

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет

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

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ЯРОПУД ВІТАЛІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 636.4.082.2:697:681.51 (043.5)

ДИСЕРТАЦІЯ

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

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ В. М. Яропуд

Вінниця – 2025

АНОТАЦІЯ

Яропуд В. М. Механіко-технологічні основи процесів забезпечення 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.

Загальне поголів'я свиней в Україні склало 5608,8 тис. голів (без урахування тимчасово окупованих територій), з яких 49 % утримуються в приватному секторі, а 51 % – у сільськогосподарських підприємствах. 32 % поголів'я зосереджено на підприємствах з кількістю свиней більше 6 тис. голів. Найбільш перспективною технологією утримання свиней в світі та Україні є західна система з утриманням на щільній підлозі, з безвигульною системою, трифазовим вирощуванням і примусовим мікрокліматом. Відхилення параметрів мікроклімату погіршує здоров'я свиней і знижує рентабельність господарств. Перспективними є ресурсо- та енергозберігаючі системи, але їх оптимальні параметри недостатньо висвітлені в літературі. Тому розробка мехатронних систем з адаптивною вентиляцією та енергозберігаючими засобами є актуальною проблемою.

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 конструктивно-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.

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).

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.

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

Набули 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.

Набув подальшого розвитку 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).

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».

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 в зоні перебування тварин, ніж стельовою системою вентиляції і системою вентиляції через стінові канали.

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.

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 витяжні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря. Враховуючи конструктивно-технологічні параметри системи видалення забрудненого повітря і розподіл концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над станками, отримано залежність для визначення розподілу швидкостей у патрубках для видалення повітря і діаграму розподілу площі отворів, що утворюють витяжні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску системи видалення забрудненого повітря свинарника отримано залежності

зміни втрат тиску і потужності, що необхідна для прокачування повітря від ефективного діаметра центрального повітропроводу, витрат повітря у системі, довжини між патрубками і їх кількості.

За результатами експериментальних досліджень системи видалення забрудненого повітря встановлено залежності вихідної швидкості потоку повітря, витрат повітря, коефіцієнта зниження швидкості потоку повітря, споживаної вентилятором потужності і умовної площі отвору від вхідної швидкості, кута повороту заслінки і діаметра повітропроводу. Проведено апробацію алгоритму роботи керування заслінками системи видалення забрудненого повітря в залежності від співвідношення концентрацій газів. Визначено залежність споживаної вентилятором потужності системи видалення забрудненого повітря, від довжини повітропроводу між модулями і витрат повітря. Встановлено, що співвідношення концентрації газів суттєво не впливає на споживану потужність вентилятора.

За результатами аналітичних досліджень параметрів щілини патрубка для нагнітання повітря з умови рівномірного розподілу повітря отримано апроксимоване рівняння для визначення ширини щілини в залежності від висоти патрубка для різних ефективних його діаметрів. Встановлено, що для забезпечення умови рівномірності розподілу чистого повітря системою нагнітання при відкритті усіх нагнітальних заслінок центральний повітропровід повинен мати клиноподібну форму довжиною з постійною висотою, з початковою шириною і кінцевою. За результатами теоретичних досліджень отримано рівняння, яке описує залежність бокового кута клина центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря і його ширини від відстані між суміжними перерізами, ширини центрального повітропроводу на його початку та кількості патрубків для нагнітання. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску системи нагнітання чистого повітря свиначника отримано залежності зміни втрат тиску і потужності, що необхідна для прокачування повітря через неї, від ширини центрального повітропроводу, витрат повітря через систему, довжини між патрубками системи і їх кількості.

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 результатами обробки експериментальних даних отримана залежність споживаної потужності системи нагнітання чистого повітря від витрат повітря.

За результатами аналітичних досліджень втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності втрат тиску і потужності від середньої швидкості повітря в каналах, кількості каналів, їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло) та площі 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 %).

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 на відміну від трикутної і круглої форм. Для забезпечення рівномірного розподілу температури і швидкості потоку повітря на виході з вологих каналів, згідно умови рівності теплових потоків, отримано зміну діаметрів отворів в пластинах теплообмінника. 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, коефіцієнта теплової ефективності і питомої холодопродуктивності від температури первинного повітря на впуску, його абсолютної вологості, витрат потоку і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника.

За результатами аналітичних досліджень втрат тиску у вертикальних ґрунтових теплообмінниках для двох запропонованих схем (концентричний і U-подібний) встановлено, що потужність U-подібного теплообмінника вища на 0,9–1,7 %. Втрати тиску для обох варіантів ґрунтових вертикальних теплообмінників є майже однаковими. Отримано залежність зміни потужності U-подібного ґрунтового вертикального теплообмінника від його довжини, діаметра і подачі потоку повітря. 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 °C (8,1 °C) для концентричного теплообмінника і на 8,5 °C (9,3 °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.

За результатами чисельного моделювання та експериментальних досліджень отримано рівняння регресії другого порядку, що описують залежності зміни температури повітряного потоку і ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників від температури вхідного повітря і витрат повітря для кожного варіанту теплообмінників. Враховуючи умову максимізації ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників визначено раціональні значення витрат повітря для концентричного теплообмінника і для U-подібного теплообмінника. U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник на 17–24 % ефективніший, ніж концентричний.

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 кВт·год, що в порівнянні із класичною системою (вентиляція із підлоговим каналом і теплообмінником опалювання та кондиціонування споживає 24559 кВт·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.

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.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА, В ЯКИХ ОПУБЛІКОВАНІ ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ 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. *Machinery, energy, transport, agro-industrial complex*. 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; №u2021024 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 ПГП «Промислова гідравліка 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 р.). 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 Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-25 листопада 2024 р.) / 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:

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

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

ABSTRACT

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

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

The total pig population in Ukraine amounted to 5,608.8 thousand heads (excluding the temporarily occupied territories), of which 49% are kept in the private sector and 51% in agricultural enterprises. 32% of the livestock is concentrated in enterprises with more than 6,000 pigs. The most promising pig housing technology both globally and in Ukraine is the Western system, which involves slatted floors, a zero-grazing system, three-phase rearing, and a forced microclimate. Deviations from optimal microclimate parameters negatively affect the health of pigs and reduce the profitability of farms. Resource- and energy-saving systems are considered promising, yet their optimal parameters are insufficiently covered in the literature. Therefore, the development of mechatronic systems with adaptive ventilation and energy-saving solutions is a relevant issue.

Research objective: to improve the efficiency of the technical and technological support for the microclimate control in piggery premises facilities by substantiating the concept and parameters of adaptive mechatronic systems with energy-saving technical solutions.

To achieve the stated objective, a scientific hypothesis was formulated, according to which the use of mechatronic systems for microclimate control in piggery premises with an adaptive system for removing polluted air and supplying clean air, as well as energy-efficient indirect evaporative heat exchangers and vertical ground heat exchangers with rationally substantiated parameters will improve the efficiency of existing piggery premises technologies.

Research objectives:

1. To analyze modern systems for microclimate control in piggery premises facilities and, based on production conditions, determine their effectiveness using experimental and numerical research methods.
2. To develop a design and technological scheme of an adaptive mechatronic system with energy-saving technical components for ensuring the microclimate in piggery premises.
3. To conduct analytical research on the automatic system for removing polluted air from piggery premises and to develop a methodology and algorithm for its operation.
4. To establish empirical dependencies of the polluted air removal system's functioning process in piggery premises and to substantiate its rational design and operational parameters.
5. To conduct analytical research on the automatic clean air supply system in piggery premises and to develop a methodology and calculation algorithm.
6. To establish empirical dependencies of the clean air supply system's functioning process and to justify its rational design and operational parameters.
7. To carry out analytical research on the indirect evaporative air heat exchanger and to justify its optimal design parameters.
8. To perform numerical modeling and experimental studies of the heat and mass transfer processes in the indirect evaporative heat exchanger and to identify the characteristic regularities of its operation.
9. To conduct analytical research on vertical ground heat exchangers and to substantiate their rational design and technological parameters.
10. To perform numerical modeling and experimental studies of the heat and mass transfer processes in vertical ground heat exchangers and to determine the characteristic regularities of their functioning.
11. To develop an engineering calculation methodology for the mechatronic microclimate control system in piggery premises and to assess the technical and economic efficiency of applying the research results.

Object of the research: the technological process of ensuring the standard-compliant microclimate in piggery premises facilities.

Subject of the research: the patterns and conditions for maintaining a normative microclimate in piggery premises through adaptive mechatronic systems with energy-saving technical solutions.

Theoretical research was based on numerical modeling methods using the fundamental principles of classical mechanics, gas dynamics, probability theory, multiphase interaction models, and Lagrangian multiphase flow analysis. Experimental studies were conducted using the mathematical method of experimental design, field observations, and expert evaluation methods. Processing and analysis of experimental results were performed using probability theory and correlation-regression analysis. Modeling and data processing were carried out using the software packages Simcenter Star-CCM+ (licensed to the State Dnipro Agrarian and Economic University under a cooperation agreement), Wolfram Cloud (open access), and Microsoft Excel (licensed to Vinnytsia National Agrarian University).

Based on a systems approach, an algorithm for the operation of a mechatronic system for maintaining a normative microclimate in piggery premises facilities was developed. This algorithm enables control over the direction of airflow, its velocity, temperature, humidity, and contamination level within the animal zone, depending on the ambient air temperature and humidity during winter, summer, and transitional seasons.

The dependencies were established and an algorithm was developed for the operation of the automatic polluted air removal system, which allows calculating the area of the openings forming the exhaust dampers based on the degree of air pollution and the uniformity of airflow velocity distribution across the facility space.

The performance dependencies of the indirect evaporative heat exchanger were determined, including the outlet temperature of the primary air stream, the thermal efficiency coefficient, and the specific cooling capacity. These parameters were found to depend on the geometric shape of the exchanger's channels, design parameters (such as the ratio of the initial section width to the total exchanger width

and the diameters of the transition openings from wet to working channels), and operating conditions (such as inlet air temperature, humidity, and velocity).

The dependencies of pollutant removal efficiency (CO_2 , NH_3 , H_2S) and heat extraction on the season (summer, winter, transitional) for various ventilation systems in piggery premises using floor, ceiling, and wall channels have been further developed.

The physical and mathematical framework for calculating the design parameters of systems for supplying clean air and removing polluted air ensuring uniformity in airflow velocity and temperature has been improved.

The dependencies of pressure loss, power consumption, air temperature variation, and effective thermal output in U-shaped and concentric ground heat exchangers on their design (length, diameter) and operating (air supply velocity and inlet temperature) parameters have been established.

The physical and mathematical model of heat and mass transfer in the indirect evaporative heat exchanger has been further developed, incorporating differential equations of energy balance that account for both sensible and latent heat exchange at the wall surfaces of wet and dry channels.

The scientific novelty of the obtained results has been used as the basis for technical solutions protected by patents of Ukraine for invention (№ 127795) and utility model (№ 148970 та № 156824).

The company Agromash-Kalyna LLC received design and technical documentation for the production of prototype mechatronic systems for microclimate control in piggery premises facilities and for conducting pilot-industrial testing. At the pig fattening farm of Napadivska Agrofirma PE, research and development work was carried out, resulting in recommendations for the adjustment of the microclimate control system and installation of a U-shaped ground heat exchanger, which led to a 17.5% reduction in electricity consumption. At the piggery premises facility of Litahor Farm, methodological guidelines were provided, improving pollutant removal efficiency by 16–18%. At Subekon LLC, the installation of an indirect evaporative air heat exchanger reduced the indoor temperature to meet standardized zootechnical requirements.

The research results are also being integrated into the educational process at Vinnytsia national agrarian university in the teaching of academic disciplines such as «Machinery and equipment for animal husbandry» and «Machinery and equipment and their use in animal husbandry» for first-level (bachelor's) students of the educational and professional programs «Industrial machinery engineering» and «Agroengineering».

An analysis of current microclimate control systems in piggery premises revealed that the most widely used solution is negative pressure ventilation. However, this system has drawbacks in maintaining local microclimate conditions within the animal zone. A promising direction for the creation and maintenance of optimal microclimates in pig facilities is the use of resource- and energy-saving cooling and heating systems based on automated and adaptive control technologies. The most energy-efficient solutions include exhaust air heat recovery units with recuperative heat exchangers, indirect evaporative cooling systems based on the Maisotsenko thermodynamic cycle (M-cycle), and ground heat exchangers.

Research on production conditions has shown that floor-duct ventilation systems provide a higher supply of fresh air to the animal zone compared to ceiling-based and wall-duct ventilation systems.

A design and technological scheme of a mechatronic system for maintaining the microclimate in livestock facilities has been proposed. The installation of dampers with servomotors enables adjustment of airflow directions to ensure system operation during winter, summer, and transitional seasons. The integration of exhaust dampers with servomotors in the polluted air removal system allows control over the movement of air requiring disposal based on its quality parameters. Additionally, the installation of supply dampers with servomotors in the clean air delivery system makes it possible to create a localized microclimate in each pen where animals are premises.

The implementation of a vertical ground heat exchanger allows for the rational use of soil thermal energy as a source of alternative energy. The use of an indirect evaporative heat exchanger enables not only air cooling but also humidity regulation.

Based on analytical studies of the automatic polluted air removal system in piggery premises, a calculation method was developed, which served as the basis for an algorithm that allows for the determination of opening areas formed by exhaust dampers with servomotors in the air outlet ducts. Considering the design and technological parameters of the polluted air removal system and the gas concentration distribution (carbon dioxide, ammonia, and hydrogen sulfide) above the pens, a dependency was obtained for determining the airflow velocity distribution in the outlet ducts, along with a diagram of the damper opening areas in the respective outlet ducts.

As a result of analytical research on pressure losses in the polluted air removal system, dependencies were established showing how pressure losses and the required power for air pumping vary depending on the effective diameter of the central air duct, airflow rates in the system, the length between outlet ducts, and their number.

Based on the results of experimental studies of the polluted air removal system, dependencies were established for the outlet air velocity, airflow rate, airflow velocity reduction coefficient, fan power consumption, and equivalent opening area as functions of the inlet air velocity, damper rotation angle, and air duct diameter. The control algorithm for the damper operation in the polluted air removal system was tested, depending on the ratio of gas concentrations. It was determined that the fan power consumption in the polluted air removal system depends on the length of the air duct between modules and the airflow rate, while the gas concentration ratio has no significant effect on fan power consumption.

Analytical research on the parameters of the outlet slit for clean air supply led to the derivation of an approximated equation for determining the slit width as a function of duct height for different effective diameters. It was found that, in order to ensure uniform distribution of clean air by the supply system when all dampers are open, the central air duct must have a wedge-shaped profile with constant height, an initial width, and a final width.

Theoretical studies yielded an equation describing the relationship between the side angle of the wedge in the central air duct of the clean air supply system and its

initial width, based on the distance between adjacent sections, the width of the duct at its inlet, and the number of outlet branches.

As a result of analytical research on pressure losses in the clean air supply system of the pig premises, dependencies were obtained showing how pressure loss and the power required for air pumping vary depending on the width of the central air duct, the airflow rate through the system, the distance between outlet branches, and their number.

Based on the results of experimental studies of the clean air supply system, it was established that the air velocity variation coefficient is lower for a supply duct with a variable-width slit (0.01–0.02), confirming the validity of the theoretical calculation. Data processing of the experimental results yielded a dependency of the system's power consumption on the airflow rate.

Analytical studies of pressure losses in the indirect evaporative air heat exchanger revealed dependencies of pressure losses and power consumption on the average air velocity in the channels, the number of channels, their cross-sectional shape (square, equilateral triangle, circle), and the cross-sectional area. It was found that circular channels are the most efficient in terms of pressure loss (with losses 23% lower compared to other shapes with equivalent cross-sectional areas).

Numerical modeling of the indirect evaporative air heat exchanger in Simcenter Star-CCM⁺ revealed the distribution of temperature fields, velocity vector fields, and absolute humidity in channels of various shapes (square, equilateral triangle, circle). The temperature efficiency coefficient of the heat exchanger with square-shaped channels was found to be the highest, compared to those with triangular and circular shapes.

To ensure uniform temperature and velocity distribution of the airflow at the outlet of the wet channels (under the condition of equal heat fluxes), the diameters of the orifices in the exchanger plates were varied. As a result, temperature uniformity in the wet channels was significantly improved: the temperature difference decreased to 1.3 °C compared to 1.9 °C for uniformly sized orifices of 6 mm in diameter.

Based on the results of numerical modeling and experimental studies of the heat and mass transfer process in the indirect evaporative heat exchanger, dependencies were obtained for the outlet temperature of the primary air stream, the thermal efficiency coefficient, and the specific cooling capacity, depending on the inlet air temperature, absolute humidity, airflow rate, and the ratio of the initial section width to the total width of the heat exchanger.

Based on analytical studies of pressure losses in vertical ground heat exchangers for two proposed configurations (concentric and U-shaped), it was established that the thermal power of the U-shaped heat exchanger is 0.9–1.7% higher. Pressure losses for both types of vertical ground heat exchangers were found to be nearly identical. A dependency was obtained showing how the power output of the U-shaped vertical ground heat exchanger varies with its length, diameter, and airflow rate.

Numerical modeling of the airflow heating process in both concentric and U-shaped vertical ground heat exchangers provided temperature field distributions for summer and winter periods. The temperature of the airflow traveling along pipes with a total length of 32 meters changed by $-7.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ in summer and $+8.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ in winter for the concentric exchanger, and by $-8.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ in summer and $+9.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ in winter for the U-shaped exchanger. The lowest (in summer) and highest (in winter) air temperatures were observed along the 26.75–28.50 m section of the air path. It was determined that thermal insulation of the air duct to a depth of no less than 3.25 meters is required to maintain the lowest air temperature before it exits the heat exchanger.

Based on numerical modeling and experimental investigations, second-order regression equations were derived to describe the relationships between air temperature variation, effective thermal output, inlet air temperature, and airflow rate for each heat exchanger configuration. Considering the condition of maximizing thermal performance, rational airflow rates were determined for both the concentric and U-shaped heat exchangers. The U-shaped vertical ground heat exchanger was found to be 17–24% more efficient than the concentric design.

For the developed adaptive mechatronic system for microclimate control in piggery premises, based on theoretical and experimental studies, an operational algorithm was created and a full numerical model of a pigsty with 16 pens was constructed using the Simcenter Star-CCM+ software package. A year-round simulation of the system's operation was performed. The simulation results provided the temperature dynamics at each stage of airflow passage through the microclimate control system inside the pigsty.

It was found that the air temperature after passing through the ground heat exchanger and the indirect evaporative heat exchanger approaches the values required by zootechnical standards. Air cooling to the target temperature of 22 °C occurs without the use of additional air conditioning systems. However, heating the air to 18 °C requires the use of supplementary heating elements.

The dynamic power consumption of the microclimate control system was obtained. The annual energy consumption of the developed system is 17,528 kWh, which is 28.6% lower compared to a conventional system (which includes floor-duct ventilation and a heating and cooling heat exchanger, consuming 24,559 kWh).

The economic analysis was conducted based on a piglet rearing facility with 128 pens (25 piglets per pen). The economic efficiency of implementing the developed mechatronic microclimate control system, compared to the conventional system, provides an annual savings of 263,798 UAH, which corresponds to 82.43 UAH per piglet place. The payback period for the additional capital investment is 1.82 years.

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, premises, airflow velocity.

LIST OF PUBLISHED WORKS ON THE TOPIC OF THE THESIS

Articles in scientific periodicals indexed in Web of Science Core Collection and/or Scopus databases:

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/110.15199/48.2021.07.15>.
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>.

Monographs and sections of monographs:

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.

Articles in scientific journals included in the list of scientific professional publications of Ukraine:

13. **Yaropud V.M.** Study of the functioning process and optimization of structural and technological parameters of a three-pipe recuperator. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2020. № 1 (108). P. 23–32. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-1-16

14. Aliev E.B., **Yaropud V.M.**, Bilous I.M. Justification of the composition of the energy-saving microclimate system in piggery premises. *Vibrations in engineering and technology*. 2020. № 2 (97). P. 129–137. DOI: 10.37128/2306-8744-2020-2-14

15. Kupchuk I.M., **Yaropud V.M.**, Telekalo N.V., Granyak V.F. Prospects and prerequisites for the implementation of autonomous power supply systems for agro-industrial enterprises. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2020. № 3 (110). P. 51–63. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-3-5

16. **Yaropud V.M.**, Aliev E.B. The results of the examination of the state of microclimate provision in a pig house with a negative pressure ventilation system. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2021. № 2 (113). P. 168–177. DOI: 10.37128/2520-6168-2021-2-17
17. 18. Kaletnik H.M., **Yaropud V.M.** Physico-mathematical model of the ventilation system for injecting clean air in livestock premises. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2021. № 3 (114). P. 4–15. DOI: 10/37128/2520-6168-2021-3-1
18. Kaletnik H.M., **Yaropud V.M.** Simulation of the heat and mass transfer process of the indirect-evaporative type heat exchanger. *Technology, Energy, Transport AIC y.* 2022. № 1 (116). P. 4–15. DOI: 10.37128/2520-6168-2022-1-1
19. **Yaropud V.M.**, Kupchuk I.M., Burlaka S.A. Justification of the structural and technological parameters of the adaptive three-pipe heat exchanger of livestock premises. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2022. № 1 (116). P. 142–149. DOI: 10.37128/2520-6168-2022-1-17
20. Kaletnik H.M., **Yaropud V.M.** Results of numerical modeling of geothermal cooling in the ventilation system of livestock premises. *Vibrations in engineering and technology*. 2022. № 3 (106). P. 5–12. DOI: 10.37128/2306-8744-2022-3-1
21. Kaletnik H.M., **Yaropud V.M.**, Polevoda Yu.A. Numerical modeling of the drying process by active ventilation of products of fractional processing of legumes in a convective belt dryer. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2023. № 2 (121). P. 5–15. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-2-1
22. Kaletnik H.M., **Yaropud V.M.** Experimental studies of the effectiveness of systems for providing negative pressure microclimate in livestock premises. *Design, production and operation of agricultural machines*. 2023. Вып. 53. С. 66-84. DOI: 10.32515/2414-3820.2023.53.66-84
23. **Yaropud V.M.** Study of the effectiveness of the process of functioning of the mechatronic system of ensuring the microclimate of livestock premises. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2024. № 1 (124). P. 56-72. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-1-7

24. **Yaropud V.M.** Experimental studies of the ventilation system for injecting clean air. *Bulletin of the Khmelnytsky National University. Series: technical sciences*. 2024. № 4 (333). P. 251-258. DOI 10.31891/2307-5732-2024-339-4- 40

25. **Yaropud V.M.** Experimental studies of the indirect-evaporative type air heat exchanger. *Vibrations in engineering and technology*. 2024. № 2 (113). P. 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. *Technology, Energy, Transport AIC*. 2024. № 2 (125). P. 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, P. 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

Ukrainian Patent:

29. Pryshlyak V.M., **Yaropud V.M.**, Babyn I.A. Utility model patent. Three-pipe heat exchanger. № 133549. Ukraine, IPC F24F 3/052 (2006.01); № u201811361; stat. 19.11.2018; publ. 10.04.2019, Bul. № 7.

30. Honcharuk I.V., **Yaropud V.M.**, Aliev E.B., Kupchuk I.M. Utility model patent. Adaptive three-pipe heat exchanger. № 148273 Ukraine, МПК F24F 3/052 (2006.01); F24F 7/04 (2006.01); № u202101276; stat. 15.03.2021; publ. 21.07.2021, Bul. № 29.

31. Kaletnik H.M., **Yaropud V.M.** Patent for a utility model. Mechatronic system of microclimate provision of livestock premises. № 148970 Ukraine, IPC (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; stat. 22.04.2021; publ. 05.10.2021, Bul. № 40.

32. Kaletnik G.M., **Yaropud V.M.** Patent for the invention. Mechatronic system of microclimate provision of livestock premises. № 127795 Ukraine, IPC (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; stat. 22.04.2021; publ. 03.01.2024, Bul. № 1.

33. Kaletnik G.M., **Yaropud V.M.** Patent for a utility model. Mechatronic system for ensuring the microclimate of livestock premises. № 156824 Ukraine, IPC (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; № u202400594; stat. 05.02.2024; publ. 07.08.2024, Bul. № 32.

