювання

Для забезпечення рівномірного розподілу температури і швидкості потоку повітря на виході з вологих каналів, згідно умови рівності теплових потоків, отримано зміну діаметрів D_i отворів в пластинах теплообмінника в межах від 4,0 мм до 7,4 мм (рис. 11).

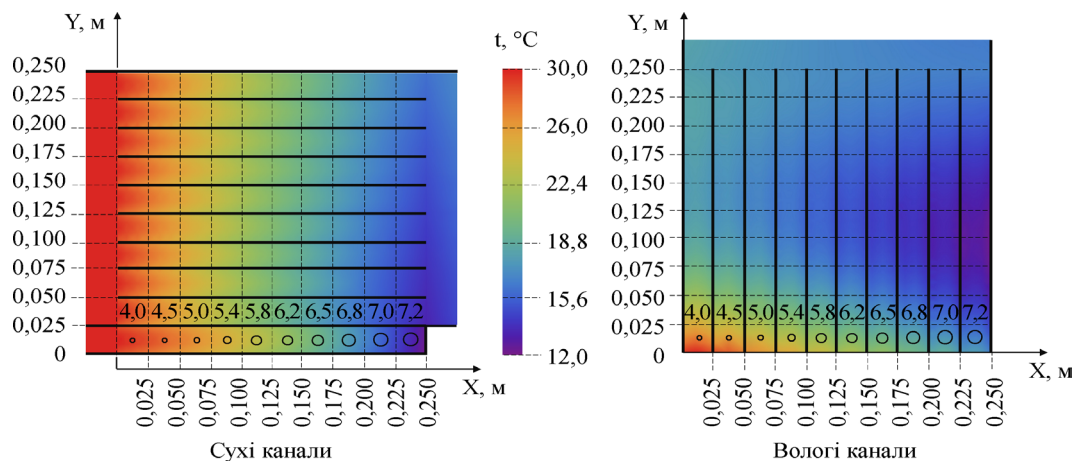


Рисунок 11 – Розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного типу із змінним діаметром отворів

При цьому температура повітряного потоку у вологих каналах майже вирівнюється, різниця складає 1,3 °С проти 1,9 °С при однакових отворах діаметром 6 мм. Тому подальші дослідження проведено при прийнятому розподілі діаметра D_i по вологим каналам в теплообміннику побічно-випарного типу.

За результатами чисельного моделювання процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$, коефіцієнта теплової ефективності η_t і питомої холодопродуктивності $\bar{N}_t$ від температури первинного повітря на впуску t_1 , його абсолютної вологості x_1 , його витрат потоку Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\bar{l}_y^w$:

$$\begin{aligned} \bar{t}_1 = & 0,2777 - 1,847 \bar{l}_y^w + 2,02091 \bar{l}_y^{w^2} + 0,000882 Q_1 + \\ & + 0,6514 t_1 + 0,052 \bar{l}_y^w t_1 + 0,000309 Q_1 t_1 - 0,005622 t_1^2 + \\ & + 0,1602 x_1 - 0,000259 Q_1 x_1 + 0,0144 t_1 x_1 - 0,00694 x_1^2. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \eta_t = & 0,02097 + 0,4155 \bar{l}_y^w - 0,3009 \bar{l}_y^{w^2} - 0,000394 Q_1 - \\ & - 0,0001244 \bar{l}_y^w Q_1 + 1,002 \cdot 10^{-6} Q_1^2 + 0,0191 t_1 - \\ & - 0,00779 \bar{l}_y^w t_1 - 0,0000158 Q_1 t_1 + 0,01747 x_1 - \\ & - 0,01103 \bar{l}_y^w x_1 - 0,0000182 Q_1 x_1 - 0,0000949 t_1 x_1. \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \bar{N}_t = & -1,12 + 3,664 \bar{l}_y^w - 4,851 \bar{l}_y^{w^2} + 0,02356 Q_1 - \\ & - 0,0067 \bar{l}_y^w Q_1 - 6,71 \cdot 10^{-6} Q_1^2 + 0,336 t - 0,0567 \bar{l}_y^w t + \\ & + 0,000156 Q_1 t - 0,000657 t_1^2 - 0,0622 x_1 + 0,0215 \bar{l}_y^w x_1 - \\ & - 0,000686 Q_1 x_1 - 0,009064 t_1 x_1 + 0,00394 x_1^2. \end{aligned} \quad (14)$$

За умови максимізації питомої холодопродуктивності у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату $\bar{N}_t = 20,45 \text{ кВт/м}^3$ фактори досліджень складають $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 500 \text{ м}^3/\text{год}$, $\bar{l}_y^w = 0,125$. Оптимальні значення факторів за умови мінімізації температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1 = 13,6 \text{ }^\circ\text{C}$ складають $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, $\bar{l}_y^w = 0,20$. За умови максимізації питомої холодопродуктивності у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату $\bar{N}_t = 20,45 \text{ кВт/м}^3$ фактори досліджень складають $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 500 \text{ м}^3/\text{год}$, $\bar{l}_y^w = 0,125$.

Узагальнено фізико-математичний апарат процесу нагрівання потоку повітря в вертикальному ґрунтовому теплообміннику (рис. 12), який базується на рівняннях безперервності повітряного потоку, рівняннях Нав'є-Стокса, рівняннях теплопередачі, початкових і граничних умовах:

$$\rho \frac{Du}{\partial \tau} = \frac{\partial p}{\partial x} + \kappa \nabla^2 u, \quad \rho \frac{Dv}{\partial \tau} = \frac{\partial p}{\partial y} + \kappa \nabla^2 v, \quad \rho \frac{Dw}{\partial \tau} = \frac{\partial p}{\partial z} + \kappa \nabla^2 w, \quad (x, y, z) \in M_{\text{air}}. \quad (15)$$

$$\frac{DT_a}{\partial \tau} = a_a \nabla^2 T_a, \quad (x, y, z) \in M_a, \quad (16)$$

$$\begin{cases} T_s(x, y, z, 0) = T_{s0}(z), & (x, y, z) \in M_s, \\ T_a(x, y, 0, \tau) = T_1(x, y), & (x, y, z) \in M_a, \\ T_a(x, y, z, 0) = T_{a0}(z), & (x, y, z) \in M_a, \\ T_s(x, y, 0, \tau) = f(\tau), & (x, y, z) \in M_a. \end{cases} \quad (17)$$

де ρ – густина повітря, кг/м^3 ; u, v, w – складові швидкості в напрямках x, y, z , м/с ; κ – коефіцієнт динамічної в'язкості, $\text{Па}\cdot\text{с}$; $T_s(x, y, z, \tau)$, $T_a(x, y, z, \tau)$ – температури ґрунту та повітря в точках з координатами (x, y, z) у момент часу τ , $^\circ\text{C}$.

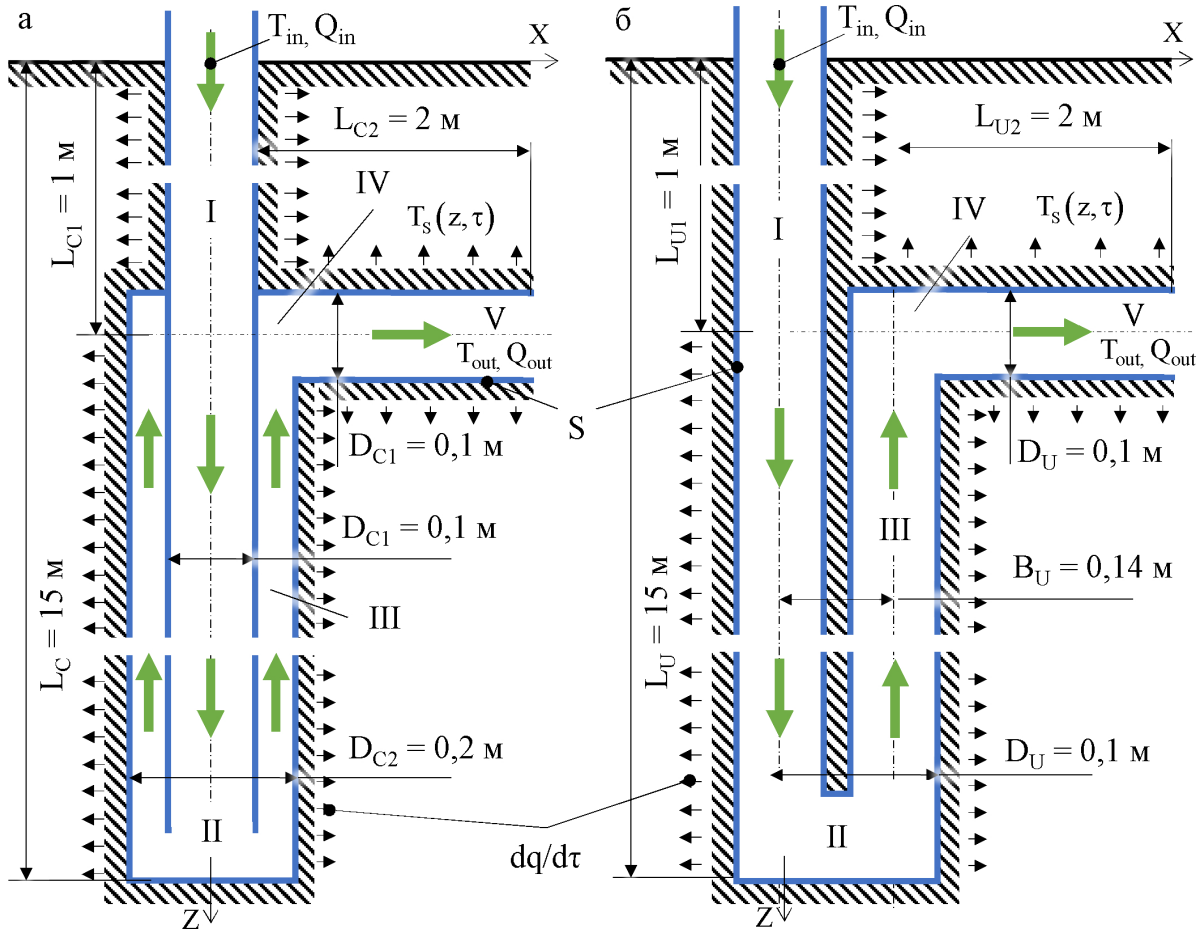


Рисунок 12 – Розрахункові схеми концентричного (а) та U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників системи нагнітання чистого повітря

Граничні умови задавали згідно апроксимованої функції температури ґрунту в момент часу τ і глибини z

$$T_s(z, \tau) = T_m - A_s e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \alpha_s}}} \cos \left(\frac{2\pi}{365} \left(\tau - \tau_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\alpha_s \pi}} \right) \right) \quad (17)$$

де $T_s(z, \tau)$ – температура ґрунту в момент часу τ і глибини z , °C; T_m – середня температура поверхні ґрунту, °C; A_s – амплітуда зміни поверхні ґрунту, °C; α_s – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, м²/добу; τ – час, що минув від початку календарного року, доба; τ_0 – фазова постійна поверхні ґрунту, доба.

Враховуючи апроксимовані дані температури на поверхні ґрунту Вінницької області визначено розподіл температури ґрунту по глибині z (рис. 13–14).

За результатами чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря в концентричному та U-подібному вертикальних ґрунтових теплообмінниках в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ отримано розподіл температурного поля у літній (рис. 13) і зимовий (рис. 14) періоди року. Температура повітряного потоку в літній (зимовий) період року, який переміщується вздовж труб загальною довжиною 32 м зменшується (збільшується) на 7,2 °C (8,1 °C) для концентричного теплообмінника і до 8,5 °C (9,3 °C) для U-подібного теплообмінника.