Conference abstracts and materials:

34. **Yaropud V.M.** Study of the automatic ventilation system of air intake from the livestock premises. *XXII International scientific and technical conference of AS PGP «Industrial hydraulics and pneumatics». Kyiv, November 17-18, 2021: conference materials, Vinnytsia: Globus-Press, 2021. P. 134-137.*

35. **Yaropud V.M.** Study of the peculiarities of the functioning of the adaptive mechatronic system for ensuring the microclimate of livestock premises. *Production of agricultural products based on Smart technologies: materials of the International Scientific and Practical Internet Conf. (March 30-31, 2023, Glevakha town). IMA APV NAAS; V.V. Adamchuk (chief editor). Chernihiv: Chernihiv Polytechnic University, 2023. P. 156-160.*

36. **Yaropud V.M.** Study of the process of operation of the air heat exchanger for livestock premises. *Technical progress in animal husbandry and fodder production: 11th International Scientific and Technical Conference, Glevakh settlement, Kyiv region - Kyiv, Ukraine, October 2-20, 2023: conference materials. Glevakha-Kyiv. 2023. P. 225-228.*

37. **Yaropud V.M.** Theoretical studies of pneumatic losses and substantiation of the form of air heat exchanger channels of livestock premises. *Collection of abstracts of reports of the XXIV International Scientific Conference*

«Modern Problems of Agricultural Mechanics» (October 17–19, 2023). MES of Ukraine, National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Kyiv. 2023. P. 226-229.

38. **Yaropud V.M.** Study of the effectiveness of the process of operation of the indirect-evaporative type air heat exchanger. *Technical progress in animal husbandry and fodder production: 11th International Scientific and Technical Conference, Glevakh settlement, Kyiv region - Kyiv, Ukraine, October 01-18, 2024: conference materials. Glevakha-Kyiv.* 2024. P. 65-68.

39. **Yaropud V.M.** Experimental studies of the design and mode parameters of the ventilation system for livestock premises. *Modern vectors of the development of agricultural science: materials of the International scientific and practical conference (KhDAEU, September 17-18, 2024).* Kherson: KhDAEU, 2024. P. 65-70.

40. **Yaropud V.M.** Study of heat exchange processes in an indirect-evaporative air heat exchanger. *XXV International Scientific Conference «Modern Problems of Agricultural Mechanics». October 17-19, 2024.* MES of Ukraine, National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Kyiv. 2024. P. 342-346.

41. **Yaropud V.M.** Study of the dependence of the operating parameters of an automatic ventilation system on the air quality in a room for keeping pigs. *Engineering of technologies and technical systems of the agro-industrial complex. Collection of abstracts of the III All-Ukrainian scientific and practical conference of young scientists (November 15, 2024). Part 1. Engineering of technical systems of agro-industrial production.* Dnipro. DDAEU, 2024. P. 6-8.

42. **Yaropud V.M.** Experimental study of the energy efficiency of the air injection system in livestock premises. *Technical support of innovative technologies in the agro-industrial complex: materials of the V International Scientific and Practical Internet Conference (Zaporizhzhya, November 1-25, 2024) / TSATU: ed. col., S. V. Kyurchev, V. M. Kyurchev, V. T. Nadykto, O. G. Sklyar [and others]. – Zaporizhzhia: TSATU,* 2024. P.89-83.

43. **Yaropud V.M.** Experimental studies of the effective heat capacity of the U-shaped vertical soil heat exchanger. *Collection of abstracts of the All-Ukrainian*

Scientific and Practical On-line Conference “Problems of Energy Efficiency and Automation in Industry and Agriculture”. – Kropyvnytskyi: TsNTU, 2024. P. 22-24.

44. **Yaropud V.M.** Study of the effectiveness of the ventilation system of the piggery. *Problems of modern agricultural engineering, energy and transport technologies in the system of environmental management: collection of abstracts of reports of the All-Ukrainian scientific and practical conference, Nizhyn, November 14-15, 2024*. Nizhyn: VP NUBiP of Ukraine "NATI", 2024. № 22. P. 142-143.

Deposited reports:

45. Development of a complex of energy-efficient and resource-saving equipment and promising technologies for feeding agricultural animals of the agricultural sector of Ukraine: report on the GDR (final) / Vinnytsia National Agrarian University; driver V. M. Yaropud. Vinnytsia, 2023. 327 p. № SR 0121U108589.

46. Development of a complex of technical and technological support for energy- and resource-saving production of animal husbandry products within the framework of EGD: report on GDR (interim) / Vinnytsia National Agrarian University; driver G. M. Kaletnik. Vinnytsia, 2023. 360 p. № SR 0123U101794.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	38
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ.....	46
1.1 Нові технології утримання свиней.....	46
1.2 Параметри мікроклімату в свинарських приміщеннях.....	49
1.3 Сучасні системи вентиляції в свинарських приміщеннях.....	53
1.4 Сучасні системи утилізації теплоти в свинарських приміщеннях....	63
1.5 Сучасні системи кондиціонування в свинарських приміщеннях.....	72
1.6 Сучасні системи для отримання енергії з поверхневих шарів ґрунту	80
1.7 Аналіз систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень	84
1.8 Аналіз наукових досліджень систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень.....	89
1.9 Висновки до розділу. Мета і задачі досліджень.....	94
РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ В СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ.....	98
2.1 Постановка задачі.....	98
2.2 Методика експериментальних досліджень систем забезпечення мікроклімату.....	99
2.3 Методика чисельного моделювання систем забезпечення мікроклімату.....	111
2.4 Результати експериментально-чисельних досліджень систем забезпечення мікроклімату.....	121
2.5 Результати експериментальних досліджень системи вентиляції підлогового каналу.....	144
2.6 Опис конструктивно-технологічної схеми і принципу роботи мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень	152
2.7 Висновки до розділу.....	159

РОЗДІЛ 3 ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ВТРАТ ТИСКУ СИСТЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ.....

163	163
3.1 Постановка задачі.....	163
3.2 Обґрунтування вентиляційної системи видалення забрудненого повітря.....	163
3.3 Аналітичні дослідження втрат тиску вентиляційної системи видалення забрудненого повітря.....	172
3.4 Обґрунтування вентиляційної системи нагнітання чистого повітря	178
3.5 Теоретичні дослідження втрат тиску вентиляційної системи нагнітання чистого повітря.....	187
3.6 Теоретичні дослідження втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу.....	190
3.7 Аналітичні дослідження втрат тиску ґрунтового теплообмінника.....	195
3.8 Висновки до розділу.....	198

РОЗДІЛ 4 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОМАСООБМІНУ СИСТЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ.....

201	201
4.1 Фізико-математична модель теплообмінника побічно-випарного типу	201
4.2 Обґрунтування форми каналів теплообмінника побічно-випарного типу тваринницьких приміщень.....	220
4.3 Результати чисельного моделювання теплообмінника побічно-випарного типу.....	229
4.4 Фізико-математичний апарат процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику.....	245
4.5 Результати чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику.....	250
4.6 Висновки до розділу.....	260

РОЗДІЛ 5 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИСТЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ.....

264	264
5.1 Мета, задачі та програма експериментальних досліджень.....	264

5.2 Методика експериментальних досліджень вентиляційної системи видалення забрудненого повітря.....	265
5.3 Методика експериментальних досліджень вентиляційної системи нагнітання чистого повітря.....	271
5.4 Методика експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу.....	274
5.5 Методика експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику.....	279
5.6 Методика статистичної обробки експериментальних даних.....	282
РОЗДІЛ 6 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИСТЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ.....	288
6.1 Результати експериментальних досліджень вентиляційної системи видалення забрудненого повітря.....	288
6.2 Результати експериментальних досліджень вентиляційної системи нагнітання чистого повітря.....	297
6.3 Результати експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу.....	303
6.4 Результати експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику.....	311
6.5 Висновки до розділу.....	315
РОЗДІЛ 7 РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	317
7.1 Методика інженерного розрахунку та алгоритм функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень	317
7.2 Впровадження результатів у виробництво.....	332
7.3 Економічна оцінка впровадження результатів досліджень.....	334
7.4 Висновки до розділу.....	337
ВИСНОВКИ.....	339
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	346
ДОДАТКИ.....	377

ВСТУП

Актуальність теми. За даними Державної служби статистики загальне поголів'я свиней в Україні склало 5608,8 тис. голів (без урахування тимчасово окупованих територій) [1]. При цьому 49 % утримують в приватному секторі і 51 % – в сільськогосподарських підприємствах. Більша частина поголів'я зосереджена на підприємствах з поголів'ям 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. 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, ймовірності, 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 р.), 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, 17–19.10.2024 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, 01–25.11.2024 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 сторінок, містить 184 рисунка, 36 таблиць. Список використаних джерел нараховує 293 найменування на 31 сторінці.

Автор висловлює щирю 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.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

1.1 Нові технології утримання свиней

На сьогоднішній день загальна чисельність свиней у світі становить приблизно 850 млн. голів. Найбільшу популяцію цих тварин мають такі країни: Китай – 473 млн. голів, США – 60 млн. голів, Бразилія – 33 млн. голів, Німеччина – 28 млн. голів, Іспанія – 24 млн. голів, В'єтнам – 23 млн. голів, Польща і Мексика – по 18 млн. голів, Україна – 8,2 млн. голів [2, 3, 4].

За даними Державної служби статистики, на 1 січня 2022 року загальне поголів'я свиней в Україні склало 5608,8 тис. голів (без урахування тимчасово окупованої території Автономної Республіки Крим, м. Севастополя та частини зони проведення антитерористичної операції) [1]. При цьому 49 % утримують в приватному секторі і 51 % – в с.-г. підприємствах (рис. 1.1).

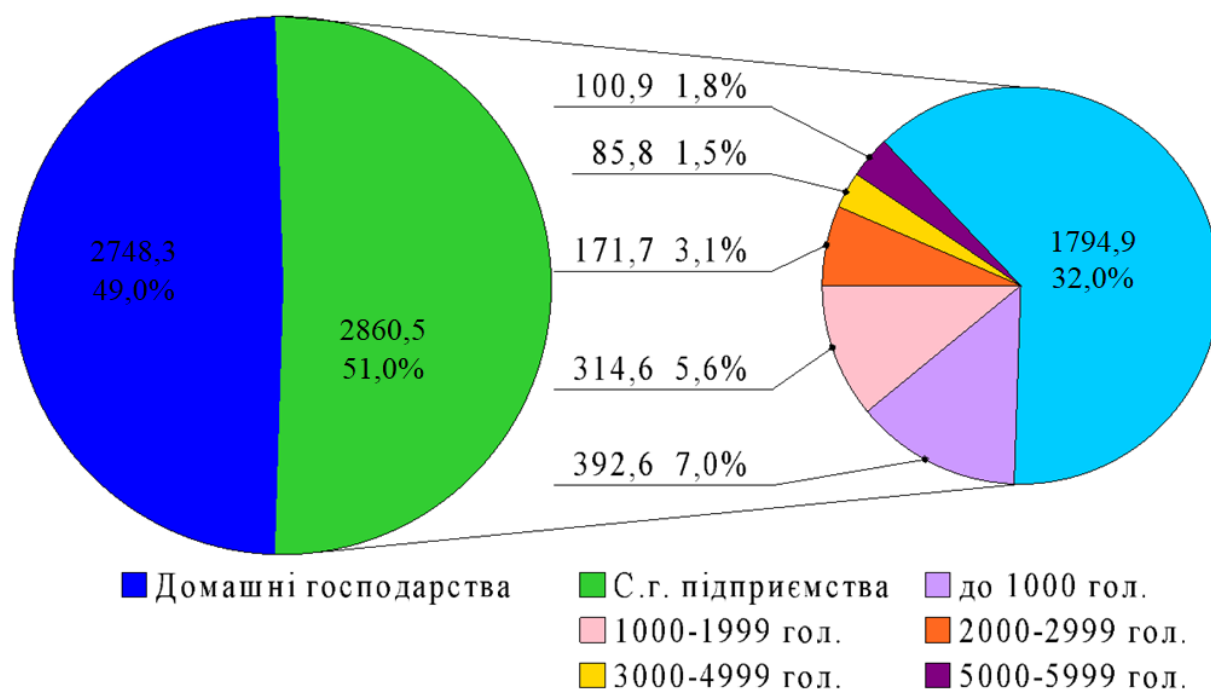


Рисунок 1.1 – Розподіл поголів'я свиней за категоріями та видами господарств

Щодо с.-г. підприємств, то більша частина поголів'я зосереджена на підприємствах з поголів'ям більше 6 тис. голів (32 %). На фермах з поголів'ям від 1 до 6 тис. голів (12 % від загальної кількості поголів'я) застосовують перші три категорії технологічних рішень, при цьому традиційні технології переважають для ферм з меншим поголів'ям. На фермах до 1 тис. голів (7 %) використовують традиційні технології.

Нормативною базою України щодо організації виробництва свинини технології утримання свиней розрізняють за системами та способами утримання. Нормами технологічного проектування передбачено дві системи утримання свиней: вигульну та безвигульну. Вигульну систему підрозділяють на станково-вигульну, вільно-вигульну і табірну. Безвигульна система утримання свиней також має свої варіанти: підлогово-станковий, клітково-батарейний, ярусний, контейнерний, конвеєрний. В залежності від системи та способу утримання будуть відрізнятись об'ємно-планувальні форми організації приміщень (свинарників), способи та засоби утримання свиней та механізації виробничих процесів [4, 5, 6, 7].

З точки зору біологічної складової технології можна виділити такі її характеристики: спосіб відтворення (туровий або цілорічно-рівномірний (потоківий)) та спосіб вирощування (однофазовий, двофазовий та трифазовий) [4].

Якщо узагальнити технологічні рішення виробництва свинини в Україні, то можна виділити чотири основні групи [4]:

– традиційні технології – базуються на об'ємно-планувальних формах організації свинарників, в основу яких покладено типові проекти радянських часів. При цьому система утримання може бути вигульною або безвигульною, спосіб утримання – підлогово-станковий, спосіб відтворення – цілорічно-рівномірний, спосіб вирощування – переважно трифазовий. Утримання поголів'я всіх технологічних груп на суцільній підлозі. Відмінності між різними фермами обумовлюються, в першу чергу, закладеними в типовому проекті приміщення способами роздавання кормів та видалення гною;

– нові (західні) технології – характеризуються тим, що все поголів'я утримують на частково- або повністю щільній підлозі в капітальних приміщеннях, які є спеціалізованими для різних технологічних груп, розділені на ізолювані секції. При цьому система утримання – безвигульна, спосіб утримання – підлогово-станковий, спосіб відтворення – цілорічно-рівномірний, спосіб вирощування – трифазовий;

– маловитратні (альтернативні) технології – найбільшого поширення в Україні отримало групове утримання свиней в ангарах (інколи в капітальних приміщеннях) великими однорідними групами на глибокій незмінюваній підстилці, годівлі досхочу сухими збалансованими комбікормами при вільному доступі до води і використанні природньої вентиляції для регулювання мікроклімату. При цьому система утримання переважно безвигульна, спосіб утримання – підлогово-станковий, спосіб відтворення – цілорічно-рівномірний, спосіб вирощування – одно- або двофазовий;

– приватний сектор – особливістю утримання свиней в підсобних господарствах населення, в першу чергу, є невелике поголів'я тварин. Це обумовлює практично відсутність засобів механізації виробничих процесів. При цьому система утримання може бути вигульною або безвигульною, спосіб утримання – підлогово-станковий, спосіб відтворення – переважно туровий, вирощування – одно- або двофазове. Переважно поголів'я утримують на суцільній підлозі, хоча є і приклади використання частково, або повністю щільної підлоги.

Найбільш поширений спосіб при промисловому виробництві свинини у світі [8, 9, 10, 11] – утримання свиней на повністю або частково щільній підлозі (нові (західні) технології). Технологічний процес виробництва свинини, за зазначеною технологією, передбачає реалізацію цілорічної трифазової системи з потоково-ритмічною організацією роботи та фіксованим виробничим ритмом.

1.2 Параметри мікроклімату в свинарських приміщеннях

Більшість із 122 мільйонів свиней у Європейському Союзі [12] утримуються в закритих приміщеннях, щоб захистити їх від негативного впливу навколишнього середовища та контролювати мікроклімат в приміщенні з метою оптимізації виробництва. Загалом це забезпечує вищу продуктивність тварин порівняно з вирощуванням на відкритому повітрі [13, 14]. Крім того, утримання свиней у приміщенні дозволяє збирати гній і зменшує викиди забруднюючих речовин [15, 16]. Клімат у тваринницьких приміщеннях необхідно контролювати [17], і ключовим процесом для цього є вентиляція. Проблема полягає в тому, що досі відсутній належний контроль розподілу повітря в тривимірному просторі, який займають тварини.

Мікроклімат свинарських приміщень – це сукупність фізичних, хімічних і біологічних параметрів всередині приміщення для утримання тварин. Мікроклімат свинарських приміщень визначається основними параметрами [18].

Основні параметри мікроклімату тваринницьких приміщень регламентуються нормами технологічного проектування [19]. Відхилення параметрів мікроклімату від встановлених меж спричиняє такі наслідки: зменшення приросту живої маси у діапазоні 20–33 %, збільшення втрат серед молодняку на 5–40 %, потребу в додатковій кількості кормів, скорочення терміну служби обладнання, машин і приміщень, а також зниження стійкості тварин до захворювань. Процес створення мікроклімату має дві складові – вентиляція приміщень та опалення або кондиціонування (в літній період року).

Мікрокліматичне середовище можна розділити на два аспекти. По-перше, це тепловий мікроклімат, який визначається температурою повітря, швидкістю повітря та тепловіддачею за рахунок провідності (наприклад, підігрівання підлоги) або випромінювання (наприклад, нагрівальні лампи). Другий аспект – склад повітря (якість повітря), тобто концентрація забруднюючих речовин і кисню в повітрі. Типовими повітряними забруднювачами свинарників є аміак, вуглекислий газ, пил і водяний пар.

Загальноприйнятий діапазон оптимального теплового режиму для свиней визначається як термонеутральна зона, яка є температурним діапазоном, у яких швидкість метаболізму свині є мінімальною [20, 21, 22]. Межі термонеутральної зони залежать від характеристик тварин, таких як маса тіла та кількості споживання корму. Вони здебільшого виражаються температурою повітря, проте важливими є такі фактори, як швидкість потоку повітря та радіаційні втрати теплоти [22]. Інша проблема полягає в тому, що ефект періодичного короткочасного впливу на свиней умов позатермонеутральної зони невідомий [23].

Нормовані узагальнені значення основних показників мікроклімату за вимогами відомчих норм технологічного проектування (ВНТП) [24] наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Нормовані (усереднені) значення показників мікроклімату

Приміщення	Значення показників					
	Температура, Т, °С	Вологість, W, %	Швидкість потоку повітря, v, м/с	вміст у повітрі		
				CO ₂ , %	NH ₃ , мг/л	H ₂ S, мг/л
Свинарники-маточники	18–22	70	0,15	0,2	0,02	0,005
Свинарники для дорощування	18–22	70	0,5			0,01
Свинарники-відгодівельники	14–20	75	0,5			0,01

При низькій температурі повітря збільшується тепловіддача тіла, внаслідок чого тварини посилено споживають корм, а при температурі нижче критичної організм не встигає виробляти тепло за рахунок енергії корму, настає переохолодження, можливі простудні захворювання тварин і навіть смерть. При температурі вище критичної різко зменшується конвективний теплообмін організму з навколишнім середовищем, тому з'являється загроза перегріву і теплового удару. При порушенні температурних умов (переохолодження, перегрів) спостерігається зниження природної резистентності і виникнення

легеневих і шлунково-кишкових захворювань [25]. Але різкі коливання температурного режиму впродовж доби чинять сильніший негативний вплив на організм, ніж постійно підвищена або знижена температура, причому в першу чергу це позначається на молодняку. У молодняку сільськогосподарських тварин в перші дні життя захисні гуморальні фактори розвинені слабо, шкіра і слизові оболонки дуже чутливі до хвороботворних мікробів [26].

Рівень вологості в навколишньому середовищі також має великий вплив на терморегуляцію організму тварини, зокрема на його здатність відводити тепло. Важливо зазначити, що висока відносна вологість (85 % і вище) негативно впливає на організм і його здатність відводити тепло, як при високих, так і при низьких температурах навколишнього середовища [27].

Підвищена вологість пригнічує обмін речовин і окислювально-відновні процеси в організмі, знижує резистентність свиней. Утримання тварин у приміщеннях з високою вологістю в холодний період року часто призводить до розвитку захворювань, таких як бронхіт, запалення легенів та шлунково-кишкові захворювання у молодняка. Висока вологість сприяє збереженню патогенних та грибкових мікроорганізмів у приміщенні, що може спричиняти шкірні захворювання, наприклад, трихофітію, екзему та корості. Крім того, при високій вологості та низькій температурі збільшується споживання кормів на одиницю продукції. Оптимальними значеннями є відносна вологість від 60 % до 70 %. При підвищеній температурі повітря допустимим є рівень 50 %, а при зниженій – 80 %. У свинарниках, де тварини годуються задовільно, але повітря має високу вологість (від 80 % до 100 %) та низьку температуру (від 1 °C до 10 °C), добовий приріст зростаючих свиней знижується на 9–28 %, а витрати кормів складають від 6 до 12 кормових одиниць на 1 кг приросту (замість 4,5–5,5 кормових одиниць). Відсоток втрат новонароджених поросят та поросят на дорощуванні є вищим на 12–28 % в порівнянні зі загальним поголів'ям, коли виконуються оптимальні умови (вологість повітря – 65–80 % і температура – 10–32 °C) [28].

Регулювання вологості повітря в приміщенні є вкрай важливим і повинно здійснюватися з урахуванням показників температури. Низька вологість сприяє

легшому перенесенню тваринами підвищеної температури. Свині є досить стійкими до підвищеної вологості. Наприклад, свині масою 100 кг реагують однаково на вологість повітря в межах 30–90 % при температурі 32 °C [29].

Повітрообмін у приміщеннях забезпечується швидкістю руху повітря, яка також сприяє охолодженню. Низька швидкість руху повітря може призвести до погіршення мікроклімату, тоді як висока швидкість може спричинити простудні захворювання при низьких температурах. Для молодняку швидкість руху повітря в зимовий період року не повинна перевищувати 0,1–0,2 м/с, а влітку – 0,3–0,5 м/с. Для дорослих поросят в зимовий період року рекомендована швидкість руху потоку повітря – 0,3–0,5 м/с, а літній період – 0,8–1,0 м/с [30, 31].

Стандартний свинарник розділений на секції, що містять кілька загонів. У кожній секції міститься партія свиней одного віку і, отже, з однаковими тепловими потребами. Поросята народжуються в приміщенні для опоросу, а у віці 4 тижнів (маса тіла близько 8 кг) переміщуються в приміщення для відлучених поросят. У 10-тижневому віці (25 кг) їх переміщують у секцію для відгодівлі. Зазвичай внутрішній мікроклімат регулюється для кожної кімнати шляхом зміни швидкості вентиляції та додатково системою опалення.

Надзвичайно важливо утримувати відлучених поросят у відповідних кліматичних умовах. Безпосередньо після відлучення ці тварини піддаються численним стресам, включаючи відокремлення від свиноматки, переміщення та перехід з молока на твердий корм [32]. Крім того, після перших кількох днів важливо, щоб був правильний клімат, оскільки несприятливі кліматичні умови негативно впливають на результати виробництва та здоров'я тварини [33, 34, 35].

Виходячи із зазначеного вище встановлено, що є чотири практичні причини, чому створення оптимального клімату є таким важливим для свиней.

1. Ефективність виробництва. Відомо, що кліматичні умови впливають на споживання корму, ріст і коефіцієнт конверсії корму свинями. У холодних умовах для підтримки температури тіла потрібно більше енергії, що негативно впливає на коефіцієнт конверсії корму [32, 33]. У жарких умовах за межами

термонеutralної зони свині їдять менше і, отже, ростуть повільніше [36, 37, 38, 39]. Крім того, відомо, що висока концентрація пилу та аміаку знижує продуктивність [40, 41].