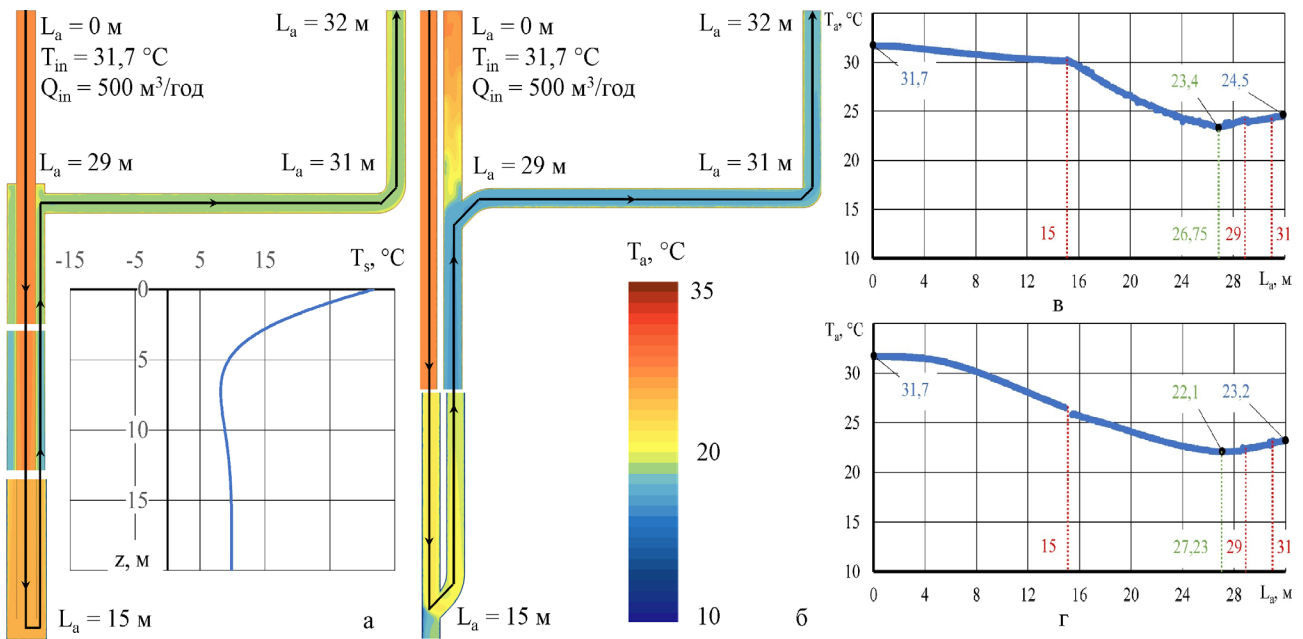


Рисунок 13 – Розподіл температурного поля концентричного (а, в) і U-подібного (б, г) вертикальних ґрунтових теплообмінників в ліній період року

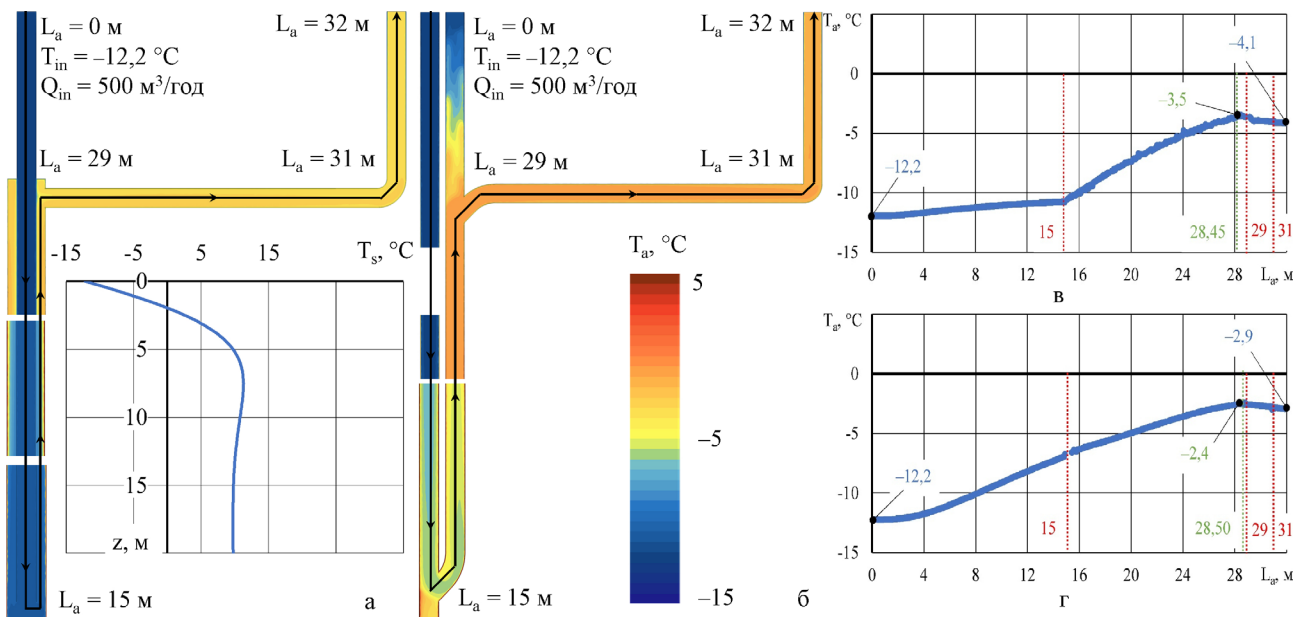


Рисунок 14 – Розподіл температурного поля концентричного (а, в) та U-подібного (б, г) вертикальних ґрунтових теплообмінників в зимовий період року

Найнижча (найвища) температура для літнього (зимового) періоду року спостерігається для шляху повітряного потоку 26,75–28,50 м. Встановлено, що теплоізоляція повітропроводу на глибину не менше 3,25 м забезпечить збереження найменшої температури повітряного потоку до виходу з теплообмінника.

За результатами чисельного моделювання в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ проведена обробка отриманих даних в програмному пакеті Wolfram Cloud дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, що показує

залежності зміни температури повітряного потоку ΔT_a і ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E (рис. 15) від температури вхідного повітря T_{in} і витрат повітря Q_{in} для кожного варіанту теплообмінників:

$$\Delta T_{aC} = 5,915 - 0,00721 Q_{in} - 0,3238 T_{in} + 0,0162 T_{in}^2; \quad (18)$$

$$\Delta T_{aU} = 7,819 - 0,00956 Q_{in} - 0,4269 T_{in} + 0,0001052 Q_{in} T_{in} + 0,01837 T_{in}^2. \quad (19)$$

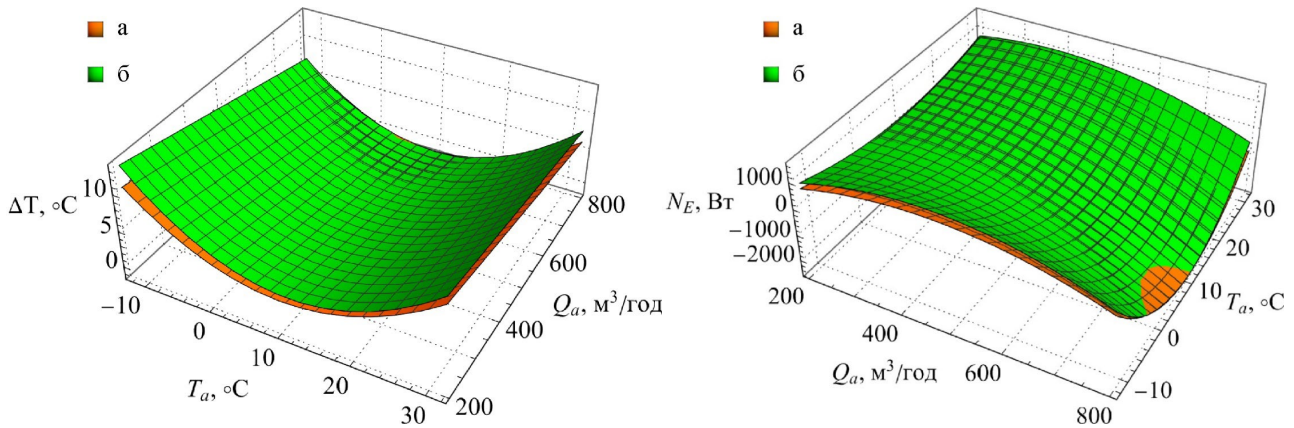
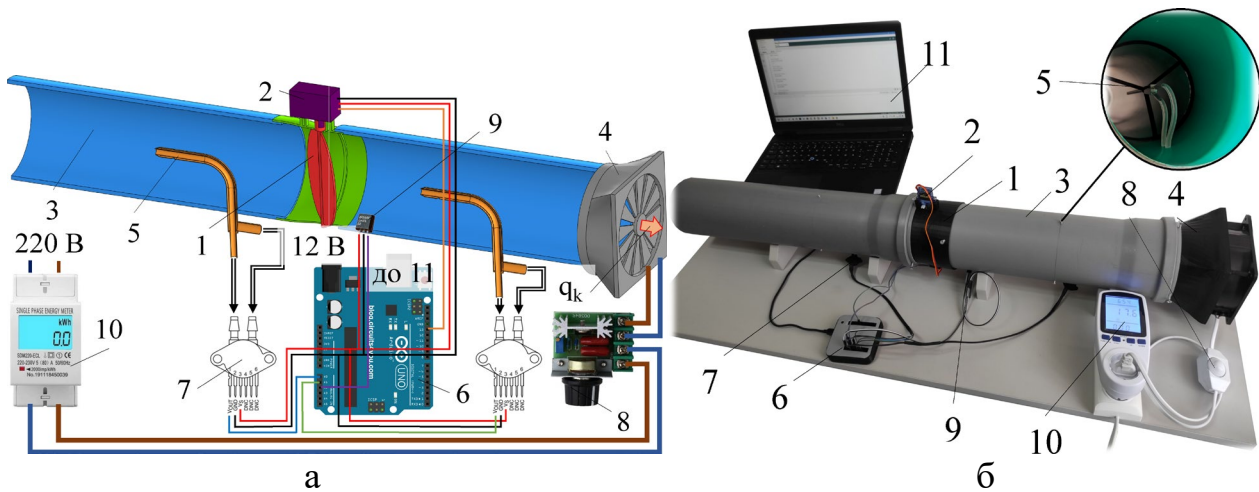


Рисунок 15 – Графіки залежності зміни температури повітряного потоку ΔT_a і ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E від факторів досліджень для концентричного (а) і U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників

Враховуючи умову максимізації ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E встановлені раціональні значення витрат повітря $Q_{in} = 453,8 \text{ м}^3/\text{год}$ для концентричного теплообмінника і $Q_{in} = 455,2 \text{ м}^3/\text{год}$ для U-подібного теплообмінника. Ефективна теплова потужність концентричного теплообмінника складає $N_{EC}(T_{in} = 31,7 \text{ °C}) = 1266 \text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2 \text{ °C}) = 1052 \text{ Вт}$, що менше за ефективну теплову потужність U-подібного теплообмінника $N_{EU}(T_{in} = 31,7 \text{ °C}) = 1575 \text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2 \text{ °C}) = 1235 \text{ Вт}$. Тобто U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник на 17–24 % ефективніший, ніж концентричний.

У п'ятому розділі «Методика експериментальних досліджень системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень» представлено методики експериментальних досліджень систем видалення забрудненого та нагнітання чистого повітря, методики експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу й вертикального ґрунтового теплообмінника.

Першим етапом експериментальних досліджень системи видалення забрудненого повітря було визначення витрат повітря q_{out} , коефіцієнту зниження швидкості потоку повітря $\iota = V_{out}/V_{in}$, умовної площі отвору σ_{out} і необхідної споживаної потужності витяжного вентилятора N_{damp} від кута повороту заслінки β (10–90 °) і швидкості потоку повітря V_{in} (2–18 м/с). Схему і загальний вигляд лабораторного обладнання представлено на рис. 16. Продуктивність витяжного вентилятора CF4113HBL-1000U-A99 регулювали з використанням димера d-001 P/W. Водночас визначали його споживану потужність з використанням електрولیчильника Bodasan (PMB01-EU).

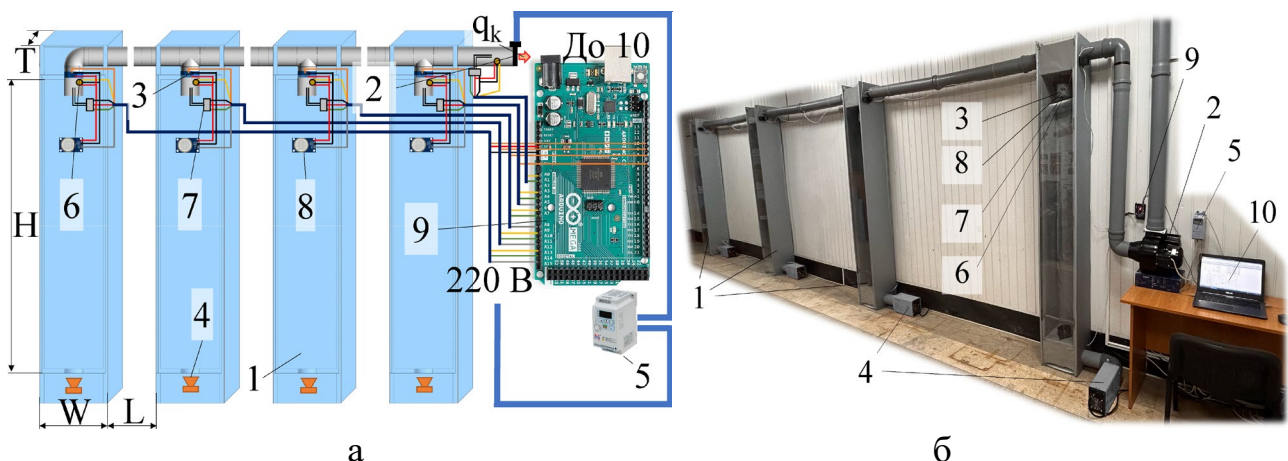


1 – заслінка; 2 – сервопривід MG90S; 3 – повітропровід; 4 – вентилятор; 5 – трубка Прандтля;
6 – Arduino UNO; 7 – датчик тиску MPX5100DP; 8 – димер; 9 – датчик температури LM35;
10 – електролічильник; 11 – персональний комп'ютер

Рисунок 16 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного обладнання для дослідження режимів роботи засірної заслінки

Кут повороту заслінки встановлювався з використанням сервоприводу MG90S і плати керування Arduino UNO. Тиск в повітропроводі визначали з використанням модернізованої трубки Прандтля приєднаної до датчика тиску MPX5100DP, а температуру повітря - датчиком температури LM35. Зчитування інформації з датчиків тиску і температури проводили з використанням плати керування Arduino UNO підключеної до комп'ютера зі встановленим програмним середовищем Arduino IDE. Дослідження проведено за повнофакторним планом (кількість дослідів – $5^3 = 125$).

Другим етапом є дослідження системи видалення забрудненого повітря. Схему і загальний вигляд лабораторного стенду системи видалення забрудненого повітря представлено на рис. 17.



1 – модуль; 2 – вентилятор; 3 – заслінка із сервоприводом MG90S; 4 – генератор диму із регулятором; 5 – частотний перетворювач CFW300; 6 – датчик температури LM35;
7 – модернізована трубка Прандтля; 8 – датчик газу MQ-2;
9 – Arduino MEGA 2560; 10 – персональний комп'ютер

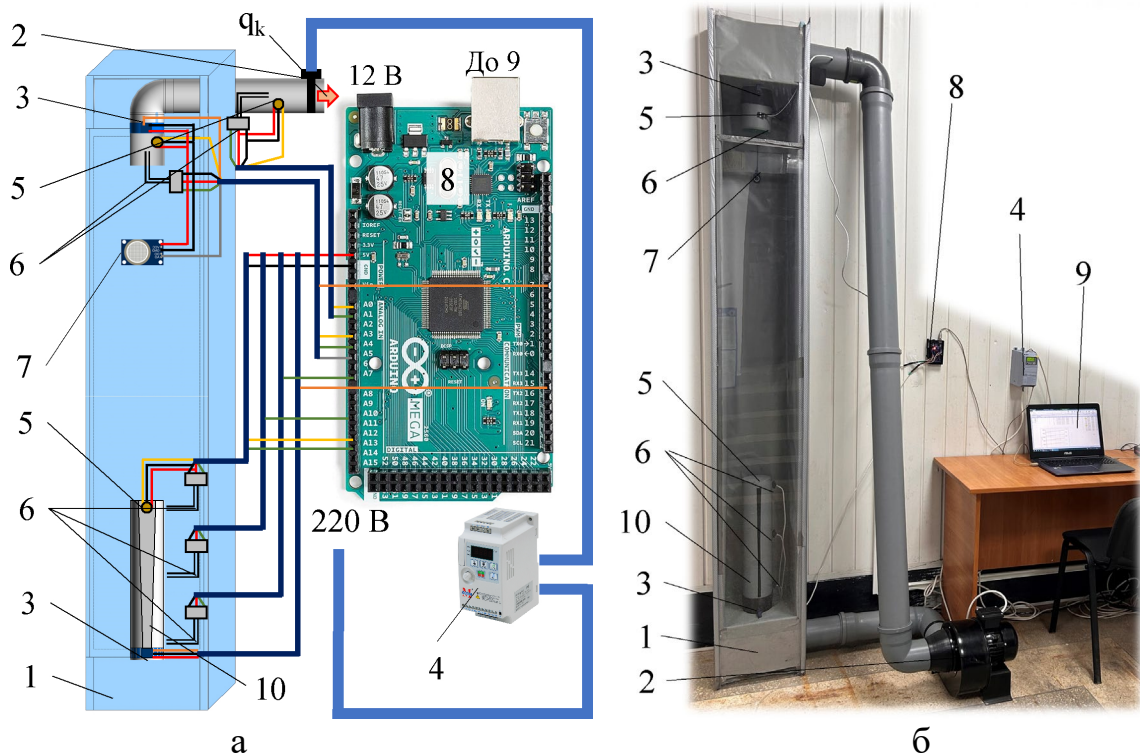
Рисунок 17 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного стенду для дослідження системи видалення забрудненого повітря

Стенд складається з 4 однакових модулів, які з'єднані по засобах повітропроводу довжиною L і діаметром $D = 110$ мм. До одного кінця повітропроводу під'єднано витяжний вентилятор DUNDAR CT 16.4, продуктивність якого регулювалась з використанням частотного перетворювача CFW300. Частотний перетворювач сумісний з персональним комп'ютером і може передавати інформацію щодо споживаної потужності вентилятора. Кожен модуль лабораторного стенду виконаний у вигляді прямокутного коробу розмірами $H = 2500$ мм, $W = 400$ мм, $T = 400$ мм, бокові та задня стінки яких виготовлені з екструдованого пінополістиролу. Передня стінка модуля виготовлена з прозорого акрилу з можливістю нескладного демонтажу. У верхній частині модуля встановлено фітинг повітропроводу (трійник або кутник), на нижню частину якого приєднано заслінку із сервоприводами. Кут повороту заслінки встановлювався з використанням сервоприводу MG90S і плати керування Arduino MEGA 2560. У фітинг вмонтовано модернізовану трубку Прандтля на базі датчика тиску MPX5100DP, аналоговий датчик температури LM35 і датчик газу MQ-2. Зчитування інформації з датчиків тиску, температури і датчика газу проводили з використанням плати керування Arduino MEGA 2560, яка підключена до персонального комп'ютера зі встановленим програмним середовищем Arduino IDE.

Для імітації забруднення повітря у приміщенні в нижній частині модуля встановлений генератор диму Antari F-80/Z із регулятором його потоку. Факторами досліджень обрано: витрати повітря Q_{in} (100–500 м³/год), що створює витяжний вентилятор; довжина повітропроводу між модулями L (1–5 м); співвідношення концентрації газів в кожному модулі $n_{g1}:n_{g2}:n_{g3}:n_{g4}$ (1:1:1:1, 2:1:2:1, 2:1:2:4, 4:5:2:1, 3:4:1:5). Критеріями досліджень обрано швидкість потоку повітря V перед заслінкою кожного модуля та її відхилення від середньої та споживану потужність витяжного вентилятора N . Дослідження проведено за повнофакторним планом (кількість дослідів – $5^2 = 25$).

Третім етапом є дослідження системи нагнітання чистого повітря. Схему і загальний вигляд лабораторного стенду для дослідження патрубків для нагнітання повітря представлено на рис. 18.

Стенд складається із одного модуля. До одного кінця повітропроводу під'єднано витяжний вентилятор DUNDAR CT 16.4, продуктивність якого регулювалась з використанням частотного перетворювача CFW300. Частотний перетворювач сумісний з персональним комп'ютером і може передавати інформацію щодо споживаної потужності вентилятора. У нижній частині модуля встановлений патрубок для нагнітання повітря із повздовжньою щілиною. Патрубок довжиною 1000 мм і діаметром 110 мм представлений у двох виконаннях: 1 варіант – щілина із постійною шириною $\delta_y = 9,5$ мм, 2 варіант – щілина зі змінною шириною відповідно до рівняння (4). Для визначення величини розподілу падіння тиску і швидкості потоку повітря на трьох рівнях навпроти щілини патрубка для нагнітання встановлені три модернізовані трубки Прандтля на базі датчика тиску MPX5100DP і аналоговий датчик температури LM35. Всі датчики були підключені до плати керування Arduino MEGA 2560.



1 – модуль; 2 – вентилятор; 3 – заслінка із сервоприводом MG90S; 4 – частотний перетворювач CFW300; 5 – датчик температури LM35; 6 – модернізована трубка Прандтля; 7 – датчик газу MQ-2; 8 – Arduino MEGA 2560; 9 – персональний комп'ютер; 10 – патрубок для нагнітання повітря

Рисунок 18 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного станду для дослідження патрубків для нагнітання повітря

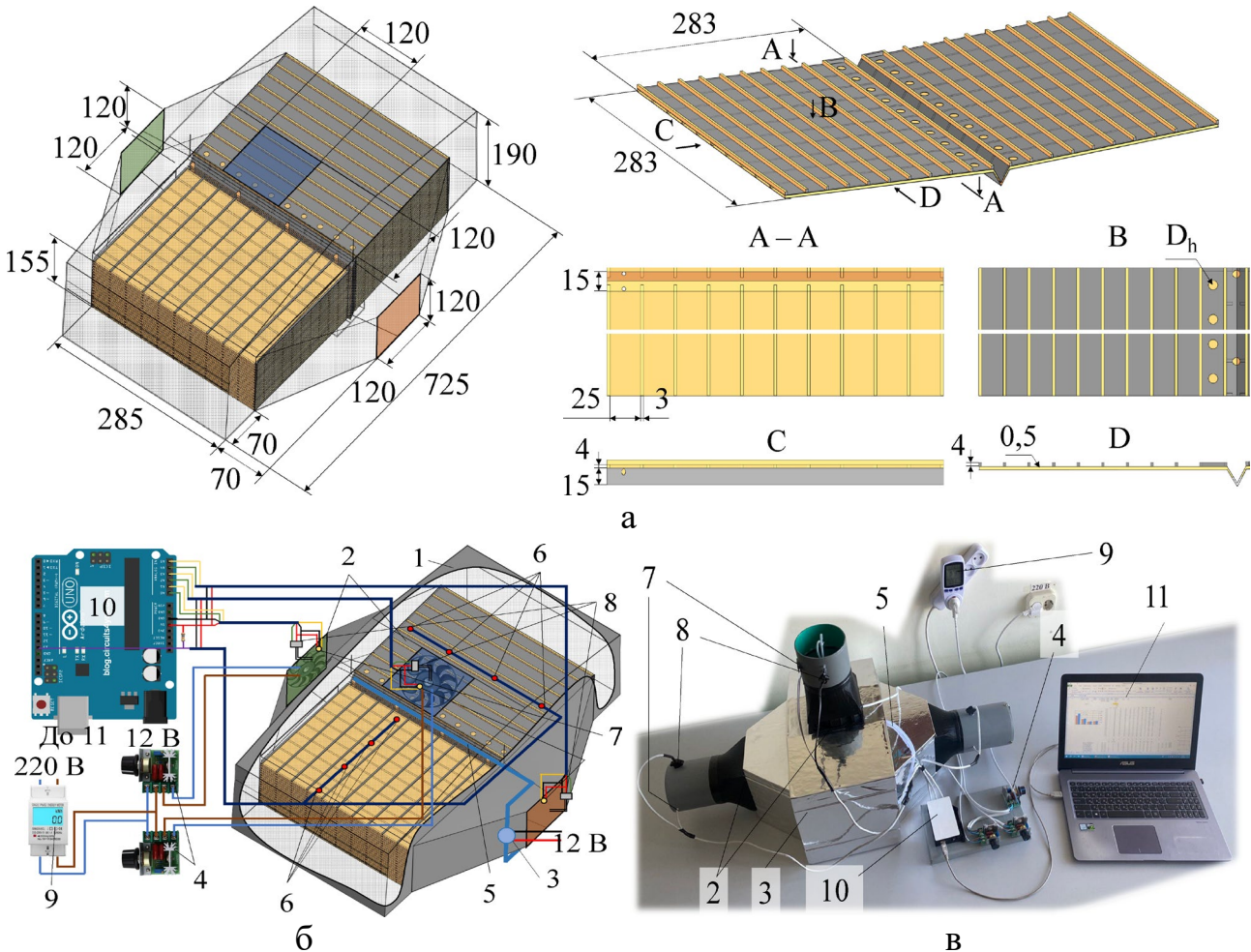
Знизу патрубка для нагнітання встановлена нагнітальна заслінка із сервоприводом. Кут повороту нагнітальної заслінки дорівнював куту повороту забірної заслінки і встановлювався з використанням сервоприводу MG90S і плати керування Arduino MEGA 2560.

Факторами досліджень обрано: варіант виконання патрубка для нагнітання повітря із повздовжньою щілиною; швидкість потоку повітря V (або витрати повітря $Q_{in} = 100\text{--}500 \text{ м}^3/\text{год}$), що створює витяжний вентилятор. Критеріями досліджень обрано швидкості потоку повітря V на трьох рівнях повздовжньої щілини і споживану потужність витяжного вентилятора N . Для визначення рівномірності розподілу повітря використовували коефіцієнт варіації χ_v для швидкості потоку повітря за довжиною повздовжньої щілини.

Четвертим етапом є дослідження повітряного теплообмінника побічно-випарного типу. Для цього був виготовлений лабораторно-експериментальний зразок теплообмінника побічно-випарного типу за схемою рис. 19.

Лабораторний стенд для проведення досліджень складався з лабораторно-експериментального зразка теплообмінника побічно-випарного типу, в якому встановлено два вентиляторів. Продуктивність вентиляторів регулювалась з використанням димера 2000W/220V SCR. Димер підключено до мережі 220 В через електролічильник Bodasan (PMB01-EU), 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, датчиків 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.