2. Здоров'я тварин. Відомо, що кліматичні умови впливають на здоров'я тварин. Холодні періоди за межами термонеutralної зони або висока концентрація бактерій (приєднаних до частинок пилу) у повітрі можуть спричинити респіраторні та інші захворювання, що призводить до більшого використання ліків і вищої смертності [32, 34, 35]. Коли свині хворіють, ефективність виробництва та імунітет тварин явно знижуються.

3. Імунітет тварин. Кліматичні умови з точки зору теплового комфорту та наявності свіжого повітря безпосередньо впливають на імунітет тварин. У тестах вибору свині віддають перевагу свіжому повітрю, ніж повітрю, що містить аміак [42]. Неприятливі кліматичні умови можуть стати причиною відкушування хвоста [43].

4. Забруднення приміщень і викиди. У теплих умовах свині в приміщеннях із частково решітчастою підлогою, як правило, лежать на прохолодніших решітках. Як наслідок, вони виділяють гній та сечу на твердій підлозі, що спричиняє забруднення [44], антигігієнічні умови, вищі концентрації забруднювача аміаку в повітрі та більші викиди аміаку.

1.3 Сучасні системи вентиляції в свинарських приміщеннях

Відомо, що повітря у вентилязованому приміщенні ніколи не буває однорідним. Існують зони різних кліматичних умов, особливо в густонаселеному свинарнику з високою внутрішньою теплопродукцією. Поблизу входу свіжого повітря температура і концентрація забруднюючих речовин будуть відносно низькими. Поруч із джерелами теплоти та забруднювачами (тварини, гній) як температура, так і концентрації забруднювачів будуть вищими. Схема повітряного потоку в кімнаті визначає температуру та розподіл забруднень у приміщенні та пов'язана з наявністю кліматичних зон [45].

Кліматичні зони у свинарнику – це місця, де працівник виконує свою роботу (умови роботи), і місця, де перебувають тварини: зона перебування тварин. Зона перебування тварин – це приблизно зона від 0 до 50 см над підлогою [46]. Здатність створювати та підтримувати оптимальний клімат в зоні перебування тварин є, ймовірно, найважливішим аспектом функціонування системи вентиляції [17]. Незважаючи на те, що цей фактор дуже важливий, дуже мало відомо про особливості кліматичних умов, яким піддаються поросята, коли їх переміщують у приміщеннях з різними системами вентиляції.

Сучасні системи створення мікроклімату включають підсистеми (рис. 1.2): вентиляції, кондиціонування та опалення.

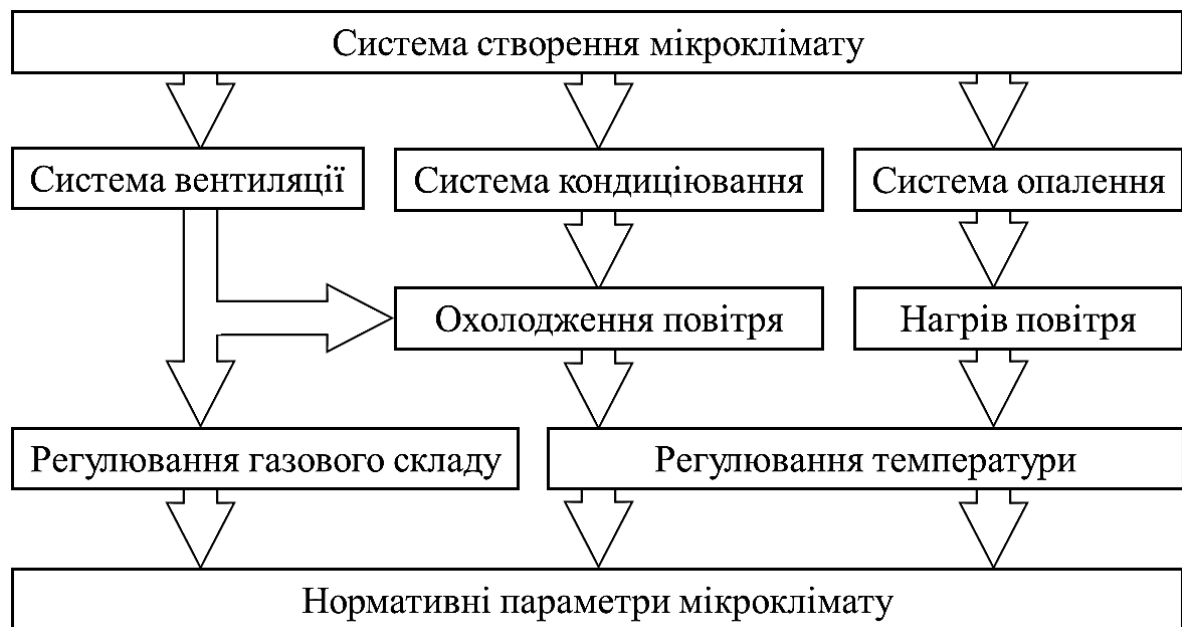


Рисунок 1.2 – Схема функціонування системи створення мікроклімату

Типи систем вентиляції:

– природна система – діє за рахунок природних рухів (різниця температур, протяги, вітер), кратність повітрообміну повітря в приміщенні $K < 3$;

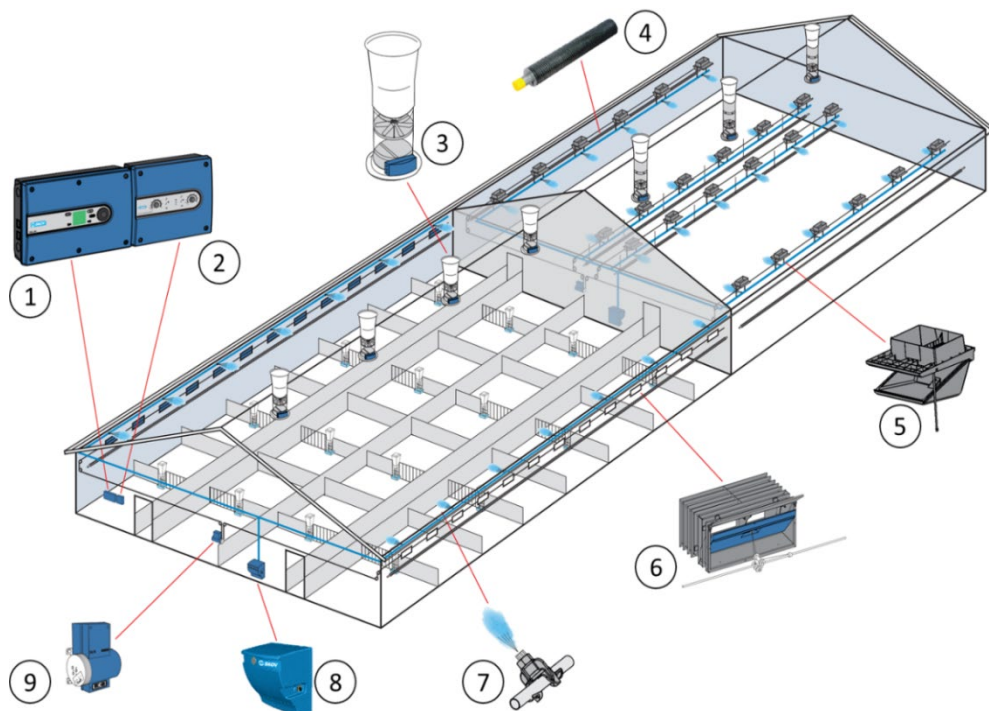
– штучна (примусова) система – діє за рахунок механічних збудників повітряного потоку (вентиляторів), за принципом дії може бути припливна, витяжна або комбінована, за реалізацією процесу – централізована,

децентралізована та комбінована. кратність повітрообміну повітря в приміщенні $3 < K < 9$.

– комбінована система об'єднує природну і штучну (примусову) системи.

Нині використовують ряд конфігурацій систем створення мікроклімату, основна відмінність між якими – різні конфігурації систем вентиляції, при цьому системи опалення та кондиціонування однакові. Розглянемо декілька найбільш поширених систем, які використовують при утриманні свиней на щільній підлозі на прикладі обладнання фірми «Skov», Нідерланди [47].

Система вентиляції від'ємного тиску (рис. 1.3) є основою для створення мікроклімату. Ця система є витяжною, вона включає клапани, розташовані в стінах або стелі, які автоматично відкриваються та закриваються за допомогою сервомотору згідно з командами контролера мікроклімату. Відведення використаного повітря з приміщення здійснюється через витяжні шахти, розташовані у перекритті приміщень [48].



1 – контролер мікроклімату; 2 – система аварійного відкриття; 3 – витяжна шахта; 4 – труба системи централізованого опалення; 5 – припливний клапан в стелі; 6 – припливний клапан в стіні; 7 – форсунка системи кондиціонування;

8 – насос системи кондиціонування; 9 – сервомотор приводу клапанів

Рисунок 1.3 – Система вентиляції від'ємного тиску [47, 48]

Одна з особливостей функціонування системи забезпечується формою «крила» стінового припливного клапана (рис. 1.4, а) – влітку клапан направляє свіже повітря безпосередньо на тварин, що сприяє їх охолодженню (рис. 1.5, а). Взимку холодне свіже повітря спрямовується до стелі приміщення, змішується з теплим повітрям і частково підігрівається (рис. 1.5, б).

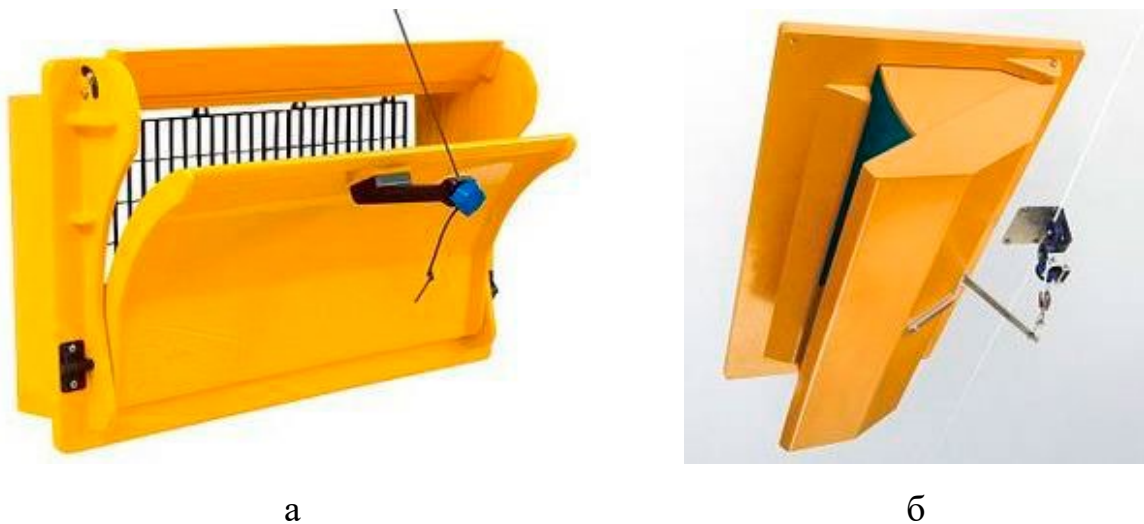


Рисунок 1.4 – Припливний клапан в стіні (а) та в стелі (б) фірми REVENTA GmbH, Німеччина [49]

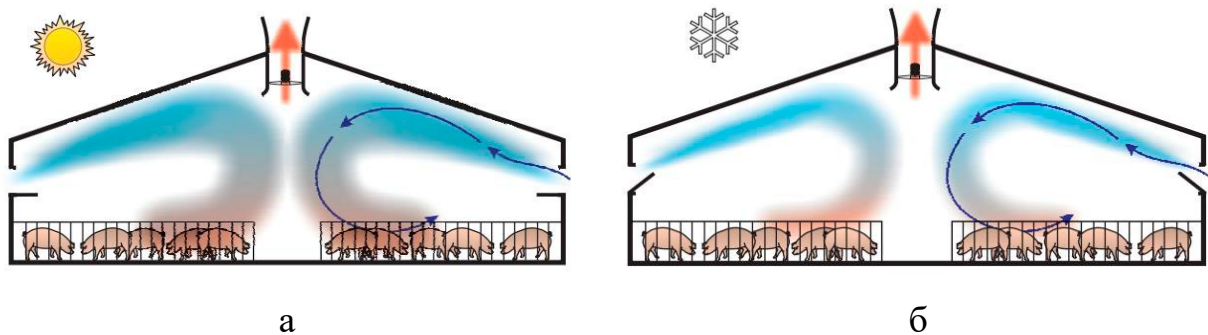


Рисунок 1.5 – Система вентиляції від’ємного тиску влітку (а) та взимку (б) [47,48]

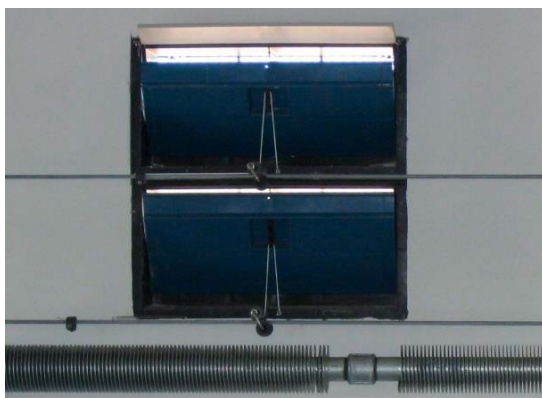
Над припливними клапанами встановлюють форсунки зрошування для кондиціонування повітря влітку (рис. 1.6). Варто зазначити, що крім базової функції, система кондиціонування може виконувати ряд вторинних – регулювання вологості повітря, пригнічення запиленості, зволоження

поверхонь в приміщенні перед дезінфекцією.



Рисунок 1.6 – Форсунки зрошування для кондиціонування повітря влітку [50, 51]

Централізоване опалення приміщень за допомогою проміжного теплоносія (води) при використанні даної системи виконують для секцій підсисних свиноматок та поросят на дорощуванні (інколи для відгодівельного поголів'я). Сьогодні найбільш використовувані типи теплообмінників Spiralflex, які розміщують під припливними клапанами (рис. 1.7, а). Взагалі, щодо опалення, то крім централізованих систем у свинарстві використовують пряме нагрівання повітря за допомогою теплогенераторів повного згоряння (рис. 1.7, б), які працюють на рідкому або газоподібному паливі. Це пересувні засоби, які, як правило, використовують для прогрівання та просушування приміщень після дезінфекції або як резервні (страхові) на випадок аварійних ситуацій.



а



б

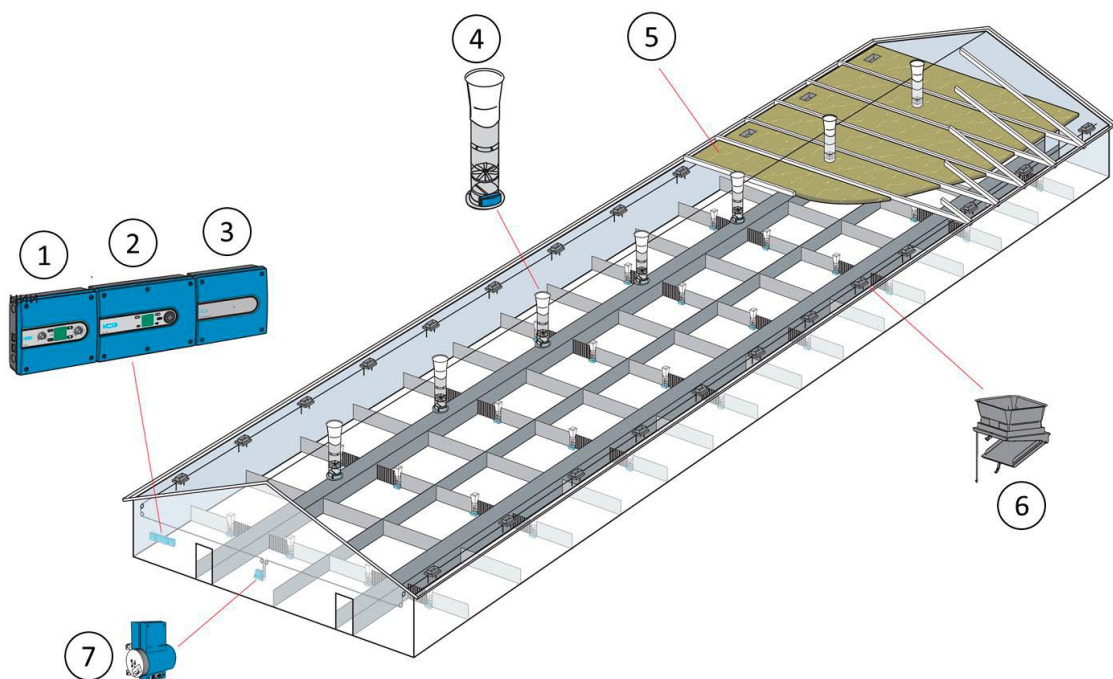
Рисунок 1.7 – Теплообмінники Spiralflex під припливними клапанами (а)

та газовий теплогенератор «Skov» прямого нагрівання (б) [52]

Система від'ємного тиску може працювати спільно з підлоговою вентиляцією. В цьому випадку 30–50 % відпрацьованого повітря видаляється через канали, розташовані в підлоговому просторі місць для утримання. Підлогова вентиляція забезпечує належну якість повітря, оскільки велика частина аміаку видаляється ще до того, як він поширився по приміщенню. Система набирає популярності ще й через те, що вона забезпечує належні умови для роботи і може легко комбінуватися з системою очищення повітря, що знижує викиди аміаку та неприємні запахи.

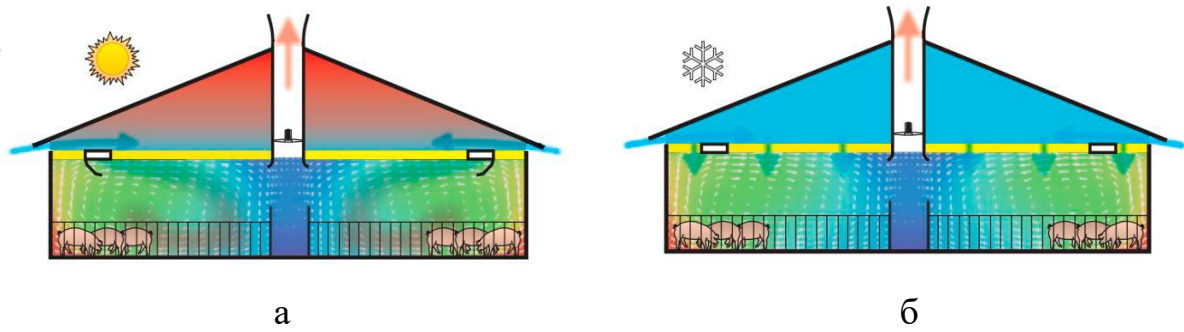
Головним недоліком описаної системи є те, що при низьких температурах припливні клапани обмерзають, що приводить до виходу з ладу сервоприводів та системи в цілому.

Наступна система створення мікроклімату побудована на основі дифузійної системи вентиляції (рис. 1.8–1.9), яка передбачає наявність у приміщеннях перфорованого стельового покриття.



- 1 – система аварійної сигналізації; 2 – контролер мікроклімату; 3 – система аварійного відкриття; 4 – витяжна шахта; 5 – перфорована стеля;
6 – припливний клапан в стелі; 7 – сервомотор приводу клапанів

Рисунок 1.8 – Дифузійна система вентиляції «Skov» [48]

Рисунок 1.9 – Робота комбідифузійної системи
вентиляції влітку (а) та взимку (б)

У дифузійній системі подача повітря відбувається через стелю, яка складається зі спеціальних перфорованих стельових плит (рис. 1.10).

Рівномірне розташування дуже маленьких отворів по поверхні стелі забезпечує низьку швидкість нагнітання повітря в тваринницьке приміщення, мінімізуючи цим ризик шкідливого впливу протягів в зоні утримання тварин в холодну пору року. Видалення відпрацьованого повітря відбувається аналогічно до попередньої системи.



Рисунок 1.10 – Перфорована стеля з додатковими припливними клапанами

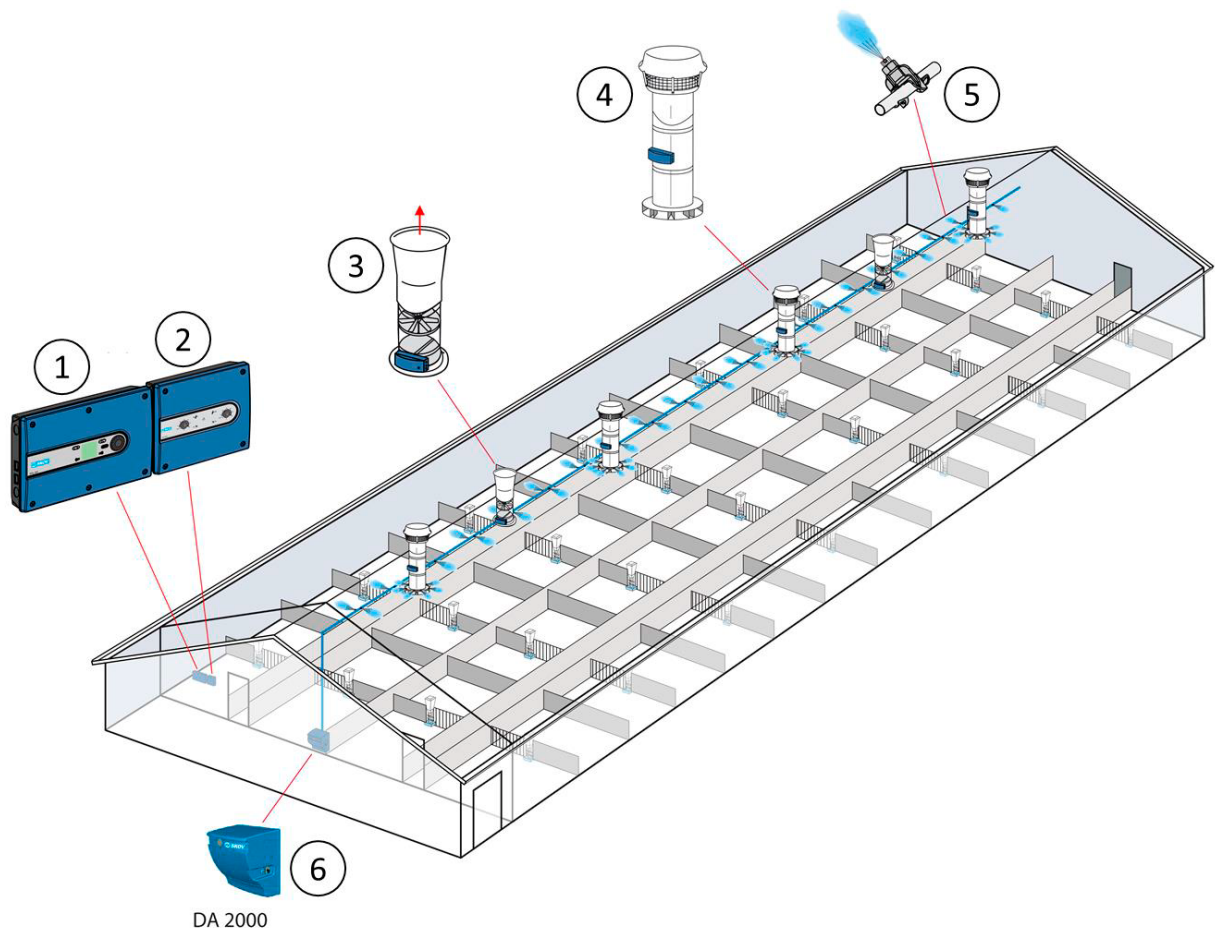
Для забезпечення достатнього охолодження свиней в жарку пору року відбувається додаткова подача повітря через стельовий припливний клапан (рис. 1.4, б, рис. 1.11), тобто утворюється комбінація дифузійної та системи від'ємного тиску – комбідифузійна. Централізоване палення та кондиціонування

повітря забезпечують аналогічними до приведених раніше системами.

До недоліків даної системи можна віднести:

- можливість утворення конденсату або інію на перфорованій стелі, що може знизити приплив свіжого повітря при різкому зниженні температури;
- на перфорованій стелі накопичується пил, бруд і мікроорганізми, а її миття та дезінфекція досить ускладнені.

Ще одна система створення мікроклімату побудована на основі системи вентиляції рівного тиску, (рис. 1.11–1.12) та містить припливні вентилятори, які нагнітають повітря всередину приміщення, та витяжні – які видаляють його назовні.



- 1 – контролер мікроклімату; 2 – система аварійного відкриття;
 3 – витяжна шахта; 4 – припливна шахта; 5 – форсунка системи кондиціонування; 6 – насос системи кондиціонування

Рисунок 1.11 – Система вентиляції рівного тиску «Skov» [48]

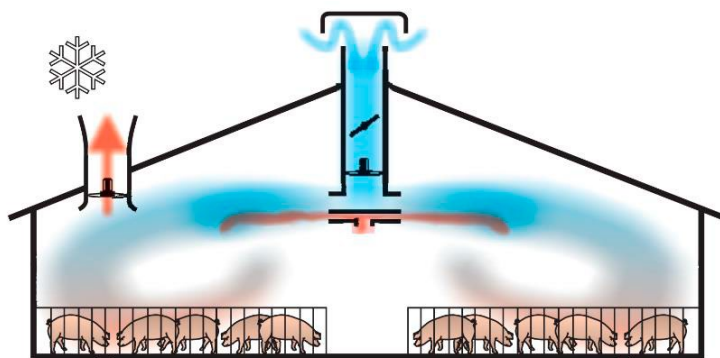


Рисунок 1.12 – Робота системи вентиляції рівного тиску взимку

Проте, щоб уникнути проблем з конденсатом, система повинна проектуватися з невеликим від’ємним тиском. В системі рівного тиску не задіяні стіни свинарників. Припливні вентилятори повинні рівномірно розташовуватися уздовж осьової лінії приміщення. Зазвичай приміщення ділиться на квадрати, в центрі кожного з яких розміщується припливна шахта. Розташування витяжних шахт не грає особливої ролі, оскільки вони не впливають на напрямок повітряних потоків.

В нижній частині припливної шахти монтується вентилятор-змішувач, який в холодну пору року підтягує нагріте внутрішнє повітря і переміщує його з холодним припливним, знижуючи небезпеку потрапляння холодного повітря в зону розміщення тварин (рис. 1.13).

Витяжні шахти в системі рівного тиску аналогічні до попередніх систем (рис. 1.13, а), включає до свого складу осьовий вентилятор та клапан з гравітаційним або примусовим приводом.

Припливні шахти (рис. 1.13, б) мають ті ж складові, крім того верхню частину оснащують козирком та захисною сіткою, а нижню – повітро-розподільчими пристроями. В деяких конструкціях пропускна здатність припливних отворів розподільчого пристрою залежить від напрямку руху повітря – найбільші продувають повітря в напрямку кутів зони дії шахти, а найменші направляють його до стін, відстань до яких менше, ніж до кутів. Таким чином, знижується ризик виникнення протягів та забезпечується рівномірність розподілу повітря.

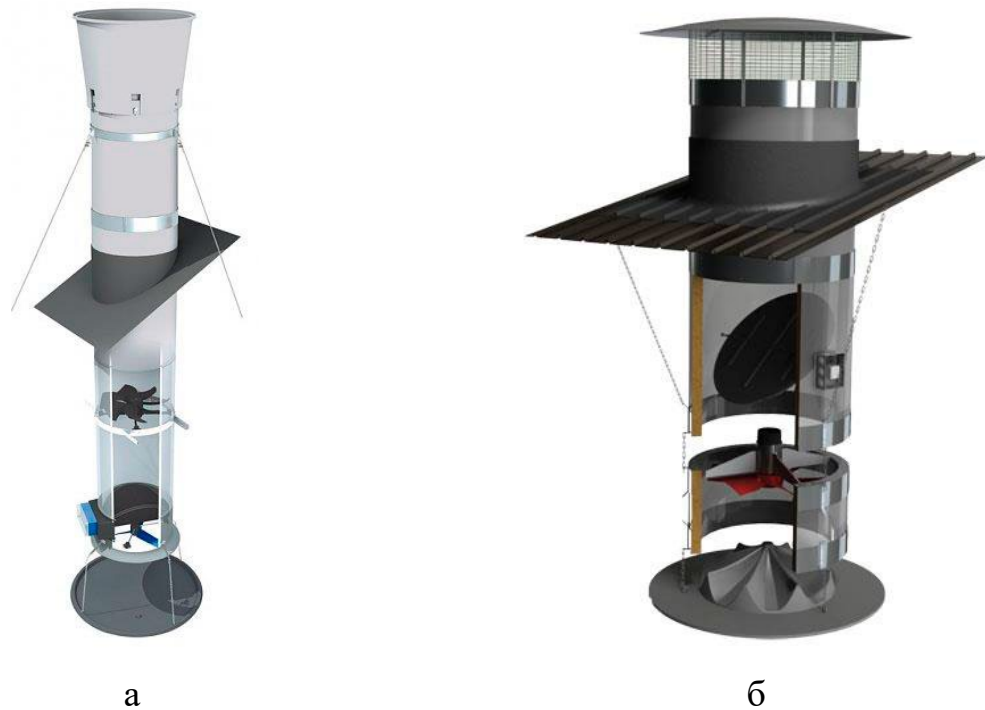


Рисунок 1.13 – Витяжна шахта (а) та припливна шахта (б) системи рівного тиску

Найбільшим недоліком системи рівного тиску є подвійна, у порівнянні з попередніми, витрата електроенергії.

В світі найбільш поширеними системами вентиляції в приміщеннях є системи вентиляції від'ємного тиску. Дверна вентиляція використовує прохід оператора в приміщенні як канал для припливу повітря; свіже повітря потрапляє в кімнату через отвір у дверях [20]. Вентиляція підлогового каналу подає свіже повітря через повітропровід під підлогою та через отвори в підлозі проходу оператора [16]. В останні роки інтерес до цієї системи зріс. Однак ця система має проблеми, пов'язані з подачею свіжого повітря безпосередньо тваринам [53, 54, 55].

Аналіз сучасних систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях показав, що найпопулярнішою є система вентиляції від'ємного тиску. Це пояснюється її простотою в експлуатації та обслуговуванні, а також меншим енергоспоживанням порівняно з системами примусової вентиляції. Проте, такі системи мають проблеми з рівномірною вентиляцією і подачею

повітря тваринам. Для підвищення ефективності систем вентиляції від'ємного тиску необхідно розробити технологічні рішення, що дозволять покращити розподіл повітря і забезпечити оптимальні умови для всіх тварин у приміщенні. Додаткові дослідження і впровадження інноваційних рішень можуть допомогти усунути ці недоліки та забезпечити більш стабільний і комфортний мікроклімат.

1.4 Сучасні системи утилізації теплоти в свинарських приміщеннях

Утилізувати теплоту витяжного повітря можливо за рахунок застосування теплообмінників. Існує широкий спектр теплообмінних апаратів різноманітних типів: рекуперативні, регенеративні роторні, з проміжним теплоносієм і на основі теплових труб [56, 57]. Проведений аналіз (табл. 1.2) показав, що системи з проміжним теплом забезпечують можливість вільного просторового кріплення припливних і витяжних систем, при цьому вони відносно матеріаломісткі, складні і вимагають додаткового обслуговування, а теплові трубки малопотужні.

Таблиця 1.2 – Порівняльний аналіз теплообмінників

Показник	Тип теплообмінника			
	Рекуперативний	Регенеративний роторний	З проміжним теплоносієм	На основі теплових труб
Тепловий ККД	30–70 %	60–80 %	30–40 %	80–95 %
Компактність	+	+	–	–
Робота без змішування потоків повітря	+	–	+	+
Без рухомих частин	+	–	–	+
Децентралізованість	–	–	+	+
Висока продуктивність	+	+	+	–

Незважаючи на високу ефективність утилізації теплоти, регенеративні теплообмінники не забезпечують розділення потоків. Розчинений в конденсаті аміак, мікрофлора та інші речовини потрапляють в припливне повітря, а це суперечить призначенню пристрою. Таким умовам найкраще відповідають рекуперативні теплообмінники.

Розглянемо детальніше основні рішення в області утилізації теплоти і водовипаровувального охолодження.

Рекуператор містить корпус із розміщеним в ньому рекуперативним модулем, каміном літньої вентиляції, припливним і витяжним вентиляторами. Витяжний вентилятор встановлений в центральній частині рекуператора під витяжним каміном літньої вентиляції. Безпосередньо під рекуперативним модулем розташований піддон для відведення конденсату, що утворюється в процесі функціонування.

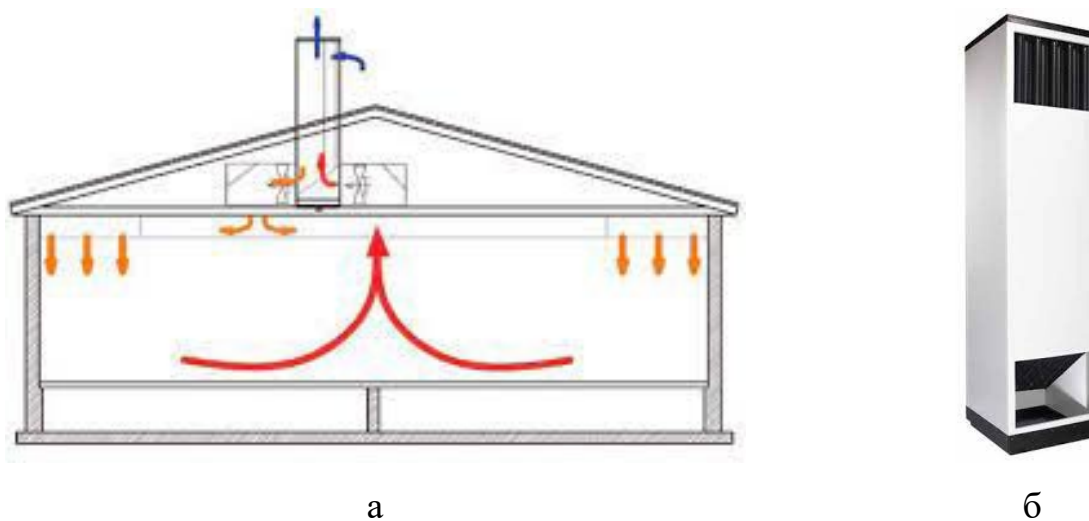


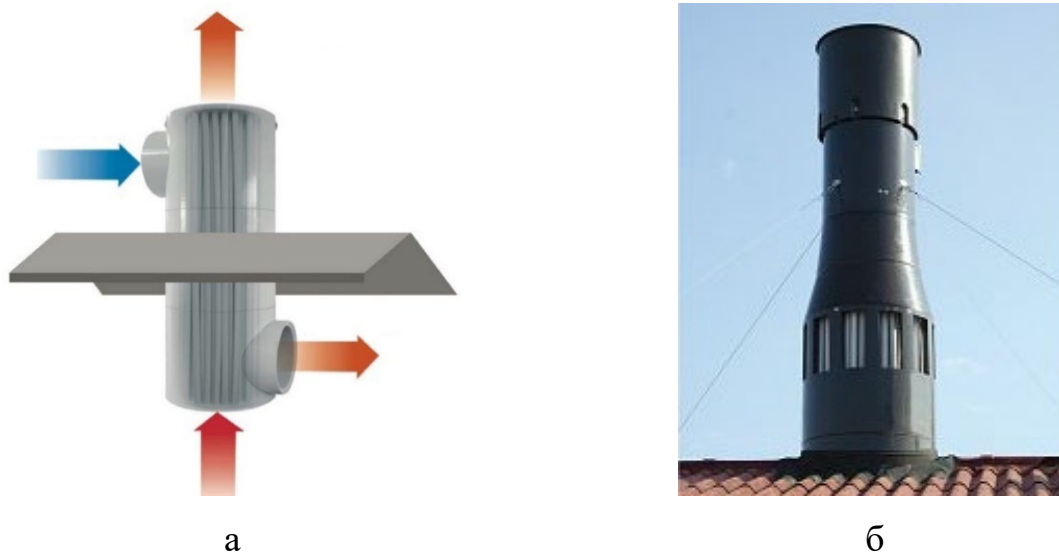
Рисунок 1.14 – Рекуператор фірми Rimu Agrartechnologie:

а – схема функціонування рекуператора; б – загальний вигляд рекуператора

Зміна між режимами «Витяжний камін» і «Рекуператор» здійснюється за допомогою повітряної заслінки з електричним приводом. Завдяки підвищенню коефіцієнта річного використання обладнання швидше окуповується. З недоліків слід відзначити високі вимоги до герметичності вузла заслінки, оскільки існує великий ризик витоку витяжного повітря, минаючи теплообмінник. У розглянутій конструкції не передбачено заходи захисту

поверхонь теплообміну від забруднень, що неминуче може призвести до зниження ефективності теплообміну в процесі експлуатації.

Німецька компанія Reventa є розробником кожухотрубного рекуператора з полімерними теплообмінними трубами, функціональна схема якого представлена на рис. 1.15, а.



а – схема функціонування рекуператора; б – загальний вигляд рекуператора

Рисунок 1.15 – Рекуператор фірми Reventa

Рекуператор монтується в даху і виготовлений він з пінополіуретанової труби в ПВХ оболонці, внутрішній простір якої заповнено зв'язкою полімерних труб діаметром 50 мм. Герметичність міжтрубного простору і чітка орієнтація теплообмінних труб в корпусі рекуператора забезпечуються трубними решітками, розташованими в торцях рекуператора.

Рекуператор призначений для роботи в умовах порівняно м'якого європейського клімату і не має системи відведення конденсату. Для запобігання обмерзання продуктивність витяжної системи вдвічі вище припливної [58].

Німецька компанія Moller Agrarklima Steuerungen розробила систему утилізації теплоти витяжного повітря із застосуванням полімерного кожухотрубного повітряного рекуператора [59]. Особливістю системи є те, що теплота, що використовується на ділянці відгодівлі (розміщення з найбільшою кількістю

явної теплоти), використовується для підігріву припливного повітря для поросят на дорощуванні. Система працює таким чином: виробничий рекуператор розміщений під дахом (рис. 1.16), його продуктивності достатньо для видалення забрудненого повітря на ділянках відгодівлі і дорощування, видалення повітря рекуператор здійснює з гнойового каналу через трубчаті повітропроводи, приплив диференційований. Припливне повітря направляється в приміщення для відгодівлі без попереднього підігрівання, через систему припливних клапанів, розміщених під дахом.

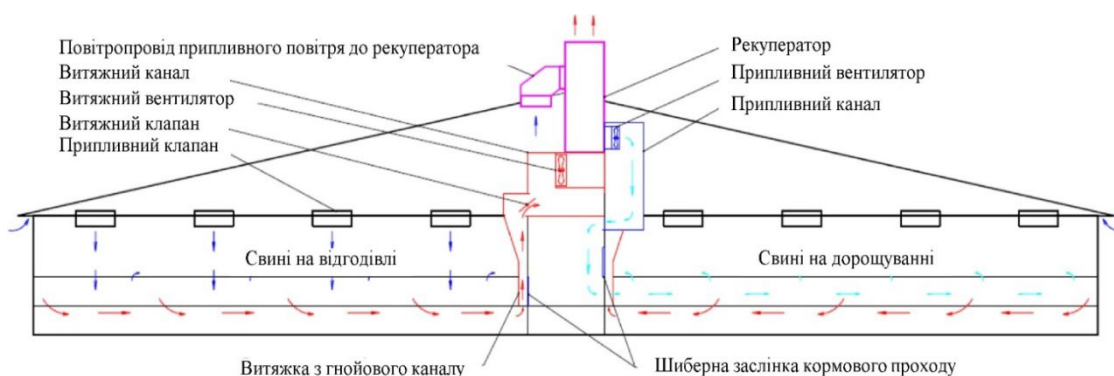


Рисунок 1.16 – Схема системи вентиляції
з рекуперацією теплоти Moller Agrarklima Steuerungen

Рекуператор виготовлений з полімерних матеріалів, корпусом якого є пінополіуретанова оболонка в пластиковій обгортці.

Відзначимо, що розглядуваний рекуператор розроблено для експлуатації у відносно м'якому європейському кліматі і не передбачає системи відведення замерзлого конденсату. Для запобігання обмерзання рекуператора пристрій передбачає дисбаланс притоку і витяжки. Так, продуктивність рекуператора по притоку становить $3500 \text{ м}^3/\text{год}$ при витяжці в $7000 \text{ м}^3/\text{год}$, що значно знижує коефіцієнт використання тепла. Труби теплообмінника гладкі, діаметром порядку 50 мм. Заявлена продуктивність і геометрія теплообмінника передбачають порівняно велику швидкість руху витяжного повітря – 4,5-5 м/с і, як наслідок, високий гідравлічний опір. У технічних характеристиках рекуператора коефіцієнт використання теплоти не вказано, але за аналогією з рекуператорами фірми Reventa, його значення не перевищує 40 %.

Система «АгроВент» належить до систем утилізації теплоти з проміжним теплоносієм. Установка містить два теплообмінника (рис. 1.17) припливного і витяжного повітря, з'єднані між собою трубопроводами, по яких циркулює 40 %-ний розчин етиленгліколю (температура кристалізації – 25 °С).



Рисунок 1.17 – Установка «АгроВент»

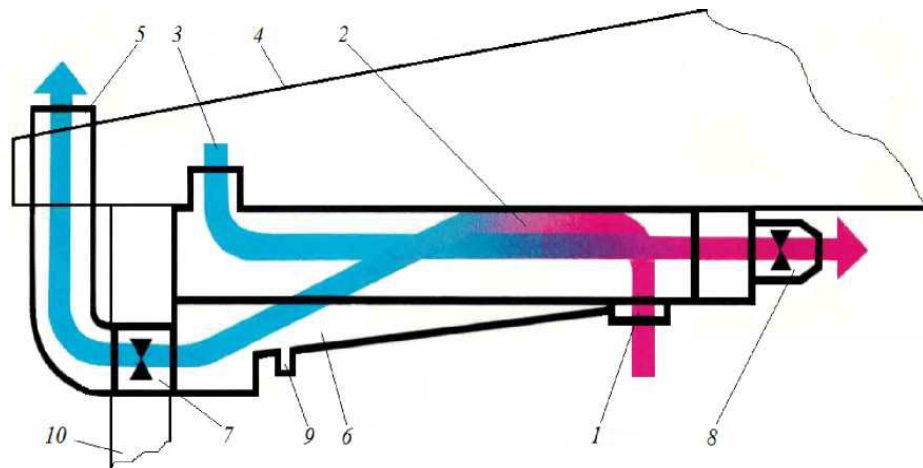
Циркуляція є примусовою, забезпечується насосом і регулюється перепусковим клапаном. Для організації руху повітряних потоків передбачені припливний і витяжний вентилятори, система повітроводів, рециркуляційна заслінка і заслінка обвідного каналу [57].

Припливне повітря підігрівається за рахунок біологічної теплоти тварин, в свинарниках система здатна працювати без додаткових джерел теплоти, нагрівати до температури –15 °С. Експлуатація при більш низьких температурах передбачає використання додаткового нагрівання повітря від електричних або водяних калориферів.

Установка виконана в пластиковому корпусі, теплообмінник витяжного повітря розташований горизонтально, що дозволяє ефективно видаляти конденсат. Заслінки рециркуляції і обвідного каналу мають взаємозворотній механічний зв'язок з приводом, завдяки чому за низької температури система збільшує повітропостачання через теплообмінник витяжного каналу. Певна

кількість припливного повітря проходить через обвідний канал і підігрівається за рахунок змішування з рециркуляційним повітрям. Така організація роботи системи забезпечує безперервне надходження в зону утримання тварин підігрітого повітря та більш інтенсивне нагрівання припливного повітря [60].

Німецька фірма Gemmel випускає пластинчасті повітряно-повітряні утилізатори теплоти витяжного повітря рекуперативного типу з припливною організацією повітряних потоків. Полімерні плівки виконують функцію теплообмінних пластин у цьому пристрої. Теплообмінні плівки розміщуються вертикально, з кроком 20 мм. Загальний вигляд рекуператора WT-25 представлений на рис. 1.18 [61].

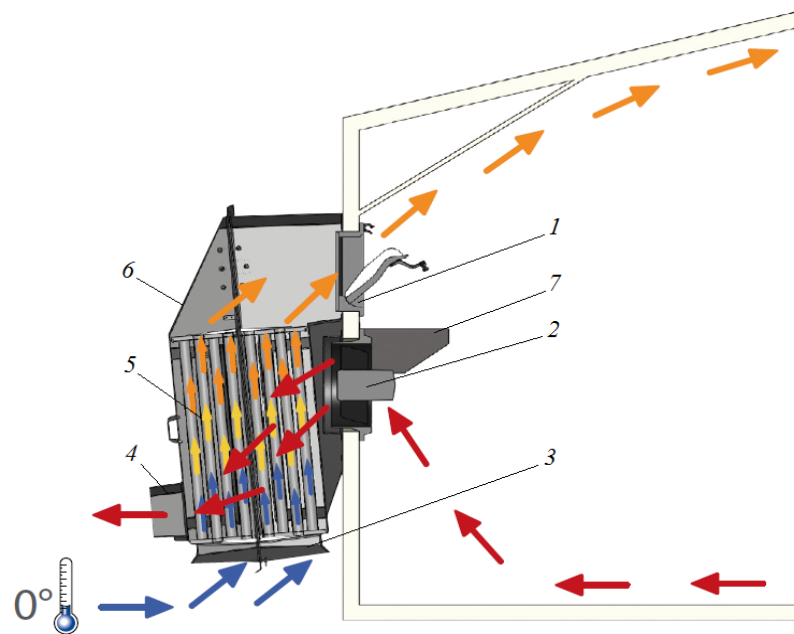


- 1 – витяжне вікно рекуператора; 2 – теплообмінник; 3 – впускне вікно рекуператора; 4 – дах; 5 – випускний повітропровід; 6 – піддон;
7 – витяжний вентилятор; 8 – припливний вентилятор;
9 – зливний патрубок; 10 – зовнішня стіна приміщення

Рисунок 1.18 – Функціональна схема рекуператора Gemmel

Рекуперативний модуль монтується в полімерному корпусі, стабілізованому скловолокні або в корпусі, виконаному з панелі сендвіч-полістирола товщиною 25 мм. Фітинги та підвідні повітропроводи рекуператорів WT-20 і WT-25 виготовлені з номенклатури ПВХ елементів напірної каналізації, діаметрами 200 і 250 мм відповідно, повітроводи і фітинги великих діаметрів виготовляються на замовлення.

Французька фірма Tuffigo-rapidex розробила трубчатий повітряний трубчатий полімерний рекуперативний утилізатор теплоти витяжного повітря ClimWell з перехресним рухом повітряних потоків (рис. 1.19). Рекуператор розроблений для використання в найбільш поширеній в Європі системі мікроклімату «знизу-вгору» із застосуванням припливних клапанів, розташованих уздовж фасадних стін, і витяжних шахт, встановлених у даху свинарника. Виробник рекомендує використовувати рекуператор в поєднанні з припливними клапанами власного виробництва (387×861 мм), продуктивністю 3000 м³/год при розрізанні в 20 Па. У разі підключення рекуператора опір системи зростає, а продуктивність знижується і становить 2000 м³/год.



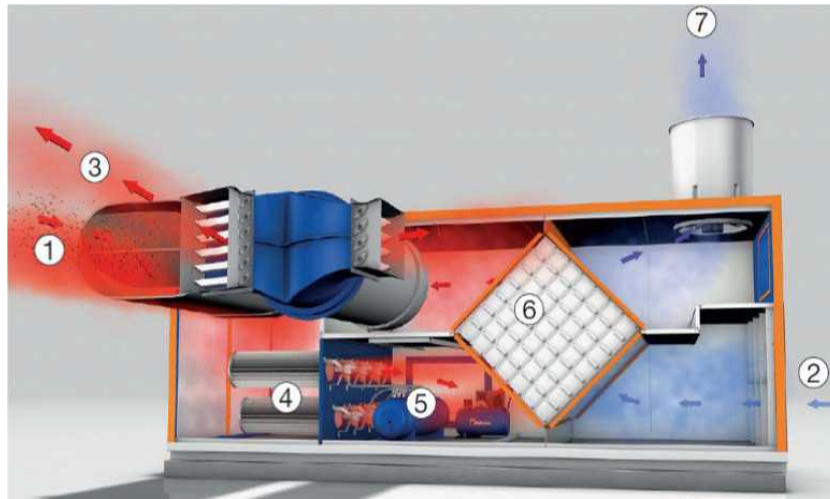
- 1 – припливний клапан; 2 – витяжний вентилятор; 3 – впускне вікно;
4 – випускний отвір; 5 – теплообмінник; 6 – корпус; 7 – дефлектор

Рисунок 1.19 – Схема рекуператора фірми Tuffigo-rapidex

Порівняно невисокий температурний коефіцієнт утилізації теплоти обумовлений використовуваними матеріалами, конструкціями апарату та дисбалансом повітропостачання припливної та витяжної системи рекуператора. Так, продуктивність витяжної системи вища приблизно в 2,25 рази [62].