- 1 – теплообмінник побічно-випарного типу; 2 – вентилятор; 3 – помпа; 4 – димер;
 5 – крапельна трубка; 6 – датчик температури DS18B20; 7 – датчик вологості та температури DHT11; 8 – модернізована трубка Прандтля;
 9 – електролічильник; 10 – Arduino UNO; 11 – персональний комп'ютер

Рисунок 19 – 3D-модель теплообмінника (а), схема (б) і загальний вигляд (в) лабораторного стенду для дослідження теплообмінника побічно-випарного типу

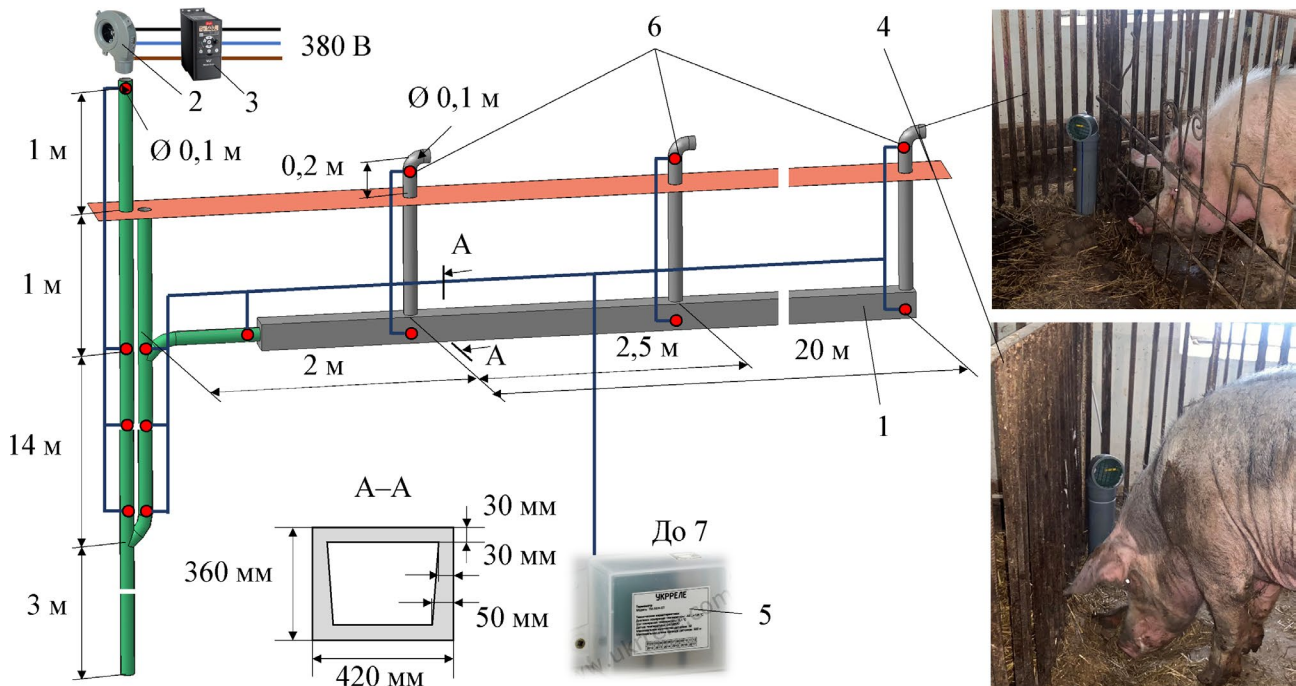
Дослідження проводились за такими факторами: площа отворів між каналами тепломасообмінника (з однаковою площею; з різною площею); витрати повітря у вихідних каналах Q_{in} (100–500 м³/год); температура T_{in} (20–32 °C) і абсолютна вологість x_{in} (5–25 г/кг) вхідного повітря. Критеріями досліджень є динаміка зміни температури в середині тепломасообмінника; температура і вологість повітря на виході з тепломасообмінника; коефіцієнт теплової ефективності η_t ; потужність, що витрачається вентиляторами для перекачування повітря через тепломасообмінник. Дослідження проведено за планом Бокса-Бенкена (кількість дослідів – 15).

Теплообмінник побічно-випарного типу складається з тепломасообмінника, який знаходиться в середині термоізовованого корпусу. Тепломасообмінник є основною частиною всього теплообмінника побічно-випарного типу, оскільки він є компонентом, відповідальним за фактичне охолодження. Тепломасообмінник виготовлений з використанням фотопаперу формату А3, щільністю 210 г/м^2 , і двосторонньої клейкої стрічки товщиною 4 мм і шириною 4 мм. Ці матеріали достатньо доступні, а також дешеві порівняно з будь-яким іншим 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 теплопровідної стінки, яка забезпечує передачу теплоти, але запобігає передачі маси, оскільки вона непроникна для води завдяки глянцевій 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° , що робить її тип перехресного потоку. Весь розподіл для вологих каналів також виконується після виготовлення каналів. Корпус теплообмінника побічно-випарного типу виготовлений з пінопласту і 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'єднувати 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.

П'ятим етапом є дослідження процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику та проведено у виробничих умовах на свинофермі ПСП «Агрофірма Нападівська» (Вінницька область). В одному з приміщень для відгодівлі свиней використовується вентиляція підлогового каналу. Для підвищення ефективності роботи системи нагнітання чистого повітря і для проведення експериментальних досліджень за приміщенням для відгодівлі свиней змонтовано U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник. Конструктивно-технологічна схема і загальний вигляд дослідної установки наведено на рис. 20.

Силовую повітряною установкою використано відцентровий вентилятор DUNDAR CT 16.4 (максимальні витрати повітря – $850 \text{ м}^3/\text{год}$). Центральний повітропровід для нагнітання повітря на відгодівельній свинофермі ПСП «Агрофірма Нападівська» був закладений ще на етапі будівництва і виконаний був у вигляді лотка інженерних мереж Л1-8/2 (рис. 20, а), який проходив під свинарським приміщенням. Патрубки для нагнітання повітря, які виходили з центрального повітропроводу виготовлені із поліпропіленової

труби. По всій системі нагнітання повітря розміщені цифрові датчики температури DS18B20, які підключені до системи реєстрації даних «Термометр ТМ-32/Н-5Т». Відстань між датчиками в ґрунтовому теплообміннику складала 3 м вздовж всього повітропроводу. Дослідження проводились в період з 01.02.2021 до 01.02.2022 рр.



а



б

- 1 – центральний повітропровід для нагнітання повітря; 2 – вентилятор;
3 – частотний перетворювач; 4 – горизонт ґрунту; 5 – термометр ТМ-32/Н-5Т;
6 – датчик температури DS18B20; 7 – персональний комп'ютер

Рисунок 20 – Схема (а) і загальний вигляд (б) ґрунтового теплообмінника

Дослідження проведено при варіюванні значень таких факторів: потік повітря (200–800 м³/год), що визначений після калібрування швидкістю обертів електродвигуна вентилятора та регулювались перетворювачем частоти FC 51 серії VLT Micro; вимірювали потік повітря багатофункціональним пристроєм Solomat MPM 500E; температуру повітря в ґрунтовому теплообміннику фіксували і записували 6 разів на день.

Критеріями досліджень обрано зміну температури повітряного потоку на вході і виході ґрунтового теплообмінника ΔT_a . Для оптимізації параметрів ґрунтового теплообмінника використано критерій – теплова потужність N_E . Дослідження проведено за повнофакторним планом (кількість дослідів – $3^2 = 9$).

Розрахунки коефіцієнтів рівнянь регресії здійснювалось з використанням функції NonlinearModelFit програмного пакету Wolfram Cloud.

У шостому розділі «Результати експериментальних досліджень системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень» представлені результати експериментальних досліджень систем видалення забрудненого та нагнітання чистого повітря; результати експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу й вертикального ґрунтового теплообмінника.

За результатами першого етапу експериментальних досліджень системи видалення забрудненого повітря встановлено залежності вихідної швидкості потоку повітря V_{out} , витрат повітря q_{out} , коефіцієнта зниження швидкості потоку повітря ι , умовної площі отвору σ_{out} і споживаної вентилятором потужності N_{damp} від вхідної швидкості V_{in} , кута повороту заслінки β і діаметра повітропроводу D_p :

$$V_{out} = 0,0446 + 0,689 V_{in} \times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2); \quad (20)$$

$$q_{out} = 126,02 D_p^2 + 1\,947,5 D_p^2 V_{in} \times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2); \quad (21)$$

$$\iota = 0,0446 / V_{in} + 0,689 \times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2); \quad (22)$$

$$N_{damp} = 30,33 - 0,0167 b - 0,611 V - 0,0104 b V + 0,3154 V^2, \quad (23)$$

$$\sigma_{out} = 0,0138 / \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2). \quad (24)$$

За результатами другого етапу експериментальних досліджень системи видалення забрудненого повітря проведено апробацію алгоритму роботи керування заслінками в залежності від співвідношення концентрацій газів. Середнє значення швидкості є майже однаковим для всіх рівнів варіювання факторів і складає $3,2 \pm 0,2$ м/с (при $Q_{in} = 100$ м³/год.), $6,3 \pm 0,2$ м/с (при $Q_{in} = 200$ м³/год.), $9,5 \pm 0,3$ м/с (при $Q_{in} = 300$ м³/год.), $12,7 \pm 0,5$ м/с (при $Q_{in} = 400$ м³/год.), $15,8 \pm 0,5$ м/с (при $Q_{in} = 500$ м³/год.). Коефіцієнт варіації при цьому складає 0,027–0,035. Визначено залежність споживаної вентилятором потужності N системи видалення забрудненого повітря, від довжини повітропроводу між модулями L_0 і витрат повітря Q_{in} (рис. 21):

$$N = 127,02 - 17,85 L_0 - 0,8203 Q_{in} + 0,118 L_0 Q_{in} + 0,00211 Q_{in}^2. \quad (25)$$

Коефіцієнт кореляції між експериментальними та теоретичними даними складає 0,94, що підтверджує отримані теоретичні залежності.

За результатами третього етапу експериментальних досліджень системи нагнітання чистого повітря встановлено, що коефіцієнт варіації швидкості повітря є нижчим для змінної ширини щілини нагнітального патрубку (0,01–0,02), що підтверджує вірність теоретичного розрахунку за отриманою формулою (4). За результатами розрахунку експериментальних даних отримана залежність споживаної потужності N (рис. 22) системи нагнітання чистого повітря, яка реалізована у виробничих умовах, від витрат повітря Q_{in} . Порівнюючи результати експериментальних досліджень із результатами теоретичних розрахунків наочно видно, що останні знаходяться в межах похибки. Згідно коефіцієнту кореляції 0,94 результати теоретичних розрахунків є адекватними.

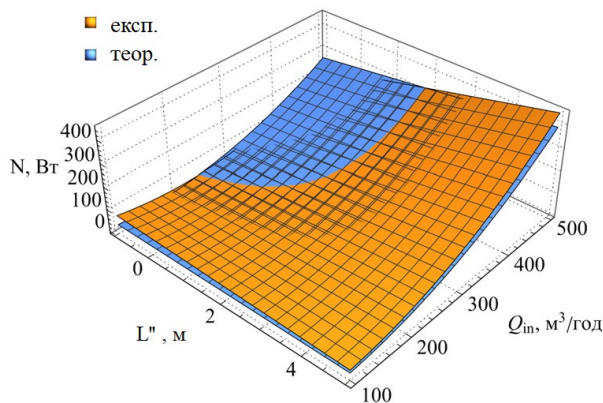


Рисунок 21 – Залежність споживаної потужності N системи видалення повітря від довжини повітропроводу між модулями L_0 і витрат повітря Q_{in}

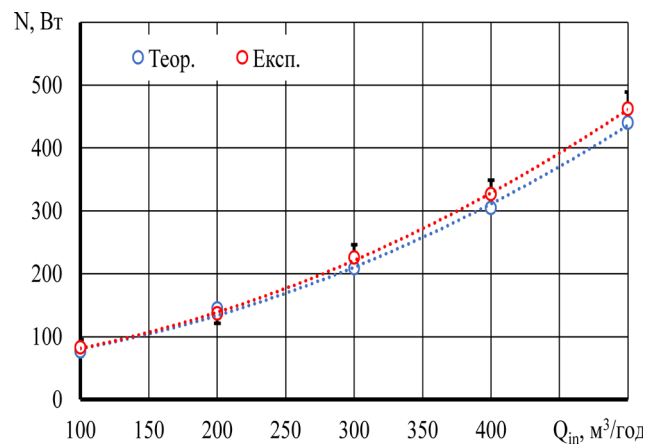


Рисунок 22 – Залежність споживаної потужності N системи нагнітання чистого повітря від витрат повітря Q_{in}