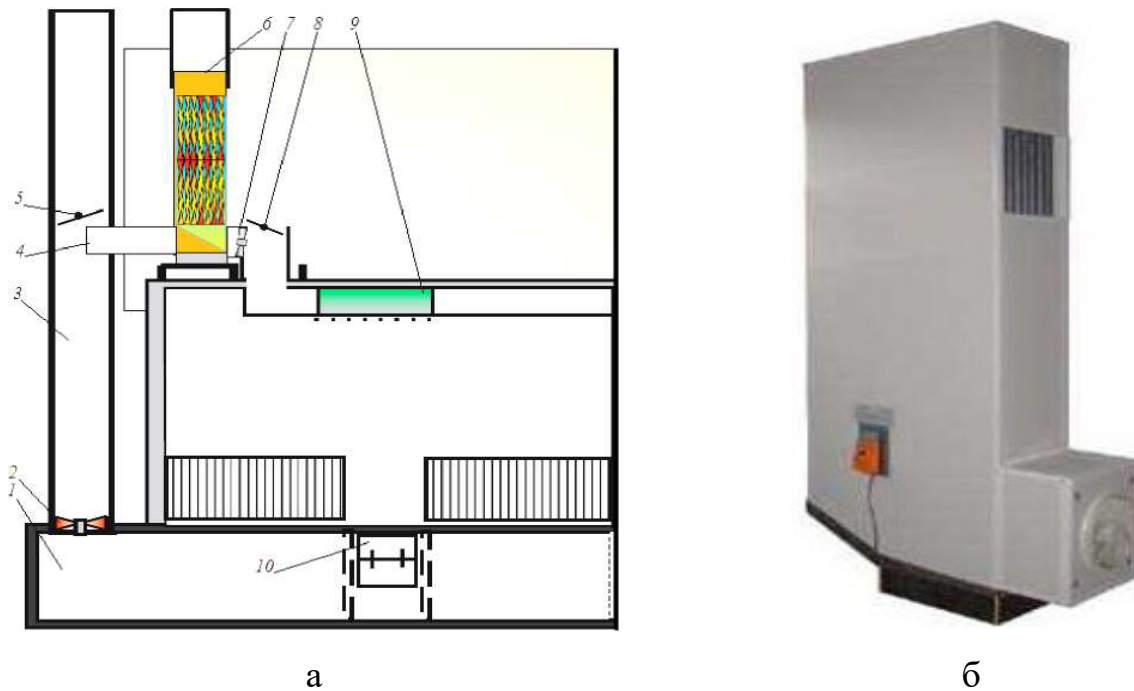
Німецька фірма BigDutchman пропонує ряд вентиляційних установок зовнішнього виконання Earny Tur 20000, Tur 30000 і Tur 40000 з утилізацією

теплоти витяжного повітря в повітряно-рекуперативному пластинчатому теплообміннику з перехресним рухом повітряних потоків (рис. 1.20). Максимальна продуктивність вентиляційних установок по повітрю становить 12, 16 і 25 тис.м³/год відповідно [63].



1 – патрубок витяжний з дросельною заслінкою; 2 – вікно впускне з жалюзі для припливного повітря; 3 – насадка впускної підігрітого припливного повітря в розміщенні; 4 – блок фільтраційний; 5 – система автоматичної очистки фільтрів; 6 – теплообмінник рекуперативний; 7 – вентилятор витяжної кришки
Рисунок 1.20 – Схема установки Earny Тур 40000 німецької фірми BigDutchman

Німецька компанія Schonhammer є розробником ряду утилізаторів теплоти витяжного повітря з полімерними пластинчастими рекуперативними повітряно-повітряними теплообмінниками і припливною організацією повітряних потоків (рис. 1.21) [64]. Теплообмінні пластини виконані з ПВХ товщиною 0,3-0,6 мм, стійкі до впливу ультрафіолету. Особливістю теплообмінника є те, що теплообмінні пластини мають складну фасонну поверхню. Між двома сусідніми пластинами теплообмінника утворені трубчасті канали зі спіральними утворюючими. Направляюча виконана у вигляді еліпса з розмірами осей приблизно 20×30 мм. Крок спіралі становить 0,7 м, таким чином при довжині теплообмінника 2,1 м потік повітря здійснює 3 повних оберти навколо власної осі.



а – приклад установки; б – рекуператор WVTL 40 К; 1 – центральний витяжний колектор; 2 – витяжний вентилятор; 3 – витяжна шахта; 4 – повітропровід; 5 – заслінка; 6 – рекуператор; 7 – припливний вентилятор; 8 – заслінка; 9 – припливний клапан; 10 – регулювальний клапан підлогової вентиляції

Рисунок 1.21 – Рекуператори фірми Schonhammer

Узагальнюючи, утилізація теплоти витяжного повітря може здійснюватися через застосування різних теплообмінників, таких як рекуперативні, регенеративні роторні, з проміжним теплоносієм і на основі теплових труб. Кожен тип має свої переваги та недоліки. Рекуперативні теплообмінники найбільш відповідають заданим умовам через їх здатність працювати без змішування потоків повітря, високу продуктивність та компактність. Однак, теплообмінники з проміжним теплоносієм забезпечують вільне розташування систем, але вимагають додаткового обслуговування. Регенеративні роторні теплообмінники хоч і ефективні, але не можуть забезпечити розділення потоків повітря. Вивчення конкретних рішень показує, що різні конструкції та матеріали впливають на ефективність утилізації теплоти і надійність функціонування теплообмінників.

1.5 Сучасні системи кондиціонування в свинарських приміщеннях

В даний час у свинарстві використовують різні способи охолодження припливного повітря, які можна розділити на два типи: парокомпресійні охолоджувальні установки («спліт-системи») і системи водовипаровувального охолодження. Останні, діють на системи розпилення води з використанням принципу ежекції, відцентрових сил, форсунок, ультразвуку та системи з зрошуваними шарами.

Ультразвукові зволожувачі широко використовуються в побуті, у свинарстві не застосовуються через низьку енергетичну ефективність та негативного впливу ультразвуку на тварин.

Спліт-системи набули значного поширення в системах побутового кондиціонування повітря і можуть забезпечити необхідну ступінь охолодження, яка обмежується лише потужністю установки.

З недоліків слід виділити такі: спліт-системи енергоємні, металомісткі, відносно дорогі, мають складну конструкцію, що вимагає висококваліфікованого обслуговування, мало пристосовані до агресивних умов свинокомплексів.

Системи водовипаровувального охолодження із застосуванням форсунок поділяються на два типи за робочим тиском системи: низького (2–3 Бар) і високого (60–80 Бар) тиску. Принцип їх функціонування заснований на поглинанні в охолоджуваному повітрі теплоти фазового переходу води з рідкого стану в пароподібний. Випаровування одного кілограма води при температурі кипіння і нормальному атмосферному тиску потребує 2258 кДж, що достатньо для охолодження 225 кг сухого повітря при 10 °С. При температурі нижче температури кипіння збільшується пароутворення. Система низького тиску (2-3 Бар) пропонується різними західними виробниками як найбільш просте і дешеве рішення для компенсації надлишку тепла [65, 66, 67].

Система низьконапірна і монтується з полімерних (ПВХ або ППР) трубопроводів, на врізання магістрального трубопроводу встановлюються шаровий кран, фільтр, редукційний і електромагнітний клапани (рис. 1.22).



1 – шаровий кран; 2 – фільтр;

3 – редукційний клапан; 4 – електромагнітний клапан

Рисунок 1.22 – Схема підключення системи охолодження фірми Egebjerg

З недоліків слід відзначити, що домінуючі тварини займають найбільш комфортну зону і відганяють слабких. Витрати води досить значні і для секції на 800 голів поросят на дорощуванні, при періоді 0,8 становить $12,5 \text{ м}^3/\text{год}$. Основна маса води відправляється відразу в каналізацію, збільшуючи вихід гнойових стоків і підвищуючи проектні об'єми накопичувачів рідкої фракції гною [68].

Виробники з США, наприклад, компанія «HOG SLAT», рекомендують використовувати описану систему охолодження в поєднанні з тунельною вентиляцією та інтенсивним внутрішнім повітрообміном $2,5\text{-}3 \text{ м}^3/\text{год}/\text{кг}$ живої маси [69]. Вартість системи охолодження невисока, при цьому продуктивність системи вентиляції підвищується приблизно в 1,5 рази, якщо порівняти її з системою охолодження з ослабленими поверхнями [70].

Система охолодження для рахунку розпилення води під високим тиском (70 Бар) розроблена німецькою фірмою LUBING. Застосовуються металеві форсунки (бронза або нержавіюча сталь) з випускними отворами діаметром від 0,5 до 0,15 мм, витрата води залежить від розміру викривлення і найменше її значення може становити 0,08 л/хв (рис. 1.23).



Рисунок 1.23 – Система охолодження фірми LUBING

Система дрібнодисперсно розпилює воду в зоні нагнітання припливного повітря. Через малі розміри отворів форсунок система ставить високі вимоги до якості води, зокрема, її механічної забрудненості та сольового складу [71, 72, 73].

Відцентрові охолоджувачі, що випускаються китайською фірмою «AOLAN», поділяються на мобільність на стаціонарні і мобільні, за виконанням на зворотно-обертів і фіксовані (рис. 1.24). Застосовуються відцентрові зволожувачі повітря для охолодження і дезінфекційної обробки приміщень [74].

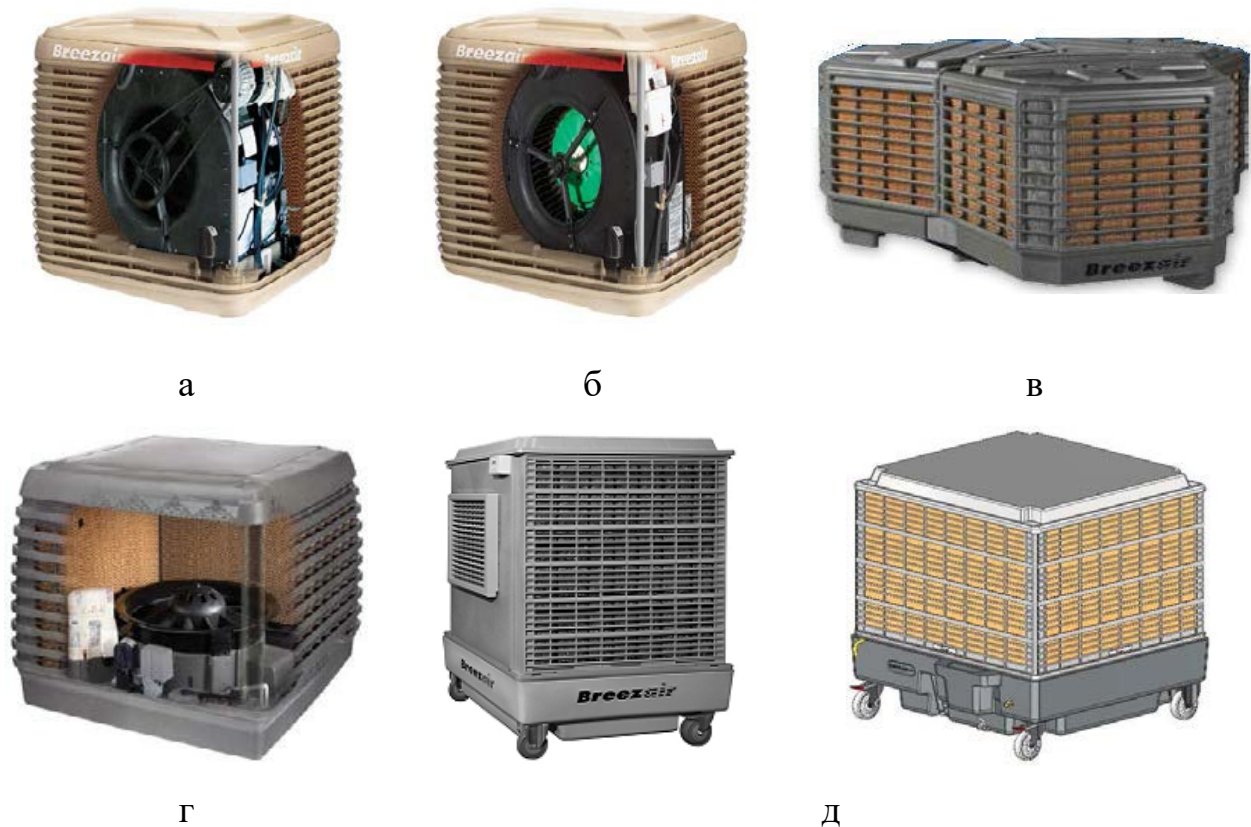


а – стаціонарний; б – мобільний; 1 – приводний механізм;
2 – корпус; 3 – вентилятор; 4 – диск; 5 – бак; 6 – візок

Рисунок 1.24 – Відцентровий охолоджувач повітря

Широко представлені системи водовипаровувального охолодження з шарами, що зрошуються. У свинарстві для зрошування повітря найбільшого поширення набули целюлозно-паперові та полімерні касети [75, 76].

Широко представлені модульні охолоджувачі, на основі зрошуваних касет. Австралійська компанія «Seeley International», представлена в BREEZAIR пропонує широкий спектр модульних водовипарних охолоджувачів (рис. 1.25) [77].



а – з центральним вентилятором; б – з центральним вентилятором і інвертором;
в – вбудований; г – з осьовим вентилятором; д – мобільний

Рисунок 1.25 – Охолоджувачі фірми «BREEZAIR»

Одним із найкращих методів досягнення дуже низьких температур непрямим охолодженням повітря шляхом випаровування є новий термодинамічний цикл, відомий як цикл Майсоценка (М-цикл).

Завдяки помітній перевазі непрямих випарних охолоджувачів (ІЕС) над прямими, а саме відсутності вологи в повітрі, що забезпечує гігієнічну якість повітря, цей тип обробки повітря привернув значну увагу та отримав швидкий

розвиток. Дослідження, виробництво та практичне застосування, пов'язане з пристроями, що реалізують процес непрямого випарного охолодження на основі циклу Майсоценка, які називаються тепло- та масообмінниками (НМХ), швидко розвивались [78]. Багато корпорацій у всьому світі виявили потенціал випарного охолодження та почали застосовувати такі теплообмінники у своїх вентиляційних установках (АНУ). Найважливіші світові корпорації, які застосовували випарне повітряне охолодження, включають Air Group Australia, Carrier (США), Coolerado (США), Euroclima (Австрія), Kampmann (Німеччина), Munters (Швеція) та близько 25 інших корпорацій по всьому світу. Це свідчить про зростаючий інтерес до нових рішень випарних повітроохолоджувачів, які б дозволили отримати максимально можливу ефективність.

Пряме охолодження повітря випаровуванням є найстарішим і найпростішим методом охолодження повітря водою, при якому технологічне повітря контактує безпосередньо з водою. Цей тип систем отримав широке застосування через просту структуру, низькі початкові та експлуатаційні витрати [79]. Система прямого випарного охолодження має приблизно 0,70-0,95 ефективності щодо зниження температури [80]. Типовий випарний повітряний охолоджувач використовує резервуар для води, пористий матеріал, який змочується водою, і вентилятор, який переміщує повітря через вологий пористий матеріал (рис. 1.26, а). Найбільш часто використовувані охолоджувачі прямого випаровування – це, по суті, металеві куби або пластикові коробки з великими плоскими вертикальними повітряними фільтрами (рис. 1.26, б). Фільтри зберігаються вологими завдяки воді, яка безперервно капає на їхні верхні краї та розподіляється далі під дією сили тяжіння та капілярів. Технологічне повітря втягується вентилятором. Після охолодження та зволоження в каналах фільтра повітря виходить. Падаюча вода зазвичай зберігається в резервуарі під фільтром, де вона рециркулює в системі. У багатьох охолоджувачах використовуються двошвидкісні або тришвидкісні вентилятори, тому користувачі можуть регулювати стан повітря на виході за потреби [80].

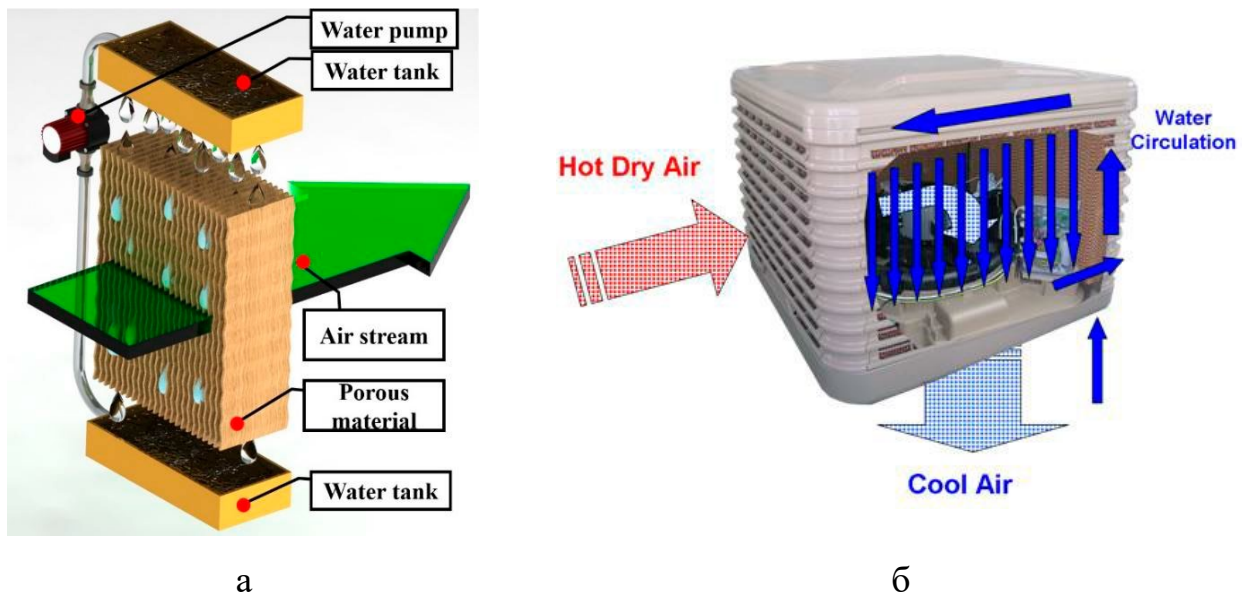
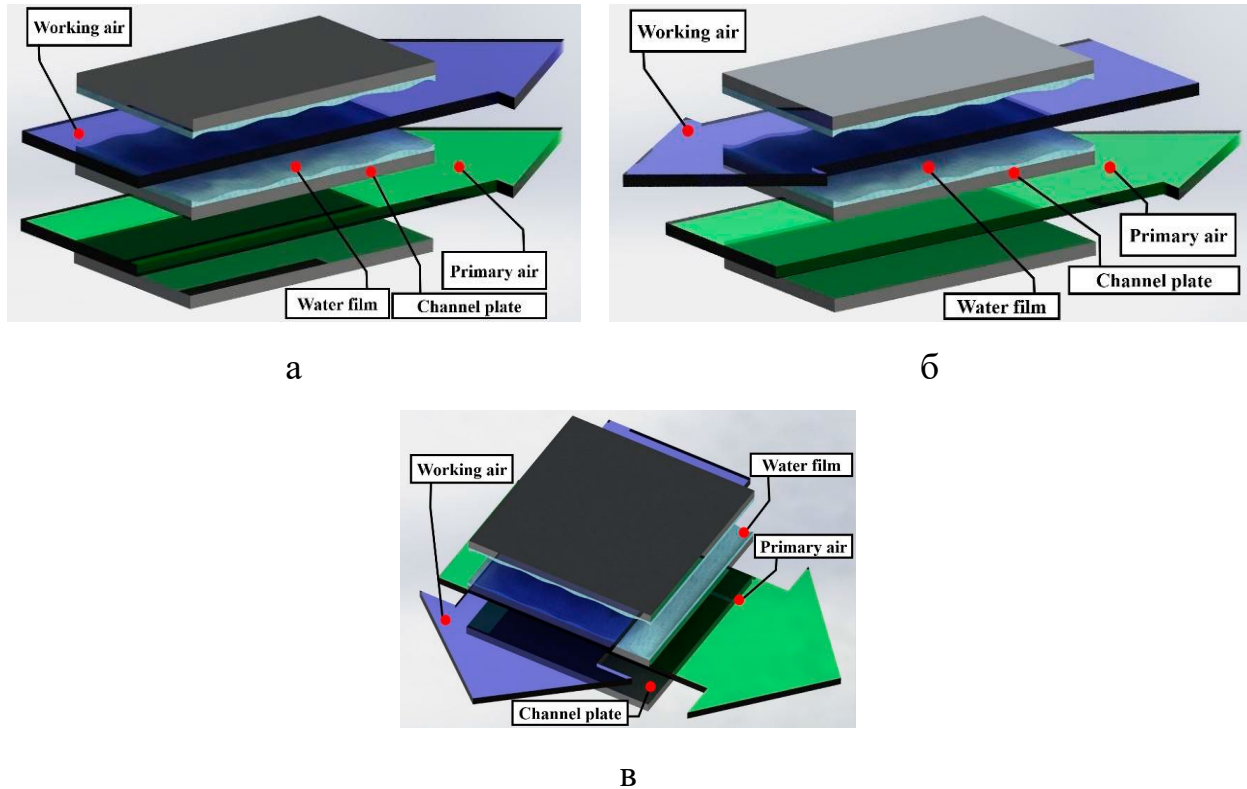


Рисунок 1.26 – Схема функціонування (а) і загальний вигляд (б) повітроохолоджувачів прямого випаровування [80]

Система непрямого випарного охолодження забезпечує лише значне охолодження технологічного повітря без додавання вологи. Непрямий випарний повітроохолоджувач пропускає первинне (основне) повітря над сухою стороною пластини теплообмінника, а робоче (вторинне) повітря – над її протилежною вологою стороною [82, 83]. Волога сторона поглинає тепло від сухої і тому охолоджує суху сторону без додавання вологи в повітря, тоді як прихована теплота випаровування води передається вологій стороні повітря. Через відсутність додавання вологи в припливне повітря система ІЕС привабливіша, ніж пристрої прямого випаровування для побутових застосувань [84, 85]. Блоки ІЕС мають форму типових рекуператорів з рекуперацією тепла: паралельного, протипотокового і перехресного потоків (рис. 1.27).

Найважливішими частинами будь-якого випарного повітроохолоджувача є матеріали, які використовуються для їх конструкції. Типи матеріалів відрізняються за непрямыми і прямими блоками (непрямі випарні повітроохолоджувачі повинні мати один сухий і один вологий канал) і за типом застосування. Як середовище для випаровування води можна використовувати широкий спектр типів матеріалів, наприклад метал, волокно, пластик, кераміку,

цеоліт і вуглець [86, 87, 88]. У випадку теплообмінників M-Cycle, які використовуються в охолоджувачах Coolerado [81], целюлозно-змішане волокно та поліетилен використовувалися як матеріали для відведення та гідрофобного покриття.

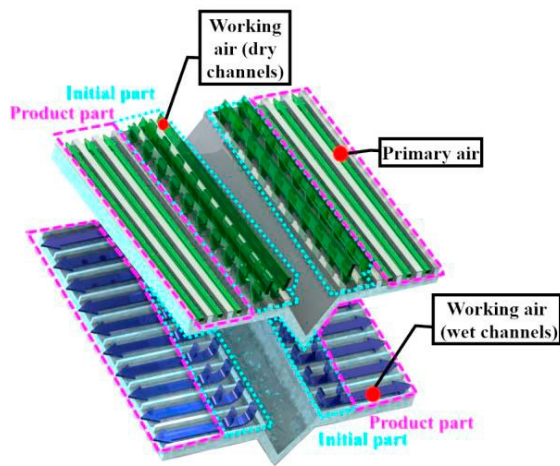


а – паралельні потоки; б – протипотокові потоки; в – перехресні потоки

Рисунок 1.27 – Непряме випарне охолодження

Основною проблемою при більш широкому застосуванні установок непрямого випарного повітряного охолодження є їх низька теплова ефективність [89]. Типові ІЕС засновані на схемі перехресного потоку, що призводить до низького перепаду температури. Протипотокові агрегати важко застосовувати через складну схему потоку повітря. Багато дослідників доклали зусиль для підвищення ефективності випарних повітроохолоджувачів, щоб забезпечити їх ширше застосування в різних кліматичних умовах. Деякі з методів зосереджені на складних системах, утворених з декількох типів обмінників, тоді як деякі зосереджені на простіших рішеннях.

Ключова ідея M-Cycle полягала в тому, щоб чистий зустрічний потік в пластинчастому теплообміннику дуже важко реалізувати через геометрію каналів (пластин) з повітрям, що входить і виходить з тих же сторін. У зв'язку з цим M-Cycle тепер втілений у перфорованому теплообміннику з поперечним потоком (рис. 1.28).



а



б

Рисунок 1.28 – Схема функціонування (а) і загальний вигляд (б) поперечного циклу Майсоценка у повітроохолоджувачі виробництва Coolerado Corp

Зазначена установка заснована на багаторазовому розгалуженні робочого повітря із сухих каналів у вологий через отвори в пластинах по довжині каналу від їх сухих сторін до вологих [90]. Цю конфігурацію додатково розроблено в США компаніями Idalex Inc. і Coolerado Corporation. У цій конфігурації вологі і сухі канали розділені на дві окремі секції, що дозволяє попередньо охолоджувати потоки сухого повітря перед тим, як вони входять у вологий канал. Це призводить до підвищення ефективності охолодження. Експериментальні результати [91] підтвердили, що цей повітроохолоджувач дозволяє отримати значно вищу ефективність, ніж типові непрямі випарні повітроохолоджувачі. Основним завданням для цього блоку є оптимізація його розташування для досягнення найвищої ефективності з використанням менш ефективного розташування повітряного потоку (перехресний потік замість протипотоку).

Перспективними напрямками у створенні та підтриманні мікроклімату в свинарських приміщеннях є системи охолодження, ресурсо- та енергозбереження, які базуються на автоматизованих та адаптивних системах керування. Найбільш енергетично ефективними є утилізатори теплоти витяжного повітря з рекуперативним теплообмінником та системи непрямого випарного охолодження на основі термодинамічного циклу Майсоценка (М-цикл). Ці інноваційні рішення не тільки підвищують енергоефективність, але й забезпечують стабільний мікроклімат, що сприяє покращенню умов утримання тварин та зниженню експлуатаційних витрат. Впровадження таких технологій дозволяє досягти високого рівня автоматизації та адаптації до змінних умов навколишнього середовища, що є ключовим фактором у забезпеченні стабільного та комфортного мікроклімату у свинарських приміщеннях.

1.6 Сучасні системи для отримання енергії з поверхневих шарів ґрунту

В більшій частині України найбільш доступним джерелом низькопотенційного теплоти є ґрунт. На глибині понад 10 метрів він зберігає сталу температуру в межах $+9-12^{\circ}\text{C}$ впродовж усього року. Це створює сприятливі умови для ефективного використання теплових насосів. Україна має значний потенціал використання теплоти ґрунту та ґрунтових вод [92]. Температура ґрунту та гірських порід на поверхні Землі залежить від балансу теплової енергії, що надходить від Сонця, та теплового випромінювання земної поверхні. Теплова енергія, що надходить від Сонця, акумулюється в шарі ґрунту осадових та гірських порід на глибинах до ізотермічної поверхні. Цей шар ґрунту можна розглядати як природній сезонний акумулятор теплової енергії, оскільки енергія, відведена в зимовий період, відновлюється влітку. Це також стосується ґрунтових вод, які насичують верхній шар ґрунту та осадові породи [93, 94].

Теплова енергія, що отримується з ґрунту, може бути використана для опалення та вентиляції різноманітних приміщень, особливо у сільському господарстві. В Україні низькопотенційні джерела теплоти можуть покривати

значну частину енергії, необхідної для сільськогосподарського виробництва, зокрема для тваринництва та переробки продукції [95, 96].

Патентно-інформаційні дослідження повітряних ґрунтових теплообмінників, показали, що ці технології не отримали достатньої уваги, особливо в останні роки. Більшість патентів у цій області були зареєстровані в період з 1995 по 2000 рік. Проте визначені перспективні напрямки, конструктивні рішення та шляхи розвитку наукових розробок.

Тепло, що виробляється низькопотенційними джерелами земної енергії, може бути використане в різних типах будівель та споруд для різноманітних цілей: опалення, гарячого водопостачання, кондиціонування повітря, обігріву доріжок у зимовий період, запобігання зледенінню, підігріву полів на відкритих стадіонах тощо. У технічній літературі англійською мовою системи, що використовують низькопотенційне тепло Землі, часто позначаються як «GHP» – «geothermal heat pumps», тобто геотермальні теплові насоси [97, 98, 99, 100].

За останні десять років кількість систем, які використовують низькопотенційне тепло Землі для опалення та охолодження будівель за допомогою теплових насосів, значно зросла. Найбільша кількість таких систем знаходиться в США, а також в Канаді, Австрії, Німеччині, Швеції та Швейцарії. Швейцарія є лідером за обсягом використання низькопотенційної теплової енергії Землі на душу населення [101, 102, 103, 104, 105].

Технічні засоби для збору низькопотенційної енергії з поверхневих шарів ґрунту, так звані системи теплосбору, включають ґрунтові теплообмінники та трубопроводи, які з'єднані з тепловим обладнанням. Зазвичай можна виділити два типи таких систем – відкриті та закриті (рис. 1.29).

Відкриті системи використовують ґрунтові води як джерело низькопотенційної теплової енергії, які надходять безпосередньо до теплових насосів через свердловини. Однак такі системи вимагають обслуговування і не підходять для всіх місцевостей [106, 107, 108].

В закритих системах теплообмінники знаходяться в ґрунтовому шарі; під час циркуляції теплоносія через них, тепло відбирається від ґрунту і

переноситься до випарника теплового насоса (або, при використанні теплоносія з підвищеною температурою відносно ґрунту, його охолодження). Закриті системи поділяються на горизонтальні і вертикальні.

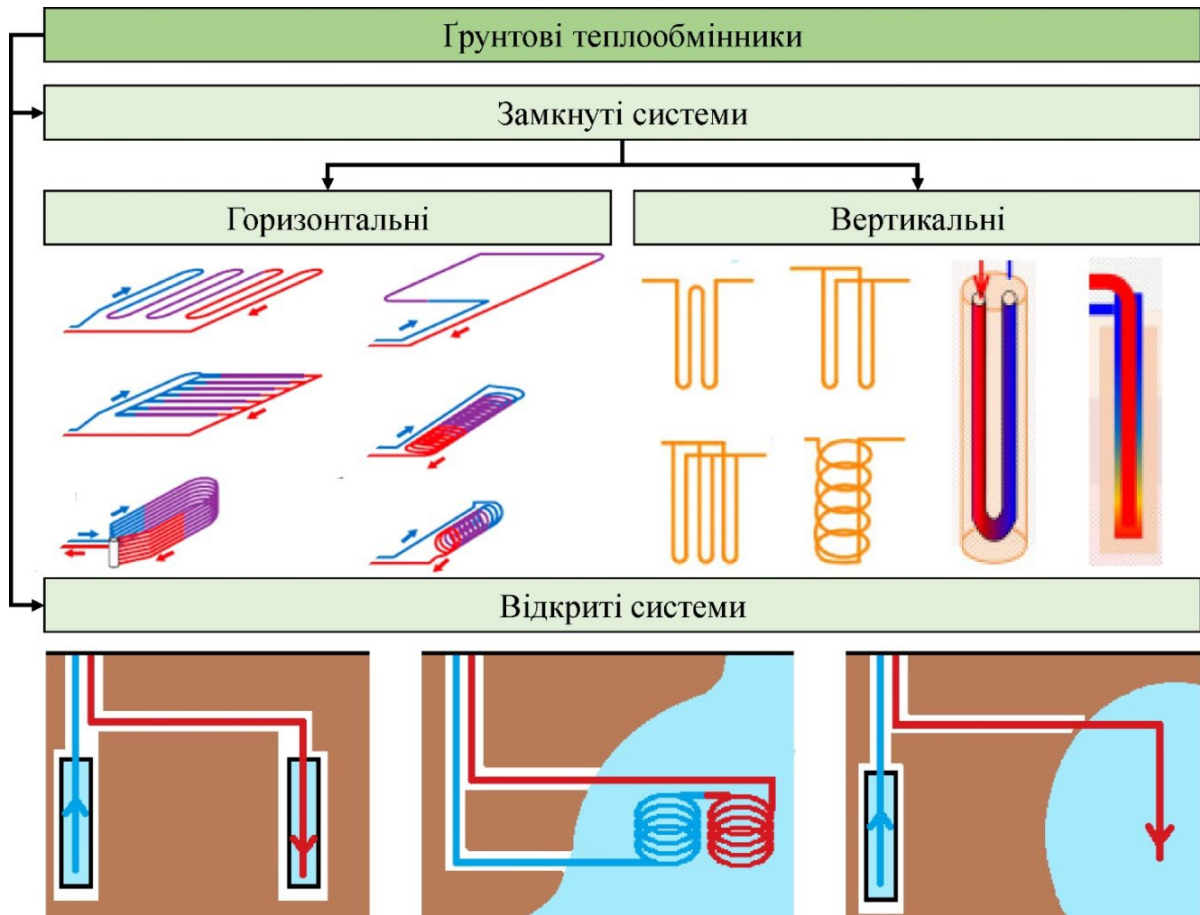


Рисунок 1.29 – Класифікація ґрунтових теплообмінників [96]

Горизонтальний ґрунтовий теплообмінник (також відомий як «ground heat collector» і «horizontal loop» у англomовній літературі) зазвичай розташовується біля будинку на невеликій глибині (але нижче рівня промерзання ґрунту взимку). Використання горизонтальних ґрунтових теплообмінників обмежене доступною площею. У країнах Західної і Центральної Європи горизонтальні ґрунтові теплообмінники зазвичай складаються з окремих труб, розміщених щільно та з'єднаних послідовно або паралельно. Для економії площі ділянки були розроблені та вдосконалені різні типи теплообмінників, такі як теплообмінники у формі спіралі, що можуть бути розміщені горизонтально або вертикально [109, 110, 111].

Вертикальні ґрунтові теплообмінники, часто позначені як «ВНЕ» («borehole heat exchanger») в англomовній літературі, дозволяють використовувати низькопотенційну теплову енергію ґрунту, яка знаходиться на глибині нижче «нейтральної зони» (10–20 метрів від рівня землі). Такі системи не потребують великих ділянок землі і не залежать від інтенсивності сонячної радіації, що падає на поверхню. Вертикальні ґрунтові теплообмінники ефективно працюють майже у всіх типах геологічних умов, за винятком ґрунтів з низькою теплопровідністю, таких як сухий пісок або сухий гравій. Основною перевагою вертикальних теплообмінників є їх висока технологічність у будівництві, що дозволяє створювати системи практично будь-якої потужності, обмежені лише технологічними можливостями бурового обладнання та вартісними показниками самого теплообмінника. Зазвичай використовуються два типи вертикальних ґрунтових теплообмінників: U-подібний теплообмінник, що складається з двох паралельних труб, які з'єднані внизу. В одній свердловині може бути розміщена одна або дві (рідше три) пари таких труб. Перевагою цієї схеми є відносно низька вартість виготовлення. Подвійні U-подібні теплообмінники є найбільш широко використовуваним типом вертикальних ґрунтових теплообмінників у Європі. Коаксіальний (концентричний) теплообмінник складається з двох труб різного діаметру, одна з яких розташована всередині іншої [112, 113, 114, 115, 116].

Аналіз технічних засобів отримання теплової енергії з поверхневих шарів ґрунту показав, що вертикальні ґрунтові теплообмінники є найбільш ефективними для досягнення необхідних параметрів мікроклімату в приміщеннях для тварин серед усіх розглянутих варіантів. Однак, у науковій літературі недостатньо висвітлені їхні оптимальні параметри, розташування та межі енергетичної ефективності. Для покращення ефективності таких систем необхідно провести додаткові дослідження, що дозволять визначити найкращі умови їх експлуатації та розробити рекомендації щодо їхнього використання в різних геологічних і кліматичних умовах.

1.7 Аналіз систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

Відома автоматизована система забезпечення оптимального мікроклімату у тваринницьких приміщеннях (рис. 1.30) [117], що містить повітроводи, вентилятори, вентиляційну камеру, засувку, електроприводи, розподільні насадки, щити керування, на витяжних рукавах повітропроводів якої змонтовані датчики контролю вологості, температури і концентрації шкідливих речовин внутрішнього повітря, пов'язані з електроприводом вентиляторів, всередині вентиляційної камери припливної вентиляції змонтовані датчик контролю вологості припливного повітря, з'єднаний з розприскувачем, і датчик температури припливного повітря, з'єднаний з водяним калорифером, а розприскувач виконаний у вигляді секції трубчастих блоків, на яких кріпляться дрібнодисперсні розпилювачі води. Додатково містить датчик стабілізації кисню та вузли екстреного провітрювання, екстреного підвищення-зниження температури повітря та захисного вимикання калорифера.

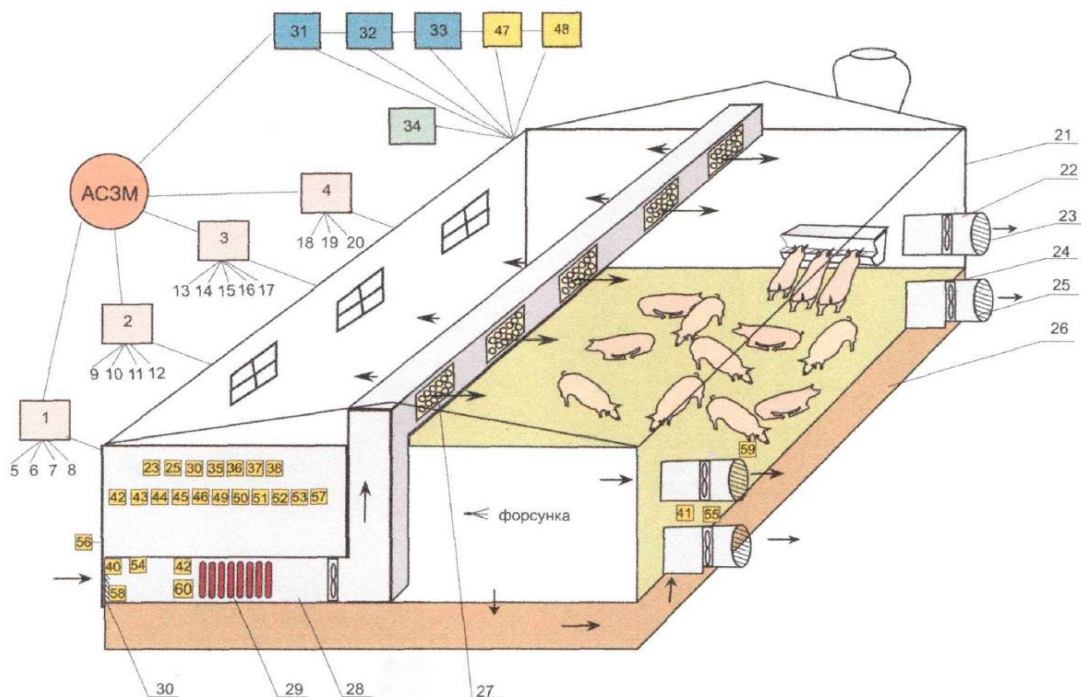


Рисунок 1.30 – Автоматизована система забезпечення оптимального мікроклімату у тваринницьких приміщеннях [103]

До недоліків відомого обладнання можна віднести відсутність використання теплової енергії утилізованого повітря і автоматичного перемикавання системи забезпечення мікроклімату для літнього (охолодження припливного повітря) і зимового (нагрівання припливного повітря) періодів. Це призводить до збільшення витрат енергії для забезпечення мікроклімату у тваринницькому приміщенні.

Відома система вентиляційних каналів і спосіб мінімізації забруднення повітря усередині і/або навколо споруди для утримання тварин (рис. 1.31) [118] включає засоби прийому відходів, конфігуровані для прийому відходів від і/або через щонайменше частину щонайменше однієї поверхні утримання тварин і має градієнт тиску повітря у напрямку поперек засобів прийому відходів, який створюється різницею між тиском на першому довгому боці і тиском на протилежному другому довгому боці засобу прийому відходів.

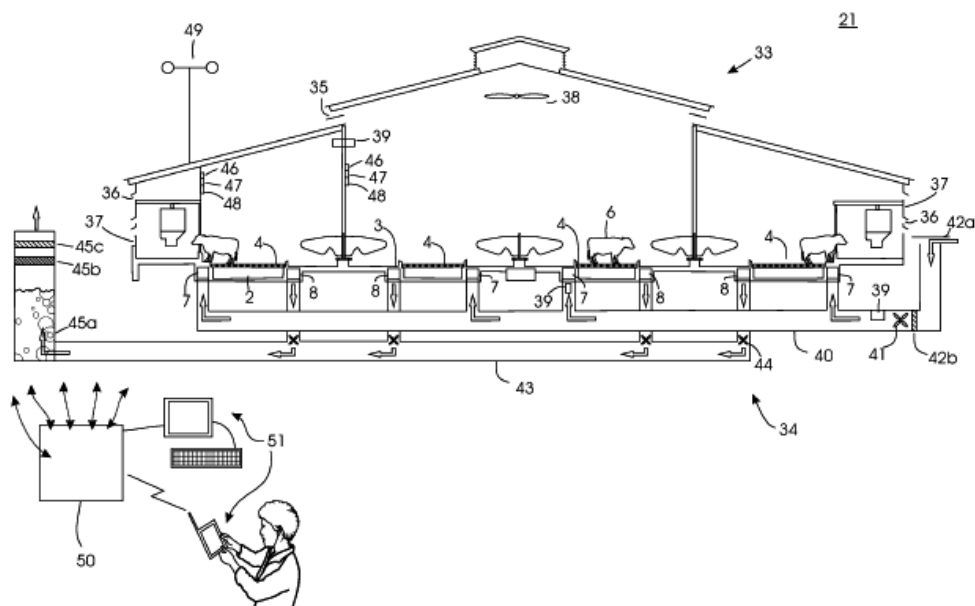


Рисунок 1.31 – Система вентиляційних каналів і спосіб мінімізації забруднення повітря усередині і/або навколо споруди для утримання тварин [104]

Перший канал повітря розташований на першому довгому боці засобу прийому відходів і має перший вхідний кінець і протилежний перший вихідний кінець та щонайменше один вентиляційний отвір для газового з'єднання із

засобом прийому відходів. Другий канал повітря розташований на довгому боці засобу прийому відходів і має другий вхідний кінець і другий вихідний кінець та щонайменше один другий вентиляційний отвір для газового з'єднання із засобом прийому відходів.

До недоліків відомого обладнання слід віднести нераціональне використання теплової енергії утилізованого повітря, яка може бути використана для охолодження припливного повітря у літній період року і нагрівання його у зимовий період. Окрім цього відсутність локального регулювання повітряного потоку не дає змогу створювати індивідуальний мікроклімат для різних груп тварин.

Відома система мікроклімату тваринницького приміщення (рис. 1.32) [119] містить тваринницьке приміщення, яке має стелю та опорні елементи, вентилятори, засоби для розпилення води, систему керування, яка містить модуль керування, чутливі пристрої для вимірювання параметрів повітря у тваринницькому приміщенні, виконані з можливістю передачі даних про виміряні параметри повітря, засіб керування тиском води, з'єднаний із насосним вузлом, джерело живлення.

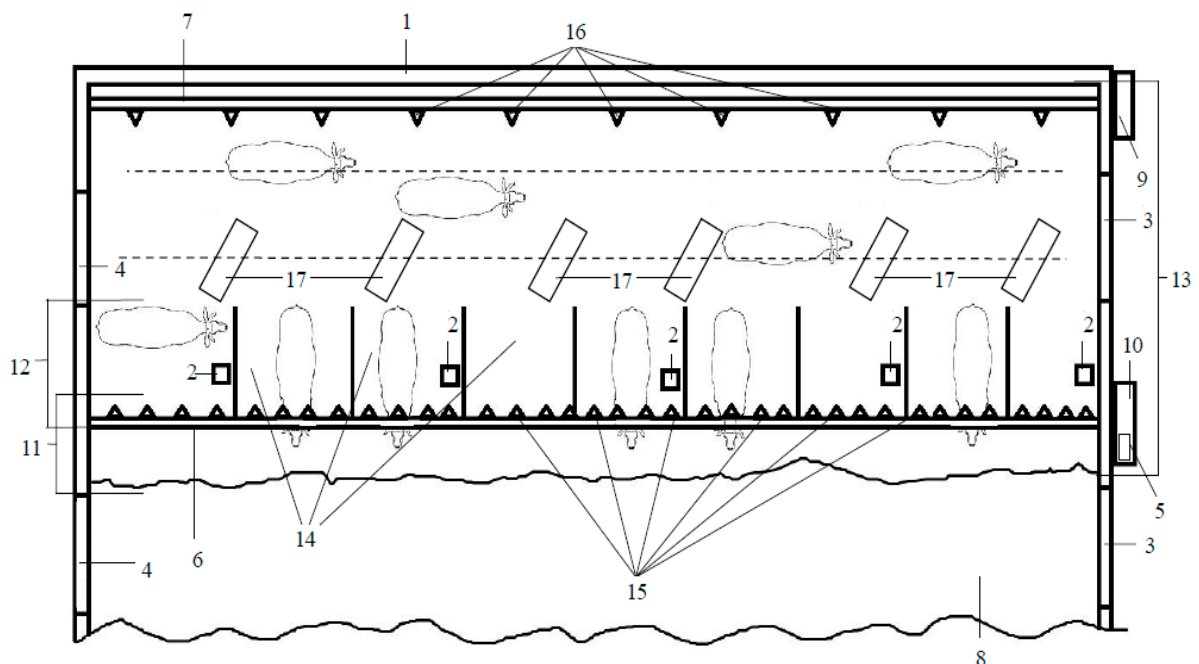


Рисунок 1.32 – Система мікроклімату тваринницького приміщення [105]

Приміщення має щонайменше одну зону для великої рогатої худоби (ВРХ), яка містить зону відпочинку із стійлами та зону кормового столу, щонайменше один прохід вздовж щонайменше однієї зони для ВРХ, та виконане із можливістю впуску повітря із навколишнього середовища та з можливістю випуску повітря у навколишнє середовище. При цьому система мікроклімату містить з'єднаний з насосним вузлом щонайменше один відрізок водогону із засобами для розпилення води, розташований вздовж крайової частини щонайменше однієї зони для ВРХ, яка має зону кормового столу, засоби для розпилення води розташовані на щонайменше одному відрізку водогону на відстані один від одного та встановлені з можливістю розпилення води у бік зони відпочинку.

Зони розпилення засобів для розпилення води не перекривають одна одну, вентилятори розташовані над зоною для ВРХ на відстані від щонайменше одного відрізка водогону із утворенням щонайменше одного повздовжнього відносно зони відпочинку та поперечного стійлам ряду і з можливістю створення єдиного повітряного потоку.

Зазначене обладнання використовується лише для охолодження та зволоження повітря у тваринницькому приміщенні шляхом розпилення води і не може бути використане у зимовий період. Окрім цього використання великої кількості вентиляторів призводить до великих енерговитрат. Цей недолік можна вирішити шляхом застосування альтернативних джерел енергії, наприклад теплової енергії утилізованого повітря та теплової енергії ґрунту.