За результатами експериментальних досліджень лабораторного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку $\overline{t_{out}}$, коефіцієнта теплової ефективності η_t і ефективної холодопродуктивної потужності $\overline{N_t}$ від температури первинного повітря на впуску t_{in} , абсолютної вологості x_{in} і витрат потоку Q_{in} (рис. 23):

$$\overline{t_{out}} = 6,54 - 0,00408 Q_{in} + 0,000449 t_{in} Q_{in} - 0,000343 x_{in} Q_{in} + 0,367 t_{in} + 0,0185 x_{in} t_{in} - 0,318 x_{in}; \quad (26)$$

$$\eta_t = 0,278 - 0,00114 Q_{in} + 1,27 \cdot 10^{-6} Q_{in}^2 + 0,0132 t_{in} + 0,00679 x_{in}; \quad (27)$$

$$\overline{N_t} = 176,02 - 0,00389 Q_{in}^2 + 5,45 t_{in} + 1,09 Q_{in} + 0,0106 t_{in} Q_{in} - 0,022 x_{in} Q_{in} - 7,033 x_{in}. \quad (28)$$

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

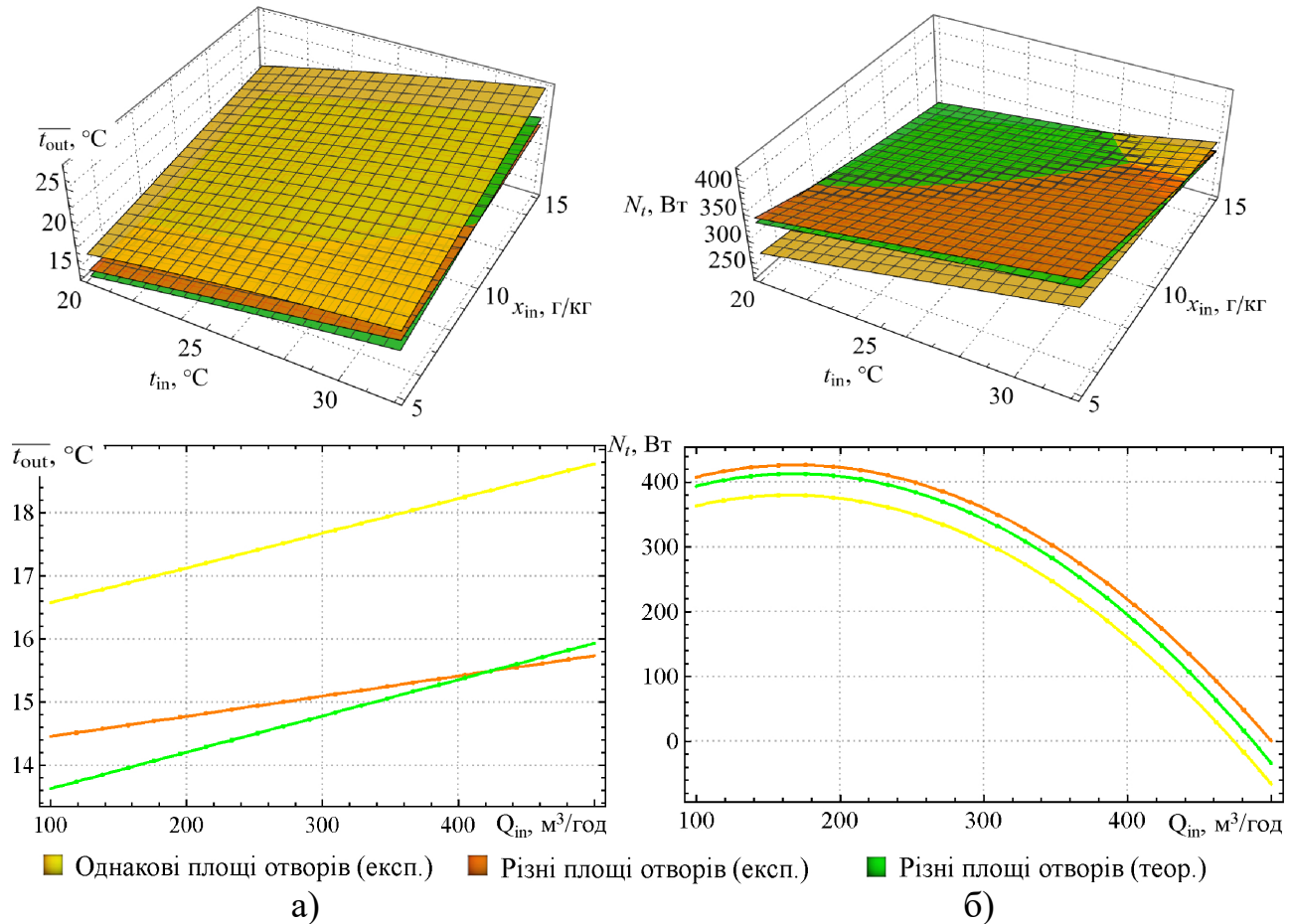


Рисунок 23 – Залежність температури вихідного повітряного потоку $\overline{t}_{out}$ (а) і ефективної холодопродуктивної потужності N_E (б) від температури t_{in} , абсолютної вологості x_{in} і витрат Q_{in} вхідного первинного повітря на впуску в теплообмінник

За результатами експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря в U-подібному вертикальному ґрунтовому теплообміннику у виробничих умовах встановлено динаміку зміни температур впродовж року. Отримані рівняння регресії другого порядку зміни температури повітряного потоку ΔT_a і ефективної теплової потужності N_E від температури T_{in} і витрат Q_{in} потоку повітря на вході в U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник (рис. 24):

$$\Delta T_{aU} = 8,773 - 0,00956 Q_{in} - 0,3229 T_{in} + 0,000079 Q_{in} T_{in} + 0,0145 T_{in}^2. \quad (29)$$

Наочний аналіз рис. 24 підтверджує достатню збіжність теоретичних і експериментальних залежностей. Коефіцієнт кореляції Пірсона при цьому складає 0,94. Критерій Фішера складає $F = 2,02 < F_T = 2,49$, що підтверджує адекватність отриманої моделі.

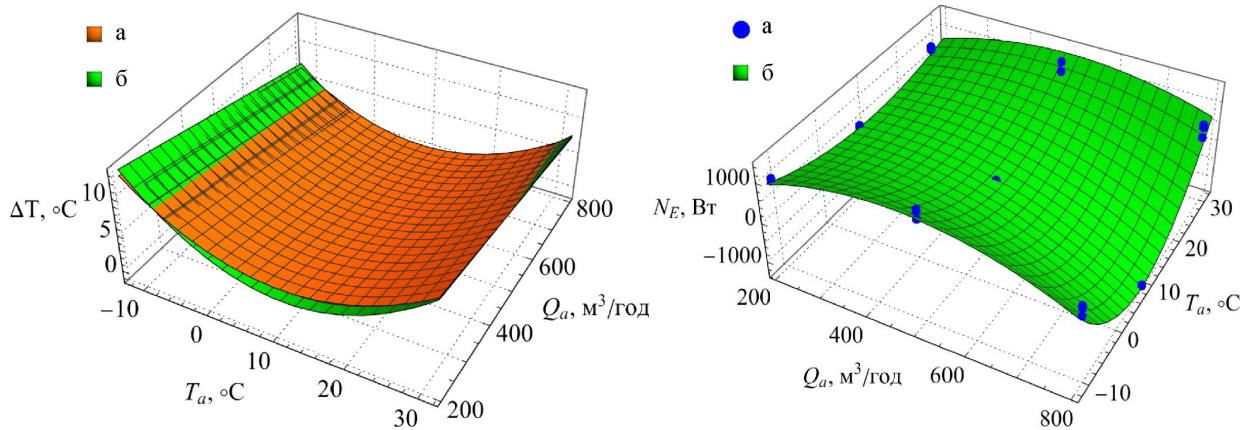


Рисунок 24 – Графіки теоретичної (а) і експериментальної (б) залежностей зміни температури повітряного потоку ΔT_a та ефективної теплової потужності N_E від факторів досліджень для U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника

Статистичне порівняння експериментальних даних із теоретичною залежністю за коефіцієнтом кореляції Пірсона – 0,95 і критерієм Фішера – $F = 1,93 < F_T = 2,98$ свідчить про високу точність теоретичних залежностей.

У цьому розділі «Реалізація результатів досліджень» представлено алгоритм роботи мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень, впровадження результатів у виробництво та економічна оцінка впровадження результатів досліджень.

Першим етапом алгоритму було визначення режимів функціонування автоматичної системи видалення забрудненого повітря.

Годинний обсяг вентиляції з накопичення вуглекислого газу ($\text{м}^3/\text{год.}$):

$$O_{\text{CO}_2} = \frac{E}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}, \quad (30)$$

де E – кількість газу, що виділяється усіма тваринами за годину, л/год.;

ε_2 – кількість газу в 1 м^3 атмосферного повітря, л/м³;

ε_1 – допустима кількість газу в 1 м^3 повітря приміщення, л/м³.

Другим етапом алгоритму було визначення режимів функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень в залежності від температури і вологості повітря навколишнього середовища та в приміщенні в області видалення забрудненого повітря та зоотехнічних вимог.

За прийнятою конструктивно-технологічною схемою мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень та проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблено алгоритм її роботи. На рис. 25 відмічені основні елементи системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень: система видалення забрудненого повітря, система нагнітання чистого повітря, теплообмінник побічно-випарного типу, вертикальний ґрунтовий теплообмінник. Також наведено три заслінки Z_1 , Z_2 , Z_3 , які переміщуються у відносному значенні від 0 до 1, змінюючи своє положення між двома напрямками. Так, положення 0,4 відповідає тому, що площі отворів між

двома напрямками відповідають 40 % : 60 %, а 0 – 0 % : 100 %, 1 – 100 % : 0 %. Четверта заслінка Z_4 призначена для відключення (положення 0) і включення (положення 1) подачі води для зволоження каналів теплообмінника побічно-випарного типу.

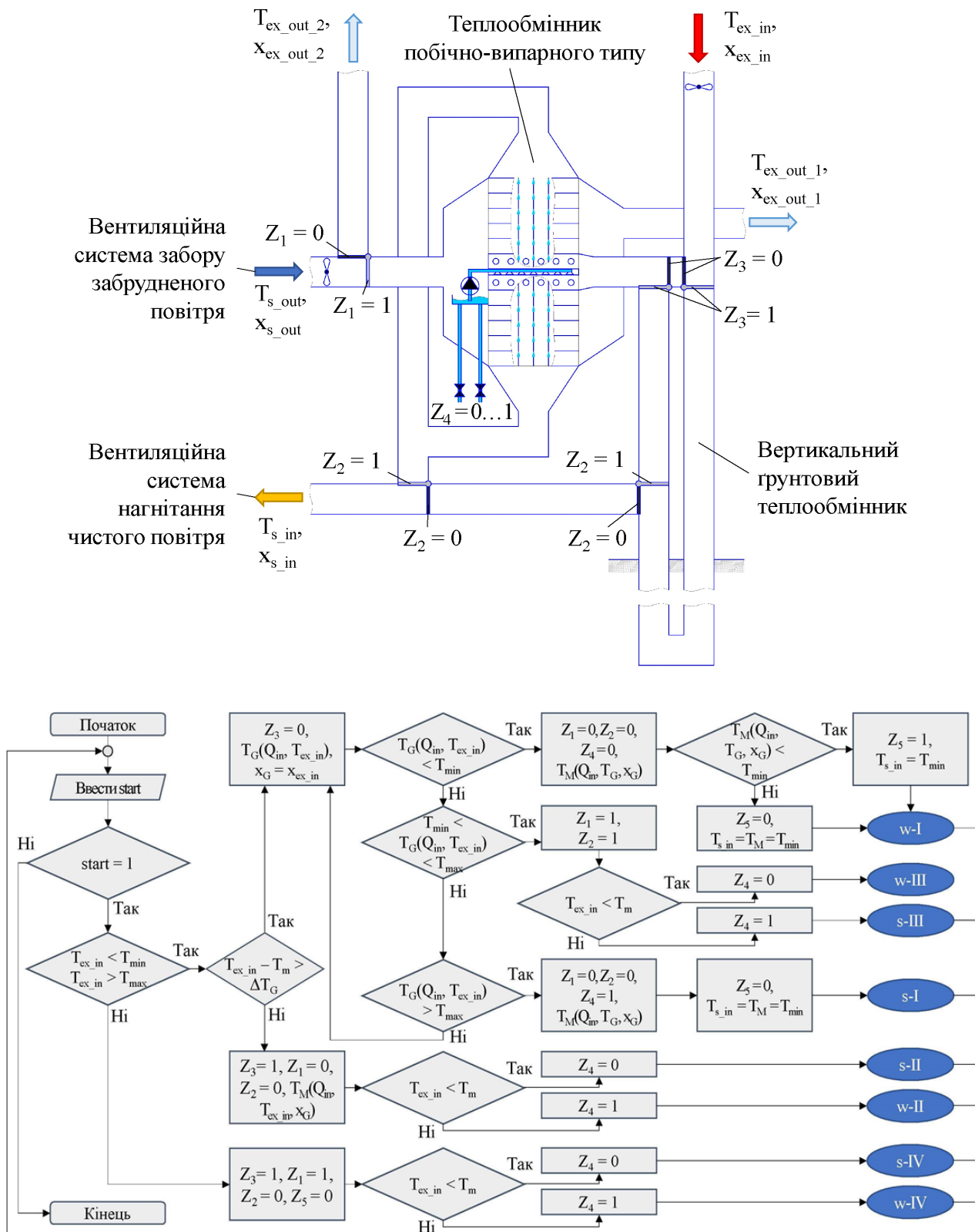
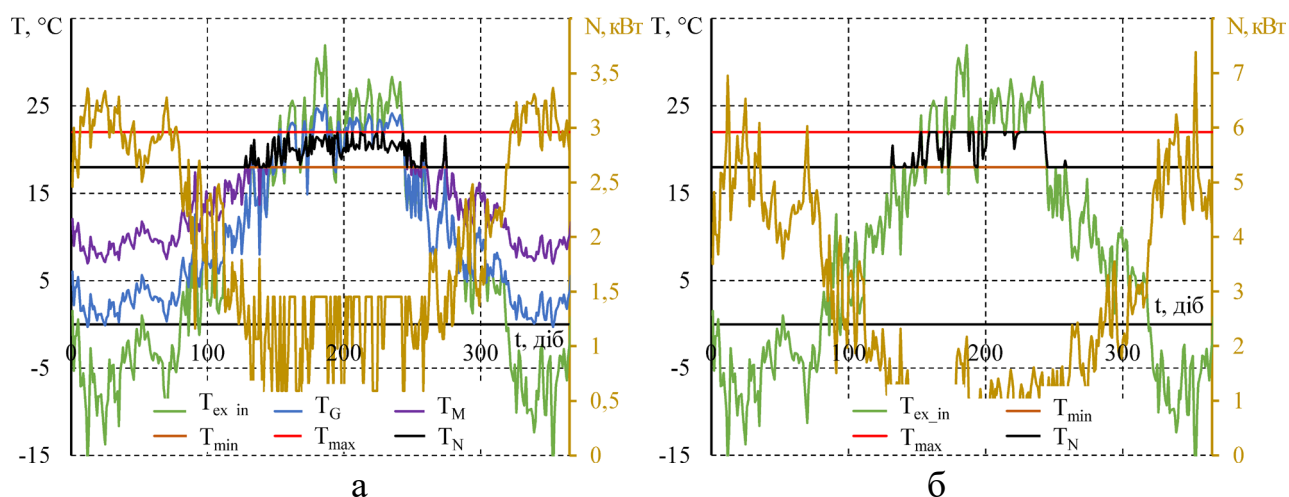