Відомі установка випарного охолодження повітря (рис. 1.33–1.34) [120] і система енергозберігаючого нагрівання і зволоження будинків із подачею зовнішнього повітря [121] містить, з'єднані між собою систему трубопроводів, випарний блок, що включає сухий робочий канал, сухий продуктивний канал, вологий канал, і вентилятор. Конденсаторний блок, містить конденсатор, вологий канал і сухий канал. Генераторний блок, обладнаний парогенератор, термонасос, ежектор випарного блока, ежектор генераторного блока і бак-накопичувач.

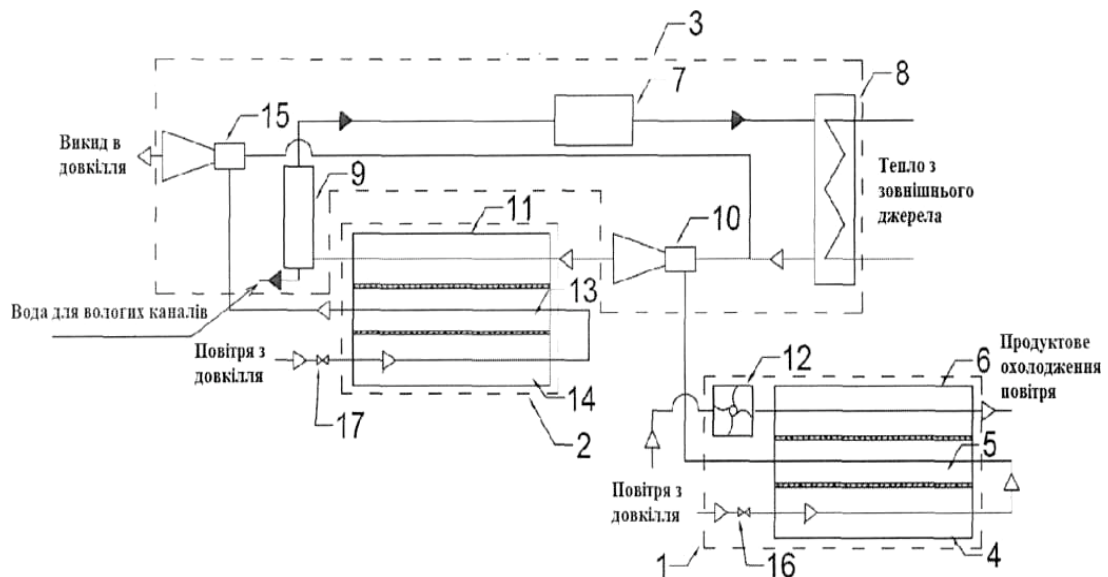


Рисунок 1.33 – Установка випарного охолодження повітря [106]

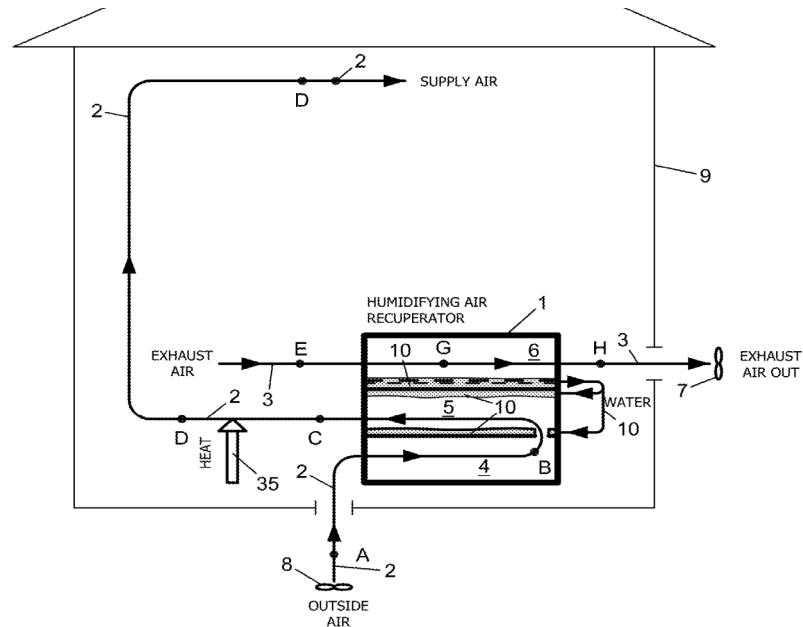


Рисунок 1.34 – Система енергозберігаючого нагрівання і зволоження будинків із подачею зовнішнього повітря [107]

При цьому у випарному блоці сухий робочий канал з'єднаний з вологим каналом, який з'єднаний з камерою змішування ежектора випарного блока, а сухий продуктивний канал з'єднаний з вентилятором. Вихід парогенератора з'єднаний з соплом ежектора випарного блока, а також з соплом ежектора генераторного блока. Дифузор ежектора випарного блока з'єднаний з конденсатором, вихід якого з'єднаний з баком-накопичувачем, який рідинним

трубопроводом з'єднаний із входом термонасоса, вихід якого з'єднаний з входом парогенератора, а в конденсаторному блоці сухий канал з'єднаний з вологим каналом, який з'єднаний з приймальною камерою ежектора конденсаторного блока.

Недоліками такого обладнання є відсутність системи автоматичного регулювання параметрів мікроклімату, недостатній ступінь охолодження і нагрівання повітряного потоку, який можна компенсувати шляхом використання альтернативних джерел енергії. Кожна з цих установок працює виключно для охолодження або нагрівання припливного повітряного потоку, тобто непередбачена система перемикання режимів функціонування. Окрім цього в конструктивно-технологічних схемах даних установок непередбачене автоматичне підкачування води, необхідної для зволоження повітря, та її утилізації.

1.8 Аналіз наукових досліджень систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

Аналізуючи наукові дослідження вентиляції [122–126] приміщень можна зробити висновки щодо чітко сформованих теоретичних положень. У проаналізованих роботах застосовано відомі методи аеродинаміки при рішенні проблемних питань вентиляції. Так, створено фізико-математичні моделі розрахунку втрат тиску у повітропроводах різної конфігурації [127, 128, 129], обґрунтовані параметри рівномірної роздачі і всмоктування повітря повітропроводами з повздовжньою щілиною або з бічними отворами [130], обґрунтовані параметри рівномірної роздачі і всмоктування повітря повітропроводами із змінним поперечним перерізом [131, 132, 133]. Навіть проведені попередні власні дослідження були направлені на розв'язання подібних задач [134–141]. 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. Більш цікавими є дослідження систем тепломасообміну [142-183], що складають основу запропонованої мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень.

Одна з перших концепцій досягнення вищої ефективності за допомогою непрямого випарного охолодження повітря була представлена в 1935 році, коли W. T. Ray [142] опублікував свій патент на систему кондиціонування повітря, де повітря з навколишнього середовища охолоджувалося нижче температури вологого термометра. Це було досягнуто поєднанням прямого та непрямого випарного охолодження. У 1976 році в колишньому СРСР професор Валерій Майсоценко розвинув свої перші ідеї М-циклу, що використовується в регенеративних і протипотокових теплообмінниках [143].

Ідея зниження цільової температури вологого термометра в процесі охолодження шляхом розділення повітря, виробленого непрямым випарним охолоджувачем, була запропонована D. Pescod у 1979 році [144]. У 1981 році I. L. MacLaine-Cross і P. J. Banks [145] запропонували спрощену чисельну модель регенеративного випарного охолодження, яка дозволила знизити температуру, хоча передбачення моделі були на 20 % вищими за експериментальні дані. У 1987 році D. R. Cram та ін. [146] показали, що температура вологого термометра може бути досягнута багатоступінчастим непрямым випаровуванням або за допомогою градирень. У 1989 році W. T. Ray та ін. [142] представили перші детальні моделі трьох типів непрямих випарних охолоджувачів, досягнувши ефективності вологого термометра до 1,30 при N_{TU} від 10 до 15. У 1993 році P. J. Erens і A. A. Dreyer [147] розробили методи точного прогнозування, а у 1994 році R. Navon і H. Arkin [148] дослідили економічний потенціал систем випарного охолодження порівняно зі звичайними кондиціонерами. У 1997 році H. El-Dessouky та ін. [149] удосконалили моделі мокрих градирень, а H. T. Tulsidasani та ін. [150] показали ефективність випарного охолодження в різних кліматичних умовах. У 1998 році N. J. Stoitchkov і G. I. Dimitrov [151] покращили моделі теплообмінників, а J. F. San Jose Alonso та ін. [152] підтвердили їхню ефективність експериментально.

У 2000 році К. А. Joudi і С. М. Mehdi [154] проаналізували систему непрямого/прямого випарного охолодження в типовому іракському домогосподарстві. Об'єктом дослідження став двоповерховий будинок у Багдаді. Чотири різних режими функціонування були проаналізовані та альтернативно використані в умовах зміни навантаження на охолодження. Концепція змінного об'єму повітря (VAV) була використана як стратегія контролю впродовж дня. Результати показали, що непряме охолодження через випаровування призведе до комфортних умов у приміщенні. У 2002 році професор Валерій Майсоценко отримав американські патенти [155] на тепло- та масообмінники на основі М-циклу. Це був початок комерційного розвитку циклу Майсоценка в Сполучених Штатах. У 2003 році С. Song, D. Lee і S. Ro [156] представили теоретичний аналіз ребристого випарного теплообмінника з двовимірною моделлю тепло- і масообміну. У 2004 році Н. El-Dessouky та ін. [157] представили комбінований блок ІЕС/ДЕС в Кувейті, Ірак. Тестування показало, що ефективність охолодження була в діапазоні 0,9-1,05, але непрямий випарний повітряний охолоджувач сприяв лише 20-40% ефекту охолодження. У 2005 році J. C. Kloppers і D. G. Kröger [160] досліджували вплив фактора Люїса на прогнозування продуктивності мокрих градирень. У 2006 році L. Elberling [91] провів експериментальне випробування перехресного потоку М-Cycle НМХ. Мета полягала в оцінці продуктивності Coolerado Cooler для знижок Pacific Gas and Electric Company. У тому ж році М. N. Golubovic і співавтори [161] представили новий метод обчислення співвідношення Люїса. У 2007 році Н. D. М. Hettiarachchi та ін. [163] досліджували вплив поздовжньої теплопровідності в стінці теплообмінника. У 2008 році L. Gillan [81] представив дослідження М-Cycle для Coolerado Corporation для комерційних цілей. Х. Zhao та ін. [165] проаналізували регенеративний тепломасообмінник М-циклу чисельними методами. У 2009 році Х. Zhao та ін. [167] досліджували можливість створення нової системи випарного охолодження для кондиціонування повітря в Китаї. G. Heidarinejad та ін. [168] досліджували ефективність двоступеневої системи охолодження. Е. Kozubal і S. Slayzak [169]

випробували гібридну систему Coolerado, яка поєднувала непрямий випарний охолоджувач із компресійним охолоджувачем.

Друге десятиліття XXI століття принесло багато досягнень у розробці систем непрямого випарного охолодження повітря. У 2010 році G. Heidarinejad та ін. [170] представили гібридну систему охолодження в Тегерані. М. F. Farahani, G. Heidarinejad і S. Delfani [171] представили нову систему з нічним радіаційним охолодженням та двоступеневим випарним охолодженням. В. Riangvilaikul і S. Kumar [172, 173] представили дослідження регенеративного M-Cycle. А. Hasan [89] проаналізував чотири типи конфігурацій охолоджувачів. Y. Jiang і X. Xie [88] розробили новий непрямий випарний холодильник. С. Zhan та ін. [175] провели чисельне дослідження циклу Майсоценка для кондиціонера ISAW TAC-150. D. Zube і L. Gillan [170] досліджували теплообмінник за допомогою експериментальних методів. Н. Caliskan та ін. [184] представили енергетичний та ексергетичний аналіз M-Cycle. В іншій роботі [185] було представлено термодинамічний аналіз системи зберігання теплоти будівель. Результати показали, що необхідну потужність, яку потребує будівля, можна отримати за допомогою термохімічних або розумних підтримуваних систем. V. Khalajzadeh та ін. [186] проаналізували систему ґрунтового теплообмінника. W. M. Worek та ін. [187] досліджували використання M-Cycle в системі осушувача. У 2013 році R. Boukhanouf та ін. [188, 189] представили модель для жаркого та сухого клімату. У тому ж році L. Bellemo та ін. [190] проаналізовано адсорбційну систему охолодження з регенеративним повітряним охолоджувачем непрямого випаровування. Система включала колесо осушувача, повітряні охолоджувачі випаровування точки роси, блок рекуперації теплоти та джерело тепла. Емпірична модель була побудована на основі поліноміальних підгонок до даних виробника. Модель підтверджено даними виробника. Моделі дозволяють розрахувати усталений режим функціонування системи. Інший аналіз осушувача - повітряного охолоджувача непрямого випаровування виконали J. Woods і E. Kozubal [191]. Інше дослідження, проведене в 2013 році, було проведено J. Lee та ін. [192]. Вони досліджували метод підвищення компактності регенеративного

випарного охолоджувача: три різні конфігурації, тобто тип плоскої пластини, тип гофрованої пластини та тип ребристого каналу досліджуються та порівнюються, щоб знайти найбільш компактну конфігурацію.

Дослідження 2014 року виявили нові можливості для підвищення ефективності випарного охолодження повітря. Х. Cui та ін. [193] розробили спрощену модель для теплообмінників непрямого випаровування. М. Jradi і S. B. Riffat [194] досліджували модифікований повітряний охолоджувач з поперечним потоком на основі М-циклу. Е. D. Rogdakis та ін. [195] досліджували М-цикл в Греції. S. A. El-Agouz і A. E. Kabeel [196] проаналізували ефективність осушувальної системи кондиціонування за допомогою геотермальної енергії. L. C. Sosa і G. Gómez-Azpeitia [197] представили польове дослідження повітроохолоджувачів непрямого випаровування. W. Z. Gao та ін. [198] експериментально проаналізували інтегровану систему непрямого випарного охолодження.

У 2015 році дослідження показали великий потенціал таких систем. Н. Montazeri та ін. [199] змодельовали вплив параметрів на ефективність випарного охолодження. D. Q. Zenga та ін. [200] досліджували сонячну гібридну систему охолодження та нагріву. Е. G. Cruz і E. Krüger [201] проаналізували пасивне непряме охолодження в Бразилії. G. Heidarinejad і S. Moshari [202] представили нову модель комбінованої системи охолодження. Х. Cui та ін. [203] провели аналіз продуктивності теплообмінника в жаркому кліматі. Н. Н. Balyani та ін. [204] представили аналіз стратегії охолодження для малих будинків в різних кліматичних умовах.

Зазначені дослідження показують, що тепло- та масообмінник на основі М-циклу має найвищий потенціал застосування в сучасних системах кондиціонування повітря завдяки своїй високій ефективності та габаритів, які характерні 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 ефективного функціонування.

1.9 Висновки до розділу. Мета і задачі досліджень

1. За результатами аналізу сучасних технологій утримання свиней в світі і Україні встановлено, що найбільш перспективною 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.

2. За результатами аналізу параметрів мікроклімату в свинарських приміщеннях та їх впливу на здоров'я свиней, їх відтворювальні функції та прирости 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.

3. 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 більш простою в експлуатації, обслуговуванні і споживає менше енергії, ніж інші системи примусової вентиляції. Однак має проблеми, пов'язані із забезпеченням локального мікроклімату в зоні перебування тварин.

4. 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. Найбільш енергетично ефективними є утилізатори теплоти витяжного повітря з рекуперативним теплообмінником і системи непрямого випарного охолодження на основі термодинамічного циклу Майсоценка (М-цикл).

5. Аналіз технічних засобів отримання 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 не достатньо висвітлені їх оптимальні параметри, розташування та межі енергетичної ефективності.

6. 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.

7. 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 розміру, який подібний до типових теплообмінників, що використовуються в установках обробки повітря. Тому стає важливим науковий аналіз циклу Майсоценка для систем кондиціонування повітря, щоб підвищити його ефективність, оптимізувати обладнання і знайти відповідні кліматичні умови для його ефективного функціонування в свинарських приміщеннях.

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:

- провести аналіз сучасних систем забезпечення мікроклімату свинарських приміщень та на основі виробничих умов визначити ефективність цих систем з використанням експериментально-чисельних методів досліджень;
- розробити конструктивно-технологічну схему адаптивної мехатронної системи енергозберігаючих технічних засобів для забезпечення мікроклімату свинарських приміщень;
- виконати аналітичні дослідження автоматичної системи видалення забрудненого повітря в свинарнику та розробити методику й алгоритм її функціонування;
- встановити емпіричні залежності процесу функціонування системи видалення забрудненого повітря з свинарських приміщень та обґрунтувати її раціональні конструктивно-режимні параметри;
- виконати аналітичні дослідження автоматичної системи нагнітання чистого повітря в свинарнику і розробити методику та алгоритм її розрахунку;
- встановити емпіричні залежності процесу функціонування системи нагнітання чистого повітря і обґрунтувати її раціональні конструктивно-режимні параметри;
- провести аналітичні дослідження повітряного теплообмінника побічно-випарного типу і обґрунтувати його раціональні конструктивні параметри;
- виконати чисельне моделювання та експериментальні дослідження процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу та отримати характерні закономірності його функціонування;
- виконати аналітичні дослідження вертикальних ґрунтових теплообмінників і обґрунтувати їх раціональні конструктивні-технологічні параметри;

– виконати чисельне моделювання та експериментальні дослідження процесу тепломасообміну у вертикальних ґрунтових теплообмінниках та отримати характерні закономірності його функціонування;

– 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.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [205].

РОЗДІЛ 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ В СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ

2.1 Постановка задачі

Якість повітря та якість мікроклімату у свинарнику можна охарактеризувати концентрацією забруднень (наприклад, аміаку, пилу та бактерій), а також температурою, вологістю та швидкістю повітря в зоні перебування тварин, оскільки високі концентрації забруднюючих речовин та високі температури негативно впливають на здоров'я тварин і продуктивність. Занадто низькі температури повітря або високі швидкості повітря в зоні перебування тварин також суттєво впливають на здоров'я тварин, їх поведінку та продуктивність, особливо для відлучених поросят.

Повітря в свинарнику містить забруднювачі, вологу та тепло, що виділяються тваринами, кормом, поверхнею підлоги та гною. Через вентиляцію видаляється забруднене повітря, волога і тепло. Система вентиляції забезпечує розподіл свіжого повітря в будівлі. Потрібно добре розуміти ефективність, з якою різні вентиляційні системи видаляють забруднення та тепло. Підвищення ефективності вентиляції є важливою стратегією для зниження концентрації забруднюючих речовин у приміщеннях для тварин [206].

Дослідження, які представлені, базуються на результатах практичних вимірюваннях при експериментальних дослідженнях і чисельного моделювання. Отримані уявлення про схеми повітряного потоку в зоні перебування тварин для трьох систем вентиляції, які зазвичай використовуються в приміщеннях для утримання свиней дадуть змогу визначити їх ефективність і позбавити їх від недоліків. Вимірювання якості повітря (вмісту CO₂, температури, швидкості і вологості повітря) в зоні перебування тварин кожної системи вентиляції проводили для поросят на дорошуванні у виробничих умовах.

2.2 Методика експериментальних досліджень систем забезпечення мікроклімату

Ефективність видалення забруднень із зони перебування тварин виражається ефективністю видалення забруднень (ξ) [207]. Значення ξ визначається локальними вимірюваннями концентрацій (газоподібних) забруднюючих речовин, що викидаються у свинарнику. Значення ξ у довільній точці p у момент t для будь-якого забруднення визначається як:

$$\xi_{x,p,t} = \frac{C_{x,e,t} - C_{x,i,t}}{C_{x,p,t} - C_{x,i,t}}, \quad (2.1)$$

де $\xi_{x,p,t}$ – ефективність видалення забруднень у точці p у момент часу t для забруднення x ;

$C_{x,e,t}$ – концентрація забруднювача x у вихідному повітрі в момент часу t (мг/м³);

$C_{x,p,t}$ – концентрація забруднювача x у точці p в момент часу t (мг/м³);

$C_{x,i,t}$ – концентрація забруднювача x у вхідному повітрі в момент t (мг/м³).

Ефективність відведення теплоти від зони перебування тварин аналогічно може бути виражена через ефективність відведення теплоти (ζ). Рівняння (2.1) також можна використовувати для розрахунку ζ шляхом заміни локальних концентрацій на локальні значення температури.

Ефективність видалення забруднень і теплоти будуть дорівнювати одиниці в ідеально змішаному повітряному просторі. У приміщенні з ідеальним ламінарним потоком від входу до виходу та однорідно розподіленими джерелами забруднень і теплоти значення ефективності видалення забруднень і теплоти зменшуються від нескінченної кількості на вході до одиниці на виході.

Однак на практиці жодна вентиляційна система не є ідеальним ламінарним потоком або ідеальним змішуванням. Усі вентилязовані повітряні простори демонструють градієнти температури, вологості, забруднювачів і

пилу через схеми повітряного потоку та різні місця розташування джерел забруднювачів, що призводить до значень ефективності видалення забруднень і теплоти вище або нижче одиниці. Значення ξ вище одиниці вказують що свіже повітря спочатку потрапляє в зону перебування тварин, а потім проходить через джерела забруднювачів на шляху до виходу, що має вказувати на ефективне витіснення повітря в зону перебування тварин. Значення ξ нижче одиниці вказують на те, що концентрація забруднювача в зоні перебування тварин перевищує концентрацію забруднювача у вихідному повітрі. Ці нижчі значення можуть мати місце, коли частина свіжого повітря видаляється з приміщення, не викликаючи зміщення повітря в зоні перебування тварин, або коли довільна точка p знаходиться поблизу джерела забруднення. Низькі значення ξ вказують на високий рівень забруднюючих речовин, які неефективно видаляються з зони перебування тварин.

Дослідження зосереджені на визначені ефективності видалення забруднень і теплоти видаляються в зоні перебування тварин. Ефективне видалення забруднювачів із зони перебування тварин ($\xi > 1$) є бажаним за низьких показників вентиляції, щоб сприяти гарній якості повітря в зоні перебування тварин та економії енергії для опалення, оскільки потрібно менше вентиляційного повітря. Ефективне відведення теплоти від зони перебування тварин ($\zeta > 1$) є бажаним при високій швидкості вентиляції, коли вентиляція в основному призначена для контролю температури в зоні перебування тварин.

У трьох зайнятих приміщеннях свиней на дорощуванні було проведено вимірювання вмісту CO_2 і температури для визначення значень ξ і ζ . Експериментальні дослідження проводилися у виробничих умовах на свинофермах ФГ «Літагор» (Україна, Вінницька обл., Козятинський р-н, с. Миколаївка), ТОВ «Субекон» (Україна, Вінницька обл., Тиврівський р-н, смт Сутиски), ПСП «Агрофірма Нападівська» (Україна, Вінницька обл., Вінницький р-н, с. Нападівка).

Свинарники побудовані за класичними проектами і мали майже однакові теплоізоляційні властивості. Внутрішня висота стін приміщень становила 2,20–

2,40 м, найвища точка стелі знаходилась на висоті 4,00–4,20 м. План і поперечний розріз трьох приміщень показані на рис. 2.1–2.3. На рис. 2.1–2.3 також відмічені точки відбору проб. Приміщення узагальнюють три найбільш поширених систем вентиляції.

Варіант 1 (ФГ «Літагор») – системи вентиляції підлогового каналу (рис. 2.1). В приміщенні розміщені 16 груп по 25–30 поросят на дорощуванні. Площа підлоги становила $1,08 \pm 0,01 \text{ м}^2/\text{голову}$, з яких $92,8 \pm 0,1 \%$ є решітчастою, а $7,2 \pm 0,1 \%$ – суцільною. Загони були $5,00 \pm 0,01 \text{ м} \times 6,50 \pm 0,01 \text{ м}$. Опалення забезпечувалося теплообмінниками з гарячою водою біля зовнішньої стіни у приміщеннях. Вентиляційне повітря проходить по підлоговому каналу крізь 9 підлогових отворів ($0,30 \pm 0,01 \text{ м} \times 0,30 \pm 0,01 \text{ м}$), а потім до двох витяжних шахт ($\varnothing 0,60 \pm 0,01 \text{ м}$), які розміщені в центрі приміщення в стелі. Витрати повітря у витяжних шахтах коливаються від $3,5 \pm 0,1$ до $27 \pm 0,1 \text{ м}^3/\text{год}$ на тварину. Середня швидкість потоку повітря в каналі коливалася від $0,12 \text{ м/с}$ до $1,13 \text{ м/с}$. Для охолодження в літній період року використовуються форсунки зрошування, які розміщені у підлогових припливних каналах, що забезпечують дрібнодисперсну подачу води продуктивністю 10–14 кг/год.