Рисунок 25 – Блок-схема алгоритму роботи мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

На рис. 25 відмічені температури T ($^{\circ}\text{C}$) і вологості x (г/кг) для повітря, яке видаляється з приміщення (індекс s_{out}), подаються в приміщення (індекс s_{in}), подається у зовнішнє середовище (індекси ex_{out_1} , ex_{out_2}), нагнітається із зовнішнього середовища (індекс ex_{in}). Температура $T_{ex_{\text{in}}}$ і вологість $x_{ex_{\text{in}}}$ повітря зовнішнього середовища є змінною. Температура $T_{s_{\text{in}}}$ ($18\text{--}22^{\circ}\text{C}$) і вологість $x_{s_{\text{in}}}$ (70% – $8,9\text{--}11,4$ г/кг) повітря, яке подається в приміщення повинне відповідати зоотехнічним вимогам. Температура $T_{s_{\text{out}}}$ і вологість $x_{s_{\text{out}}}$ повітря залежать від багатьох не контрольованих факторів, які визначаються життєдіяльністю тварин і можуть знаходитися в певних межах: $T = 12\text{--}30^{\circ}\text{C}$, $x = 80\text{--}95\%$ ($6,9\text{--}24,8$ г/кг) відповідно.

Розроблений алгоритм реалізований у створеній симуляції мікроклімату свинарського приміщення у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Згідно проведеного моделювання отримано динаміку температури на кожному етапі проходження потоку повітря через розроблену (рис. 26, а) і класичну (рис. 26, б) системи забезпечення мікроклімату у свинарник впродовж всього року.



$T_{ex_{\text{in}}}$ – температура повітря зовнішнього середовища; T_G – температура повітря після проходження через U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник; T_M – температура повітря після проходження через теплообмінник побічно-випарного типу; T_N – температура повітря після проходження через класичний теплообмінник опалювання й кондиціонування; $T_{\text{min}} = 18^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{max}} = 22^{\circ}\text{C}$ – мінімальне і максимальне значення температур згідно зоотехнічних вимог

Рисунок 26 – Динаміка зміни температури на кожному етапі проходження потоку повітря через розроблену систему забезпечення мікроклімату у свинарник впродовж всього року

Температура потоку повітря після проходження через ґрунтовий теплообмінник і теплообмінник побічно-випарного типу наближається до значень зоотехнічних вимог. Процес охолодження повітря до заданої температури (22°C) відбувається без застосування додаткових систем кондиціонування. Нагрівання повітря до температури 18°C потребує додаткового вмикання нагрівальних елементів. Отримано динаміку споживаної потужності розробленої та класичної систем забезпечення мікроклімату у свинарнику на 16 станків (рис. 27).

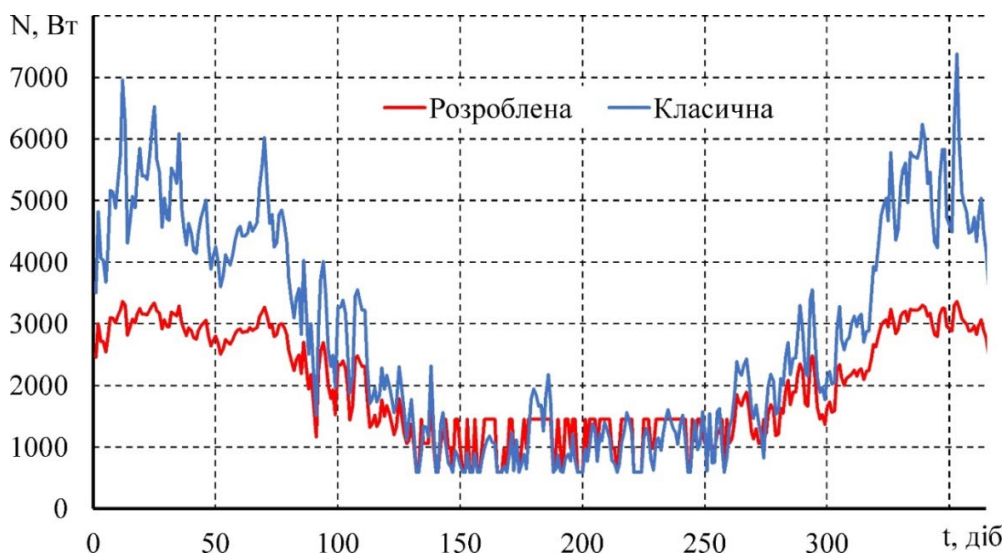


Рисунок 27 – Динаміка зміни споживаної потужності розробленої і класичної систем забезпечення мікроклімату у свинарнику впродовж всього року

Отримані річні витрати енергії для розробленої системи забезпечення мікроклімату складають 17528 кВт·год, що в порівнянні із класичною системою (вентиляція із підлоговим каналом та теплообмінником опалювання й кондиціювання) на 28,6 % менше.

Економічний розрахунок проведено на базі приміщення для утримання поросят на дорощуванні, в якому розміщено 128 станків (по 25 поросят). Загальна кількість місць складає 3200. За класичною системою мікроклімату: опалення забезпечувалося тепловентиляторами (16 шт.); повітря проходить по підлоговому каналу крізь підлогові отвори (112 шт.), а потім по загальній системі видалення повітря, яка розміщена в стелі (112 шт.); для охолодження в літній період року використовуються форсунки зрошування, які розміщені у підлогових припливних каналах; управління відбувається автоматизованою системою. До складу розробленої системи забезпечення мікроклімату для прийнятого свинарника входять системи нагнітання чистого і видалення забрудненого повітря, 8 теплообмінників побічно-випарного типу, 8 ґрунтових теплообмінників глибиною 15 м, автоматизована система керування. Економічна оцінка впровадження розробленої мехатронної системи забезпечення мікроклімату в порівнянні із класичною показала річний економічний ефект у 263798 грн, що становить 82,43 грн/місце. При цьому строк окупності додаткових капіталовкладень становить 1,82 року.

ВИСНОВКИ

В роботі вирішена проблема підвищення ефективності функціонування техніко-технологічного забезпечення мікроклімату свинарських приміщень шляхом обґрунтування концепції та параметрів адаптивних мехатронних систем енергозберігаючих технічних засобів.

За результатами досліджень зроблено такі висновки:

1. Аналіз сучасних систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях дозволив встановити, що найбільш поширеною на сьогодні є

система вентиляції від'ємного тиску. Однак така система має недоліки, пов'язані із забезпеченням локального мікроклімату в зоні перебування тварин. Перспективним напрямком у створенні та підтриманні мікроклімату в свинарських приміщеннях є застосування ресурсо- та енергозберігаючих систем охолодження і нагрівання, які базуються на автоматизованих та адаптивних системах керування. Найбільш енергетично ефективними є утилізатори теплоти витяжного повітря з рекуперативним теплообмінником, системи непрямого випарного охолодження на основі термодинамічного циклу Майсоценка (М-цикл) і ґрунтові теплообмінники. За результатами досліджень виробничих умов встановлено, що для свинарського приміщення із системою вентиляції підлогового каналу забезпечується більше свіжого повітря ($\text{CO}_2 - 0,18 \pm 0,05 \%$) в зоні перебування тварин, ніж стельовою системою вентиляції ($\text{CO}_2 - 0,25 \pm 0,07 \%$) і системою вентиляції через стінові канали ($\text{CO}_2 - 0,26 \pm 0,06 \%$), нормоване значення $\text{CO}_2 - 0,2 \%$.

2. За результати експериментально-чисельних досліджень встановлено розподіли температур в свинарських приміщеннях із різними варіантами систем вентиляції від'ємного тиску в зоні перебування свиней: підлогового каналу – $20\text{--}26^\circ\text{C}$ (влітку), $16\text{--}20^\circ\text{C}$ (взимку); стельова – $19\text{--}28^\circ\text{C}$ (влітку), $15\text{--}22^\circ\text{C}$ (взимку); стінові канали – $20\text{--}30^\circ\text{C}$ (влітку), $12\text{--}18^\circ\text{C}$ (взимку). Для системи вентиляції підлогового каналу у виробничих умовах ефективність видалення забруднень ξ складає $1,27 \pm 0,48$ (влітку) і $1,37 \pm 0,41$ (взимку); для системи вентиляції через стінові канали $\xi - 1,27 \pm 0,38$ (влітку) і $1,14 \pm 0,22$ (взимку); у приміщенні із стельовою системою вентиляції $\xi - 1,02 \pm 0,35$ (влітку) і $1,01 \pm 0,28$ (взимку). Ефектність відведення теплоти для системи вентиляції підлогового каналу $\zeta - 1,14 \pm 0,12$ (влітку) і $1,12 \pm 0,06$ (взимку); у приміщенні із стельовою системою вентиляції $\zeta - 0,94 \pm 0,25$ (влітку) і $1,01 \pm 0,02$ (взимку); для системи вентиляції через стінові канали $\xi - 0,92 \pm 0,12$ (влітку) і $0,94 \pm 0,09$ (взимку). Для покращення продуктивності тварин необхідно забезпечити високе значення ζ , що призводить до нижчих концентрацій забруднюючих газів у холодних умовах з мінімальною вентиляцією і до нижчих температур у теплих умовах із високою швидкістю вентиляції. Встановлено, що найбільш ефективна вентиляція підлогового каналу з високими значеннями ефективності видалення забруднень ξ і виведення тепла ζ , може бути реалізована за умови розташування впускного отвору повітря поблизу зони перебування тварин.

3. Запропоновано конструктивно-технологічну схему мехатронної системи забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. За рахунок встановлення заслінок із сервоприводами є можливість змінювати напрямки руху повітряного потоку для забезпечення функціонування системи у зимовий, літній та міжсезонні періоди року. Додаткове забезпечення витяжними заслінками із сервоприводами у вентиляційній системі видалення забрудненого повітря дозволяє контролювати рух повітря, яке необхідно утилізувати за параметрами його якості. Додаткове облаштування нагнітальними заслінками із сервоприводами у системі нагнітання чистого повітря дозволяє забезпечувати локальний мікроклімат у кожному станку, де утримуються тварини. Встановлення вертикального ґрунтового теплообмінника дозволяє раціонально використовувати теплову енергію ґрунту, як джерела альтернативної енергії.

Використання теплообмінника побічно-випарного типу дозволяє не тільки охолоджувати повітря, а й регулювати його вологість.

4. За результатами аналітичних досліджень автоматичної системи видалення забрудненого повітря свинарника розроблено методику розрахунку, на основі якої реалізовано алгоритм, що дозволяє розраховувати площі отворів (1), які утворюють витяжні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря. Враховуючи конструктивно-технологічні параметри системи видалення забрудненого повітря ($L, P, \rho, q_k, F, \mu; p_a, \lambda; n_{g \text{ norm}}$) і розподіл n_g концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над станками, отримано залежність (2) для визначення розподілу швидкостей у патрубках для видалення повітря V_i і діаграму розподілу площі отворів σ_i , що утворюють витяжні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску системи видалення забрудненого повітря свинарника отримано залежності (3) зміни втрат тиску Δp_1 і потужності N_{W1} , що необхідна для прокачування повітря від ефективного діаметра центрального повітропроводу d_L , витрат повітря у системі q_k , довжини між патрубками L_0 і їх кількості N .

5. За результатами експериментальних досліджень системи видалення забрудненого повітря встановлено залежності вихідної швидкості потоку повітря V_{out} (20), витрат повітря q_{out} (21), коефіцієнта зниження швидкості потоку повітря ι (22), споживаної вентилятором потужності N_{damp} (23) і умовної площі отвору σ_{out} (24) від вхідної швидкості V_{in} , кута повороту заслінки β і діаметра повітропроводу D_p . Проведено апробацію алгоритму роботи керування заслінками системи видалення забрудненого повітря в залежності від співвідношення концентрацій газів. Визначено залежність (25) споживаної вентилятором потужності N системи видалення забрудненого повітря, від довжини повітропроводу між модулями L_0 і витрат повітря Q_{in} . Встановлено, що співвідношення концентрації газів суттєво не впливає на споживану потужність вентилятора.

6. За результатами аналітичних досліджень параметрів щілини патрубка для нагнітання повітря з умови рівномірного розподілу повітря отримано апроксимоване рівняння (4) для визначення ширини щілини δ_y в залежності від висоти патрубка для різних ефективних його діаметрів d_H . Встановлено, що для забезпечення умови рівномірності розподілу чистого повітря системою нагнітання при відкритті усіх нагнітальних заслінок центральний повітропровід повинен мати клиноподібну форму довжиною L з постійною висотою b , з початковою шириною a_N і кінцевою a_1 . За результатами теоретичних досліджень отримано рівняння (5), яке описує залежність бокового кута клина θ центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря і його ширини a_1 від відстані між суміжними перерізами L_0 , ширини центрального повітропроводу на його початку a_N та кількості патрубків для нагнітання N . За результатами аналітичних досліджень втрат тиску системи нагнітання чистого повітря свинарника отримано залежності (6) зміни втрат тиску Δp_2 і потужності N_{W2} , що необхідна для прокачування повітря через неї, від ширини центрального повітропроводу a_N , витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_{i0} і їх кількості N .

7. За результатами експериментальних досліджень системи нагнітання чистого повітря встановлено, що коефіцієнт варіації швидкості повітря є нижчим для нагнітального патрубку з щільною змінної ширини (0,01–0,02), що підтверджує вірність теоретичного розрахунку за отриманою формулою (4). За результатами обробки експериментальних даних отримана залежність споживаної потужності N системи нагнітання чистого повітря від витрат повітря Q_{in} .

8. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності втрат тиску Δp_T і потужності N_T від середньої швидкості повітря в каналах (при $w_T' = w_T$), кількості каналів N_k , їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло) та площі F_k поперечного перерізу. Встановлено, що найбільш ефективну форму каналів (за умови еквівалентних площ в аспекті втрат тиску) мають канали з поперечним перерізом у формі кола (втрати менші на 23 %).

9. За результатами чисельного моделювання повітряного теплообмінника побічно-випарного типу в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ визначено розподіл температурного поля, векторного поля швидкостей і абсолютної вологості повітря в каналах різної форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло). Розрахований коефіцієнт температурної ефективності теплообмінника із каналами квадратної форми є найвищим ($\eta_t = 0,97$) на відміну від трикутної ($\eta_t = 0,84$) і круглої ($\eta_t = 0,73$) форм. Для забезпечення рівномірного розподілу температури і швидкості потоку повітря на виході з вологих каналів, згідно умови рівності теплових потоків, отримано зміну діаметрів D_i отворів в пластинах теплообмінника в межах від 4,0 мм до 7,4 мм. При цьому температура повітряного потоку у вологих каналах майже вирівнюється, різниця складає 1,3 °C проти 1,9 °C при однакових отворах діаметром 6 мм. За результатами чисельного моделювання і експериментальних досліджень процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$, коефіцієнта теплової ефективності η_t і питомої холодопродуктивності $\bar{N}_t$ від температури первинного повітря на впуску t_1 , його абсолютної вологості x_1 , витрат потоку Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\bar{l}_y^w$. За умови максимізації питомої холодопродуктивності $\bar{N}_t$ у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату фактори досліджень складають $t_1 = 32$ °C, $x_1 = 5$ г/кг, $Q_1 = 169$ м³/год, $\bar{l}_y^w = 0,125$ при $\bar{N}_t = 20,45$ кВт/м³.

10. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску Δp_{ST} у вертикальних ґрунтових теплообмінниках для двох запропонованих схем (концентричний і U-подібний) встановлено, що потужність N_{ST} U-подібного теплообмінника вища на 0,9–1,7 %. Втрати тиску для обох варіантів ґрунтових вертикальних теплообмінників є майже однаковими. Отримано залежність зміни потужності N_{ST} U-подібного ґрунтового вертикального теплообмінника від його довжини L_{U1} , діаметра D_{U1} і подачі потоку повітря q_{in} . За результатами чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря в концентричному і U-подібному вертикальних ґрунтових теплообмінниках отримано розподіл температурного

поля у літній і зимовий періоди року. Температура повітряного потоку, що переміщується вздовж труб загальною довжиною 32 м в літній (зимовий) період року зменшується (збільшується) на $7,2^{\circ}\text{C}$ ($8,1^{\circ}\text{C}$) для концентричного теплообмінника і на $8,5^{\circ}\text{C}$ ($9,3^{\circ}\text{C}$) для U-подібного теплообмінника. Найнижча (найвища) температура для літнього (зимового) періоду року спостерігається для шляху повітряного потоку 26,75–28,50 м. Встановлено, що теплоізоляція повітропроводу на глибину не менше 3,25 м забезпечить збереження найменшої температури повітряного потоку до виходу з теплообмінника.

11. За результатами чисельного моделювання та експериментальних досліджень отримано рівняння регресії другого порядку, що описують залежності зміни температури повітряного потоку ΔT_a і ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E від температури вхідного повітря T_{in} і витрат повітря Q_{in} для кожного варіанту теплообмінників. Враховуючи умову максимізації ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E визначено раціональні значення витрат повітря $Q_{in} = 453,8 \text{ м}^3/\text{год}$ для концентричного теплообмінника і $Q_{in} = 455,2 \text{ м}^3/\text{год}$ для U-подібного теплообмінника. Таким чином, ефективна теплова потужність концентричного теплообмінника складає $N_{EC}(T_{in} = 31,7^{\circ}\text{C}) = 1266 \text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2^{\circ}\text{C}) = 1052 \text{ Вт}$, що менше за ефективну теплову потужність U-подібного теплообмінника $N_{EU}(T_{in} = 31,7^{\circ}\text{C}) = 1575 \text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2^{\circ}\text{C}) = 1235 \text{ Вт}$. Тобто U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник на 17–24 % ефективніший, ніж концентричний.

12. Для розробленої адаптивної мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень на основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблено алгоритм її функціонування та створено повну чисельну модель свинарника на 16 станків у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Виконано симуляцію функціонування мехатронної системи впродовж календарного року. Результати симуляції дозволили отримати динаміку температури на кожному етапі проходження повітряного потоку через розроблену систему забезпечення мікроклімату у свинарнику. Встановлено, що температура потоку повітря після проходження через ґрунтовий теплообмінник і теплообмінник побічно-випарного типу наближається до значень зоотехнічних вимог. Процес охолодження повітря до заданої температури (22°C) відбувається без застосування додаткових систем кондиціонування. Нагрівання повітря до температури 18°C потребує додаткового використання нагрівальних елементів. Отримано динаміку споживаної потужності системи забезпечення мікроклімату. Річні витрати енергії для розробленої системи забезпечення мікроклімату складають $17528 \text{ кВт}\cdot\text{год}$, що в порівнянні із класичною системою (вентиляція із підлоговим каналом і теплообмінником опалювання та кондиціонування споживає $24559 \text{ кВт}\cdot\text{год}$) на 28,6 % менше. Економічний розрахунок проведено на базі приміщення для утримання порослят на дорощуванні, в якому розміщено 128 станків (по 25 порослят). Економічна оцінка впровадження розробленої мехатронної системи забезпечення мікроклімату в порівнянні із класичною забезпечує річний економічний ефект у 263798 грн, що становить 82,43 грн/місце. Строк окупності додаткових капіталовкладень становить 1,82 року.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у періодичних наукових виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus:

1. **Yaropud V.** Analytical study of the automatic ventilation system for the intake of polluted air from the pigsty. *Scientific Horizons*. 2021. Vol. 24. № 3. P. 19–27. DOI: 10.48077/scihor.24(3).2021.19-27.
2. **Yaropud V.**, Hunko I., Aliiev E., Kupchuk I. Justification of the mechatronic system for pigsty microclimate maintenance. *Agraarteadus*. 2021. Vol. 32, № 2. P. 341–351. DOI: <https://doi.org/10.15159/jas.21.23>.
3. Kaletnik G., **Yaropud V.** Theoretical studies of air losses of air heat exchanger of indirect-evaporative type of livestock rooms. *Machinery and Energetics*. 2021. Vol. 12 (4). P. 35–41. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.04.035>.
4. Gunko I., Hraniak V., **Yaropud V.**, Kupchuk I., Rutkevych V. Optical sensor of harmful air impurity concentration. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2021. Vol. 97, № 7. P. 76–79. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2021.07.15>.
5. Rutkevych, V., Kupchuk, I., **Yaropud, V.**, Hraniak, V., Burlaka, S. Numerical simulation of the liquid distribution problem by an adaptive flow distributor. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2022. Vol. 98 (2), P. 64–69. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2022.02.13>.
6. **Yaropud V.**, Kupchuk I., Burlaka S., Poberezhets J., Babyn I. Experimental studies of design-and-technological parameters of heat exchanger. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2022. Vol. 98, № 10. P. 57–60. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2022.10.10>.
7. Kaletnik H., **Yaropud V.** Research of pressure losses and justification of forms of side-evaporative heat exchangers channels in livestock premises. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2023. Vol. 99, № 7. P. 247–252. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2023.07.46>.
8. **Yaropud V.**, Kupchuk I., Burlaka S., Rutkevych V. Results of numerical modeling of three-pipe heat exchanger for livestock premises. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2023. Vol. 99, № 9. P. 72–75. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2023.09.12>.
9. Kaletnik H., **Yaropud V.**, Polievoda Yu., Solona O., Babyn I., Tverdokhlib I. Study of the process of active-ventilation drying of legume grasses' fractional processing products. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2024. Vol. 100 (2). P. 156–163. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2024.02.32>.
10. Kaletnik H., **Yaropud V.**, Lutkovska S., Aliiev E. Studying the air flow heating process in the vertical type ground heat exchanger. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2024. Vol. 100 (10). P. 46–54. DOI: <https://doi.org/10.15199/48.2024.10.08>.

Монографії (розділи монографії):

11. **Yaropud V.**, Honcharuk I. Development and justification of constructive-regime parameters of the automated system of microclimate provision in

APC premises. *Modernization of research area: national prospects and European practices: Scientific monograph*. Riga, Latvia: Baltija Publishing, 2022. P. 360-389. DOI: 10.30525/978-9934-26-221-0-14.

12. Kaletnik G., **Yaropud V.**, Babyn I. Development of resource-saving technical and technological support for production and animal husbandry. *Primedia eLaunch, Boston, USA*, 2024. 150 p. DOI: 10.46299/979-8-89619-784-3.

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України:

13. **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

14. 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. DOI: 10.37128/2306-8744-2020-2-14

15. Купчук І.М., **Яропуд В.М.**, Телекало Н.В., Граняк В.Ф. Перспективи та передумови впровадження автономних систем електрозабезпечення агропромислових підприємств. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2020. № 3 (110). С. 51–63. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-3-5

16. **Яропуд В.М.**, Алієв Е.Б. Результати обстеження стану забезпечення мікроклімату в свинарнику із системою вентиляції від'ємного тиску. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. № 2 (113). С. 168–177. DOI: 10.37128/2520-6168-2021-2-17

17. 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. DOI: 10.37128/2520-6168-2021-3-1

18. Калетнік Г.М., **Яропуд В.М.** Симуляція процесу тепломасообміну теплообмінника побічно-випарного типу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2022. № 1 (116). С. 4–15. DOI: 10.37128/2520-6168-2022-1-1

19. **Яропуд В.М.**, Купчук І.М., Бурлака С.А. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів адаптивного тритрубного теплоутилізатора тваринницьких приміщень. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2022. № 1 (116). С. 142–149. DOI: 10.37128/2520-6168-2022-1-17

20. Калетнік Г.М., **Яропуд В.М.** Результати чисельного моделювання геотермального охолодження у вентиляційній системі тваринницьких приміщень. *Вібрації в техніці і технологіях*. 2022. № 3 (106). С. 5–12. DOI: 10.37128/2306-8744-2022-3-1

21. Калетнік Г.М., **Яропуд В.М.**, Полєвода Ю.А. Чисельне моделювання процесу сушіння активним вентиляванням продуктів фракційної переробки бобових трав в конвективній стрічковій сушарці. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2023. № 2 (121). С. 5–15. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-2-1

22. Калетнік Г.М., **Яропуд В.М.** Експериментальні дослідження ефективності функціонування систем забезпечення мікроклімату від'ємного тиску в тваринницьких приміщеннях. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2023. Вип. 53. С. 66-84. DOI: 10.32515/2414-3820.2023.53.66-84

23. **Яропуд В.М.** Дослідження ефективності процесу функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2024. № 1 (124). С. 56-72. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-1-7

24. **Яропуд В.М.** Експериментальні дослідження вентиляційної системи нагнітання чистого повітря *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки*. 2024. № 4 (333). С. 251-258. DOI 10.31891/2307-5732-2024-339-4- 40

25. **Яропуд В.М.** Експериментальні дослідження повітряного теплообмінника побічно-випарного типу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024. № 2 (113). С. 55–65. DOI: 10.37128/2306-8744-2024-2-6

26. **Yaropud V.** Experimental studies of the air flow heating process in a vertical soil heat exchanger. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2024. № 2 (125). С. 83-90. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-2-9

27. Yaropud V. Experimental studies of the ventilation system for the intake of contaminated air. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, 2024. Vol. 116, № 4, pp. 100–110. DOI: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.04.100

28. **Yaropud V.** Algorithm of operation of the mechatronic system for providing microclimate of pigsties. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2024. Vol. № 3 (126). P. 36-47. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-3-4

Патент України:

29. Пришляк В.М., **Яропуд В.М.** Бабин І.А. Патент на корисну модель. Тритрубний теплоутилізатор. № 133549. Україна, МПК F24F 3/052 (2006.01); №u201811361; заяв. 19.11.2018; опубл. 10.04.2019, Бюл. № 7.

30. Гончарук І.В., **Яропуд В.М.**, Алієв Е.Б., Купчук І.М. Патент на корисну модель. Адаптивний тритрубний теплоутилізатор. № 148273 Україна, МПК F24F 3/052 (2006.01); F24F 7/04 (2006.01); №u202101276; заяв. 15.03.2021; опубл. 21.07.2021, Бюл. № 29.

31. Калетнік Г.М., **Яропуд В.М.** Патент на корисну модель. Мехатронна система забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. № 148970 Україна, МПК (2021.01) A01K 1/00, F24F 3/00, F24F 3/044 (2006.01), F24F 3/14 (2006.01), F24F 6/12 (2006.01), F24F 7/007 (2006.01); №u202102133; заяв. 22.04.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. № 40.

32. Калетнік Г.М., **Яропуд В.М.** Патент на винахід. Мехатронна система забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. № 127795 Україна, МПК (2023.01) A01K 1/00, F24F 3/00, F24F 3/044 (2006.01), F24F 3/14 (2006.01), F24F 6/12 (2006.01), F24F 7/007 (2006.01), F24F 11/00; №a202102134; заяв. 22.04.2021; опубл. 03.01.2024, Бюл. № 1.

33. Калетнік Г.М., Яропуд В.М. Патент на корисну модель. Мехатронна система забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. № 156824 Україна, МПК (2024.01) A01K 1/00, F24F 3/00, F24F 3/044 (2006.01), F24F 3/14 (2006.01), F24F 6/12 (2006.01), F24F 7/007 (2006.01), F24F 11/00; № 2024 00594; заяв. 05.02.2024; опубл. 07.08.2024, Бюл. № 32.

Тези і матеріали конференцій:

34. Яропуд В.М. Дослідження автоматичної вентиляційної системи забору повітря з тваринницького приміщення. *XXII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідраліка і пневматика»*. Київ, 17-18 листопада 2021 р.: матеріали конференції, Вінниця: «Глобус-Прес», 2021. С. 134-137.

35. Яропуд В.М. Дослідження особливостей функціонування адаптивної мехатронної системи забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. *Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart-технологій : матеріали Міжнародної наук.-практ. інтернет-конф. (30-31 березня 2023 р., смт Глеваха) / ІМА АПВ НААН; В. В. Адамчук (гол. редактор). – Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2023. С. 156-160.*

36. Яропуд В.М. Дослідження процесу функціонування повітряного теплообмінника для тваринницьких приміщень. *Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві: XI Міжнародна науково-технічна конференція, смт Глеваха Київської області – м. Київ, Україна, 02-20 жовтня 2023 року: матеріали конференції. Глеваха-Київ. 2023. С. 225-228.*

37. Яропуд В.М. Теоретичні дослідження пневмовтрат та обґрунтування форми каналів повітряного теплообмінника тваринницьких приміщень. *Збірник тез доповідей XXIV Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17–19 жовтня 2023 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2023. С. 226-229.*

38. Яропуд В.М. Дослідження ефективності процесу функціонування повітряного теплообмінника побічно-випарного типу. *Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві: XI Міжнародна науково-технічна конференція, смт Глеваха Київської області – м. Київ, Україна, 01-18 жовтня 2024 року: матеріали конференції. Глеваха-Київ. 2024. С. 65-68.*

39. Яропуд В.М. Експериментальні дослідження конструктивно-режимних параметрів вентиляційної системи для тваринницьких приміщень. *Сучасні вектори розвитку аграрної науки: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (ХДАЕУ, 17-18 вересня 2024 року). Херсон: ХДАЕУ, 2024. С. 65-70.*

40. Яропуд В.М. Дослідження теплообмінних процесів у повітряному теплообміннику побічно-випарного типу. *XXV Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми землеробської механіки». 17–19 жовтня 2024 року. МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2024. С. 342-346.*

41. **Яропуд В.М.** Дослідження залежності режимних параметрів автоматичної вентиляційної системи від якості повітря в приміщенні для утримання свиней. *Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу. Збірник тез III Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених (15 листопада 2024 року). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 2024. С. 6-8.*

42. **Яропуд В.М.** Експериментальне дослідження енергоефективності системи нагнітання повітря у тваринницьких приміщеннях. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали V Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-25 листопада 2024 року) / ТДАТУ: ред. кол., С. В. Кюрчев, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, О. Г. Скляр [та ін.]. – Запоріжжя: ТДАТУ, 2024. С.89-83.*

43. **Яропуд В.М.** Експериментальні дослідження ефективної теплової потужності U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника. *Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної on-line конференції «Проблеми енергоефективності та автоматизації в промисловості та сільському господарстві». – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. С. 22-24.*

44. **Яропуд В.М.** Дослідження ефективності функціонування системи вентиляції свинарського приміщення. *Проблеми сучасної агроінженерії, енергетики і транспортних технологій в системі природокористування : збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції, м. Ніжин, 14-15 листопада 2024 року. Ніжин: ВП НУБіП України «НАТІ», 2024. № 22. С. 142-143.*

Депоновані звіти:

1. Розробка комплексу енергоефективного і ресурсощадного обладнання та перспективних технологій годівлі сільськогосподарських тварин АПК України: звіт про НДР (заклучний) / Вінницький національний аграрний університет; кер. В. М. Яропуд. Вінниця, 2023. 327 с. № ДР 0121U108589.

2. Розробка комплексу техніко-технологічного забезпечення енерго-та ресурсощадного виробництва продукції тваринництва у рамках ЄЗК: звіт про НДР (проміжний) / Вінницький національний аграрний університет; кер. Г. М. Калетнік. Вінниця, 2023. 360 с. № ДР 0123U101794.

АНОТАЦІЯ

Яропуд В. М. Механіко-технологічні основи процесів забезпечення мікроклімату свинарських приміщень. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Вінницький національний аграрний університет (м. Вінниця), Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль), Міністерство освіти і науки України, 2025.

У дисертації вирішено науково-технічну проблему – підвищення ефективності функціонування техніко-технологічного забезпечення мікроклімату свинарських приміщень шляхом обґрунтування концепції та параметрів адаптивних мехатронних систем енергозберігаючих технічних засобів.

Проведено аналіз сучасних систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень і визначено перспективні напрямки їх вдосконалення. Визначено ефективність та проведено виробничі обстеження різних систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях за результатами експериментально-чисельних досліджень. Обґрунтовано склад адаптивної мехатронної системи енергозберігаючих технічних засобів для забезпечення мікроклімату свинарських приміщень. Виконано аналітичні дослідження та встановлено емпіричні залежності процесу роботи автоматичної системи видалення забрудненого повітря в свинарнику і розроблено методику розрахунку та алгоритм її функціонування. Виконано аналітичні дослідження та встановлено емпіричні залежності процесу роботи автоматичної системи нагнітання чистого повітря в свинарнику і розроблено методику та алгоритм її розрахунку. Виконано аналітичні дослідження повітряного теплообмінника побічно-випарного типу та обґрунтовано його раціональні конструктивно-технологічні параметри. Виконано чисельне моделювання та експериментальні дослідження процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу й отримано характерні закономірності його функціонування. Виконано аналітичні дослідження вертикальних ґрунтових теплообмінників і обґрунтовано їх раціональні конструктивні параметри. Виконано чисельне моделювання та експериментальні дослідження процесу тепломасообміну у вертикальних ґрунтових теплообмінниках та отримано характерні закономірності його функціонування. Розроблено алгоритм роботи адаптивної мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень й визначено показники її ефективності. Визначено техніко-економічну ефективність застосування результатів досліджень.

Ключові слова: адаптація, вентиляція, вологість, газовий склад, ґрунтовий теплообмінник, енергозбереження, енергоефективність, ефективність, забезпечення, мехатронна система, мікроклімат, моделювання, нагрівання, охолодження, параметри, повітря, приміщення, свинарство, тваринництво, температура, теплообмін, тепломасообмін, теплообмінник побічно-випарного типу, утримання, швидкість руху.

ABSTRACT

Yaropud V. M. Mechanical and technological bases of the processes of ensuring the microclimate of piggery premises. – Qualified scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.05.11 – machines and means of mechanization of agricultural production. Vinnytsia National Agrarian University (Vinnytsia), Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ternopil), Ministry of Education and Science of Ukraine, 2025.

The dissertation solves a scientific and technical problem - increasing the efficiency of the functioning of technical and technological support for the microclimate of pig farms by substantiating the concept and parameters of adaptive mechatronic systems of energy-saving technical means.

An analysis of modern systems for ensuring the microclimate of piggery premises was carried out, and prospective directions for their improvement were determined. The efficiency was determined and production inspections of various systems for ensuring the microclimate in pig houses were carried out based on the results of experimental and numerical studies. The composition of the adaptive mechatronic system of energy-saving technical means to ensure the microclimate of piggery premises is substantiated. Analytical studies were carried out and empirical dependencies of the process of operation of the automatic system for removing polluted air in the pig house were established and a calculation method and algorithm for its functioning were developed. Analytical studies were carried out and empirical dependencies of the process of operation of the automatic system for pumping clean air in the pig house were established and a calculation method and algorithm for its functioning were developed. Analytical studies were carried out and empirical dependencies of the process of operation of the indirect evaporation type air heat exchanger were carried out and its rational design and technological parameters were substantiated. Numerical modeling and experimental studies of the heat and mass transfer process in the indirect evaporation type heat exchanger were carried out and characteristic regularities of its functioning were obtained. Analytical studies of vertical ground heat exchangers have been carried out and their rational design parameters have been substantiated. Numerical modeling and experimental studies of the heat and mass transfer process in vertical ground heat exchangers have been carried out and characteristic regularities of its functioning have been obtained. An algorithm for the operation of an adaptive mechatronic system for ensuring the microclimate of pig-breeding premises has been developed and its efficiency indicators have been determined. The technical and economic efficiency of applying the research results has been determined.

Keywords: adaptation, ventilation, humidity, gas composition, ground heat exchanger, energy saving, energy efficiency, efficiency, provision, mechatronic system, microclimate, modeling, heating, cooling, parameters, air, facility, pig farming, animal husbandry, temperature, heat exchange, heat and mass transfer, indirect evaporative heat exchanger, housing, airflow velocity.

Підписано до друку 10.04.2025 р. Формат 60×90, 1/16
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Умовно-друк. арк. 0,9. Наклад 50 прим.
Замовлення № 137/2025.

Надруковано з макету замовника
у ФОП Господарець С.М.
№ 21740000000067347 від 08.10.2019 р.
5-й провулок Комарова 6, м. Вінниця, 21037
e-mail: okto.ua@gmail.com; тел.: 093 893 30 27