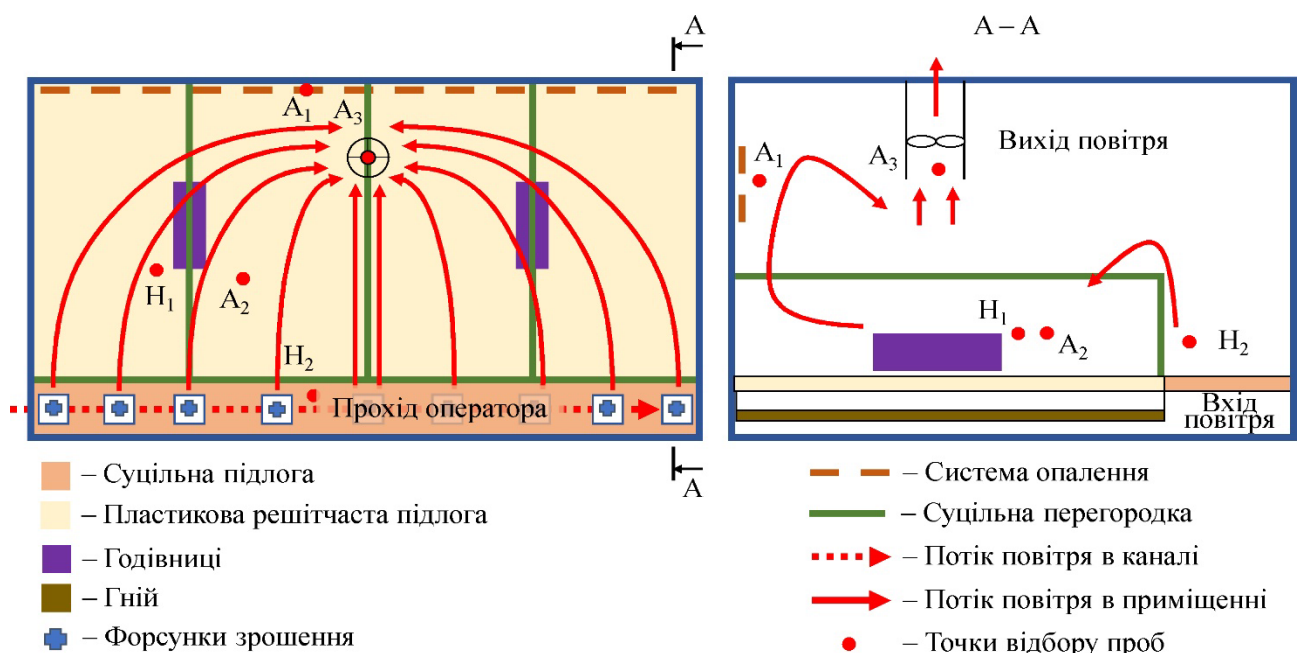


Рисунок 2.1 – Схема системи вентиляції підлогового каналу (варіант 1)

У конструкції передбачено, що свіже повітря проходить з низькою швидкістю через вхідний отвір і заповнювати прохід оператора. Звідти повітря перетікає через передню частину загону через перегородку загону (висота $1,10 \pm 0,01$ м) до тварин. В загоні повітря буде надходити до середньої частини загону, надаючи свіже повітря в зону перебування тварин і видаляючи забруднення з неї. В основі процесу вентиляції лежить витіснення та перемішування повітря.

Варіант 2 (ПСП «Агрофірма Нападівська») – стельова система вентиляції (рис. 2.2). В приміщенні розміщені 16 груп по 20–22 поросят на дорощуванні. Площа підлоги становила $0,90 \pm 0,01$ м²/голову, з яких $50,0 \pm 0,1$ % була решітчаста, а $50,0 \pm 0,1$ % – суцільна. Загони 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. Вентиляційне 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 зрошування, які розміщені у стінових припливних каналах, що забезпечують дрібнодисперсну подачу води продуктивністю 14–18 кг/год.

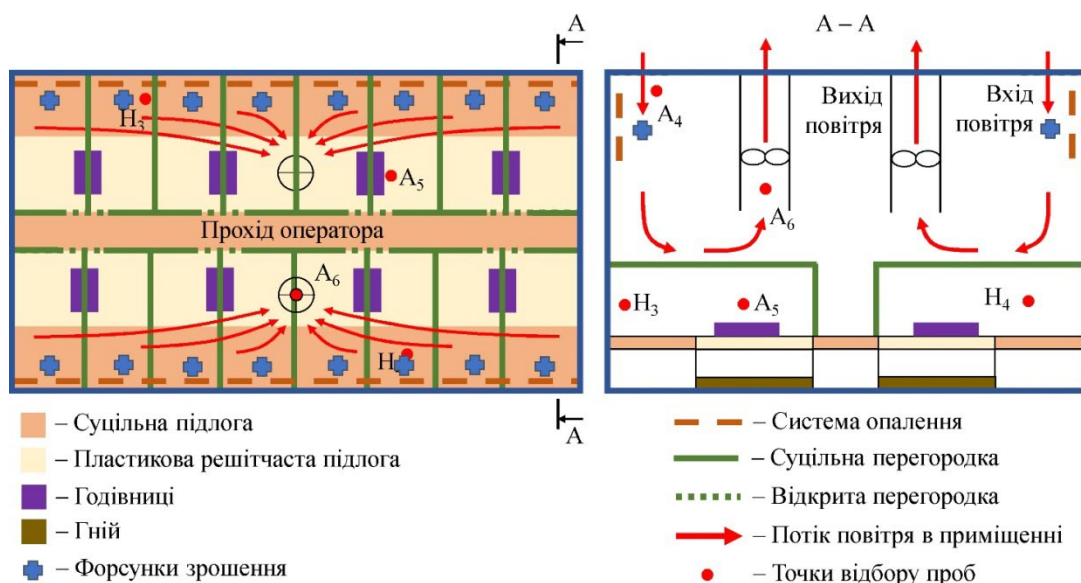


Рисунок 2.2 – Схема стельової системи вентиляції (варіант 2)

Варіант 3 (ТОВ «Субекон») – система вентиляції через стінові канали (рис. 2.3). В приміщенні розміщені 8 груп по 24–26 поросят на дорощуванні (200 голів). Площа підлоги становила $1,08 \pm 0,01 \text{ м}^2/\text{голова}$, з яких $94,3 \pm 0,1 \%$ була решітчаста, а $5,7 \pm 0,1 \%$ – суцільна. Загони мали розміри $4,5 \pm 0,01 \text{ м} \times 5,5 \pm 0,01 \text{ м}$. Опалення забезпечувалося теплообмінниками з гарячою водою біля зовнішньої стіни у приміщеннях. Вентиляційне повітря проходить крізь 12 стінових припливних каналів ($0,35 \pm 0,01 \text{ м} \times 1,00 \pm 0,01 \text{ м}$), 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 використовуються форсунки зрошування, які розміщені у стінових припливних каналах, що забезпечують дрібнодисперсну подачу води продуктивністю 14–18 кг/год.

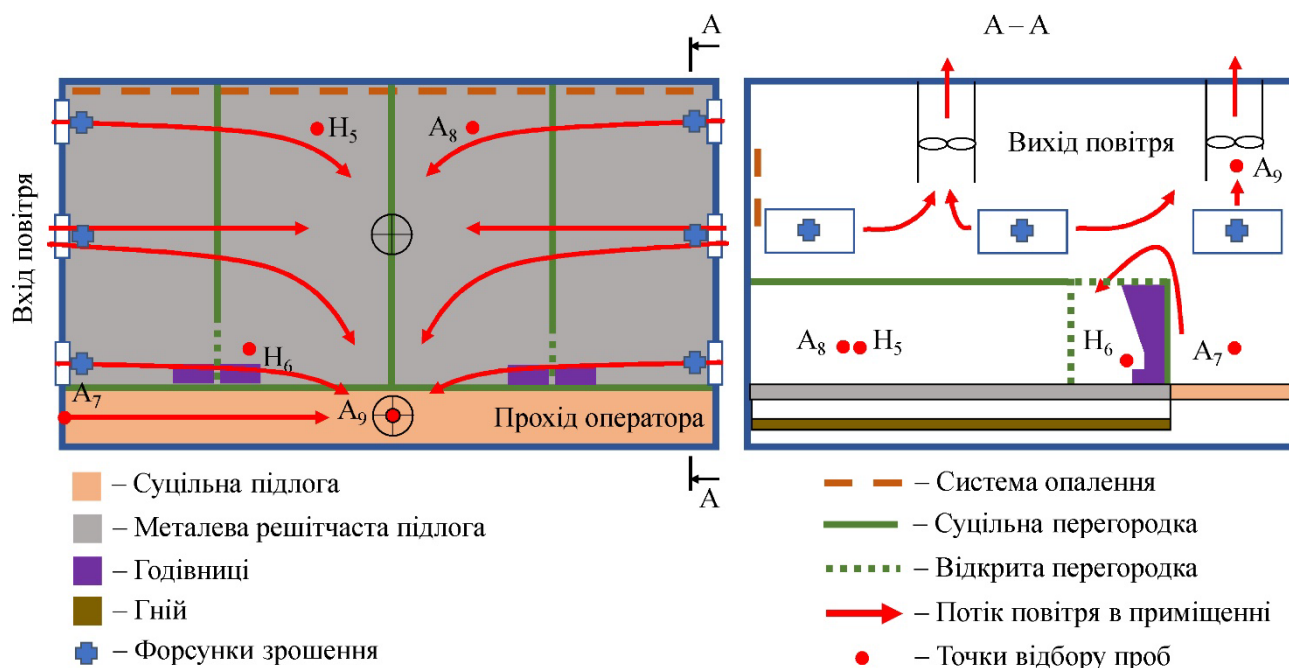


Рисунок 2.3 – Схема приміщення із системою вентиляції через стінові канали (варіант 3)

Фото з виробничих умов проведення досліджень трьох варіантів систем вентиляції свинарських приміщень представлено на рис. 2.4–2.6.

Контроль інтенсивності вентиляції та опалення у всіх трьох приміщень базувався на виміряній внутрішній температурі та налаштуваннях клімат-контролера взимку і влітку. Налаштування клімату було скопійовано з рекомендованих на практиці для різних систем вентиляції та наведено в таблиці 2.1 для зимового періоду і таблиці 2.2 для літнього періоду.

Таблиця 2.1 – Налаштування клімату в приміщеннях в зимовий період року (грудень–лютий)

Система вентиляції	День	Опалення	Задане значення вентиляції (°C)	Вентиляція на одну тварину (м³/год)	
				Мін.	Макс.
Варіант 1 – системи вентиляції підлогового каналу	1–14	Увімкнено ¹	20	3	12
	15–28	Увімкнено ¹	21	4	15
	29–42	Вимкнено	22	6	18
	43–56	Вимкнено	10	9	25
Варіант 2 – стельова система вентиляції	1–14	Увімкнено ¹	18	4	13
	15–28	Увімкнено ¹	19	5	16
	29–42	Вимкнено	20	7	25
	43–56	Вимкнено	19	11	35
Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали	1–14	Увімкнено ¹	20	3	12
	15–28	Увімкнено ¹	23	4	15
	29–42	Вимкнено	18	6	18
	43–56	Вимкнено	19	9	25

¹ Температура води в системі опалені – 40-45 °C.

Поросят відлучають з 20–21 денного віку і переводять у групові станки для дорощування до 77–78 денного віку, а саме до переведення в групу відгодівельного або ремонтного молодняку (по досягненню маси 38 кг). Тому загальний термін перебування поросят на дорощуванні складає в середньому 56–57 днів.

У перший день після відлучення поросят поміщали в приміщення, температура якого складала 23–25 °C. Для зимового періоду (починаючи з лютого) температуру в приміщенні підігрівали за допомогою системи опалення, в літній період року – за допомогою системи зрошування повітря.

Таблиця 2.2 – Налаштування мікроклімату в приміщеннях в літній період року (червень–серпень)

Вентиляція система	День	Охолодження	Задане значення вентиляції (°C)	Вентиляція на одну тварину (м³/год)	
				Мін.	Макс.
Варіант 1 – системи вентиляції підлогового каналу	1–14	Увімкнено ¹	24	3	12
	15–28	Увімкнено ¹	25	4	15
	29–42	Вимкнено	24	6	18
	43–56	Вимкнено	22	9	25
Варіант 2 – стельова система вентиляції	1–14	Вимкнено	25	4	13
	15–28	Увімкнено ¹	26	5	16
	29–42	Увімкнено ¹	27	7	25
	43–56	Увімкнено ¹	26	11	35
Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали	1–14	Вимкнено	27	3	12
	15–28	Увімкнено ¹	24	4	15
	29–42	Увімкнено ¹	24	6	18
	43–56	Увімкнено ¹	25	9	25

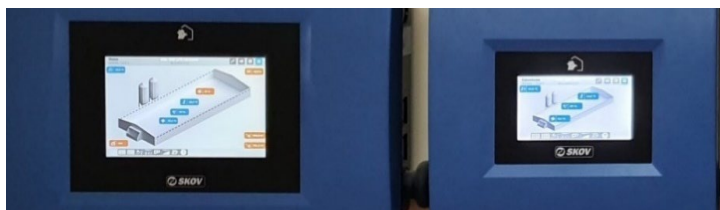
¹ Витрати води з кожної форсунки зрошування – 14–18 кг/год



Загальний вигляд приміщення для утримання свиней



Теплообмінник



Система керування системи опалення

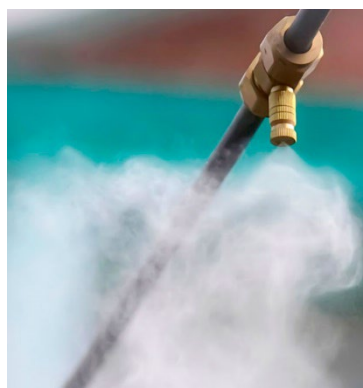
Рисунок 2.4 – Система вентиляції підлогового каналу свинарських приміщень у виробничих умовах (варіант 1)



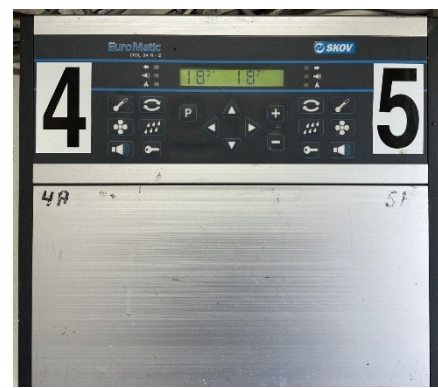
Загальний вигляд приміщення для утримання свиней



Теплообмінник



Форсунки
зрошування



Система керування
системи опалення

Рисунок 2.5 – Стельова система свинарських приміщень
у виробничих умовах (варіант 2)

У кожному приміщенні було розташовано п'ять точок відбору проб, три з яких – в зоні перебування тварин (див. рис. 2.1–2.3).

Міркування щодо визначення розташування цих точок відбору проб в зоні перебування тварин були наступними: наявність точки відбору проб може не впливати на поведінку тварин у груповому станку; очікуються відмінності в

концентрації CO₂ або температури в межах зоні перебування тварин, то точки відбору проб повинні бути розподілені таким чином, щоб це можна було виміряти; принаймні одна з точок відбору проб має бути розташована в зоні очікуваного відпочинку тварин; розташування точок відбору проб має бути практичним для власника господарства.



Загальний вигляд приміщення для утримання свиней



Теплообмінник



Форсунки зрошування



Система керування
системи опалення

Рисунок 2.6 – Система вентиляції через стінові канали
свинарських приміщень у виробничих умовах (варіант 3)

Три точки відбору проб в приміщення були підключені до системи TM-32/H-5T (Укрреле, Україна) та Arduino Nano (Arduino Software) для вимірювання концентрації CO₂ і температури, використовуючи відповідно датчик вмісту вуглецевого газу SEN0159 (SEN0159, КНР), точність – $\pm 5\%$ і датчик температури DS18B20 (Dallas Semiconductor, США), точність – $\pm 0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 2.7).



Рисунок 2.7 – Схема підключення датчиків

Дані записувалися послідовно кожну годину на персональний комп'ютер з використанням програмного забезпечення компанії «Укрреле» (Україна). Ці точки відбору проб були розташовані на вході повітря, у випуску повітря та в зоні перебування тварин приблизно на $0,20 \pm 0,03$ м над підлогою та позначені літерою «А» на рис. 2.1–2.3.

Ще дві точки відбору проб в зоні перебування тварин були підключені до ручної вимірювальної системи мультигазовий детектор WALCOM MGD-04 (КНР), точність $\pm 5\%$, для вимірювання концентрації CO₂, яка реєструвалася один раз на день впродовж першого тижня партії та тричі на тиждень пізніше (по черзі вранці та вдень) (рис. 2.8, а). Ці точки відбору проб були розташовані приблизно на $0,20 \pm 0,03$ м над підлогою та позначені літерою «Н» на рис. 2.1–2.3. Окрім цього один раз при найвищих і найнижчих температурах навколишнього середовища проводились фотографування приміщень свинарника тепловізором FLIR T200 (Teledyne FLIR, США) для визначення градієнту розподілу температури (рис. 2.8, б).



Рисунок 2.8 – Мультигазовий детектор WALCOM MGD-04 (а), тепловізор FLIR T200 (б) і анемометр Benetech GM8903 (в)

З автоматичних і ручних точок відбору проб відбирали зразки повітря та транспортували через систему тефлонових труб до датчика CO_2 за межами приміщень таким чином, щоб поведінка тварин і характеристики повітряного потоку не впливали. Термопари та система тефлонових труб були захищені від тварин перфорованими залізними трубами. У вентиляційній витяжній шахті безперервно вимірювали інтенсивність вентиляції з використанням анемометра Benetech GM8903 (КНР) (рис. 2.8, в). Лежачу поведінку тварин реєстрували один раз на тиждень за середньою кількістю поросят, які лежали в межах кола діаметром 1 м навколо кожної точки відбору проб.

Порода поросят – трипорідний гібрид генетики РІС ($F1 \times \text{РІС } 337$).

Всі дані були зібрані в період грудень–березень і червень–серпень 2022-2023 рр. Щодня світло в приміщеннях горіло з 7:00 до 16:00.

Територія України перебуває в помірному кліматичному поясі в області помірно континентального клімату [208], який характеризується жарким літом і холодною зимою. Аналіз зміни температури повітря і вологості в навколишньому середовищі Вінницької області (рис. 2.9) дає змогу визначити тривалість літнього і зимнього періодів 2022 р. [209].

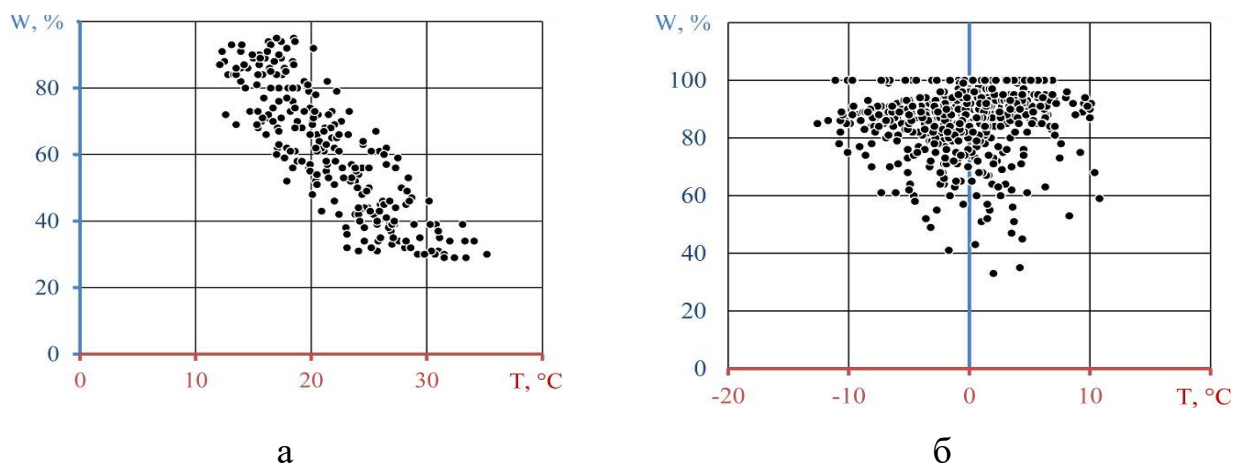


Рисунок 2.10 – Залежності між температурою повітря та вологістю навколишнього середовища в літній (а) і зимовий (б) періоди року Вінницької області (2022 р.)

З рис. 2.9 та більш розширених даних [209] видно, що температура і вологість досить суттєво коливаються впродовж доби. При цьому між температурою і вологістю є певна залежність, яку можна представити на рис. 2.10. Однак чітко вона проявляється лине в літній період року (з червня по серпень), в зимовий період року спостерігає високе значення вологості від 80 до 100 %.

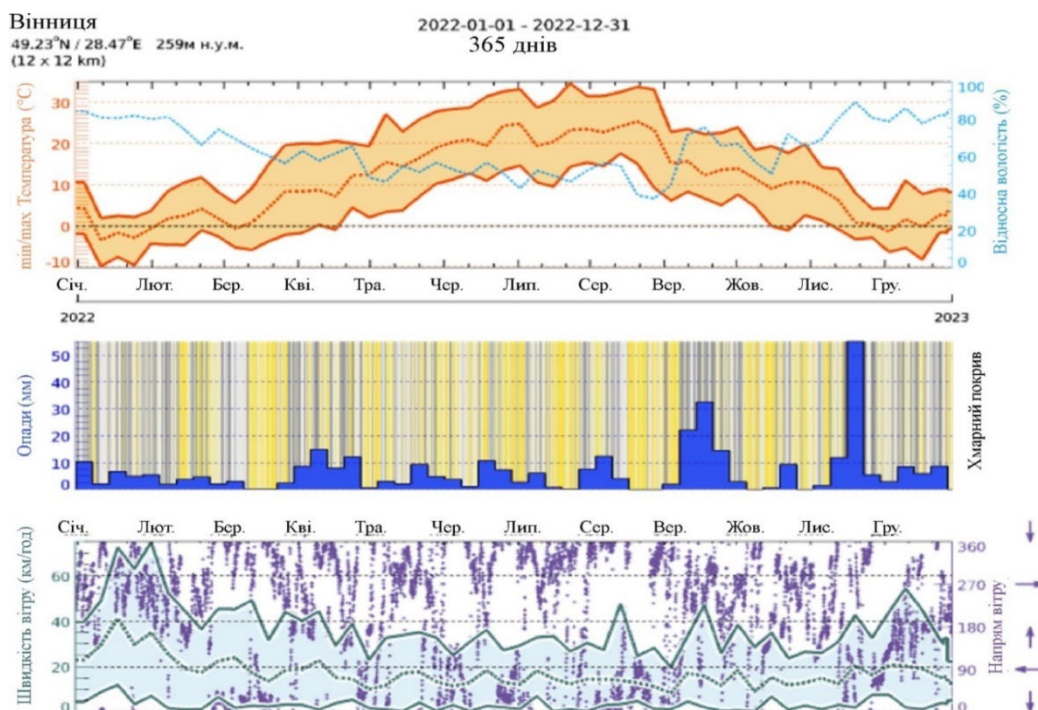


Рисунок 2.9 – Динаміка зміни температури повітря, вологості та інших параметрів навколишнього середовища м. Вінниця (2022 р.) [209]

Враховуючи необхідність постійного повітрообміну між свинарським приміщенням і навколишнім середовищем, вимогами до показників мікроклімату для різних статевовікових груп очевидно виникає необхідність в зимовий період року підвищувати температури навколишнього середовища, яка потрапляє до приміщення, а в літній навпаки охолоджувати.

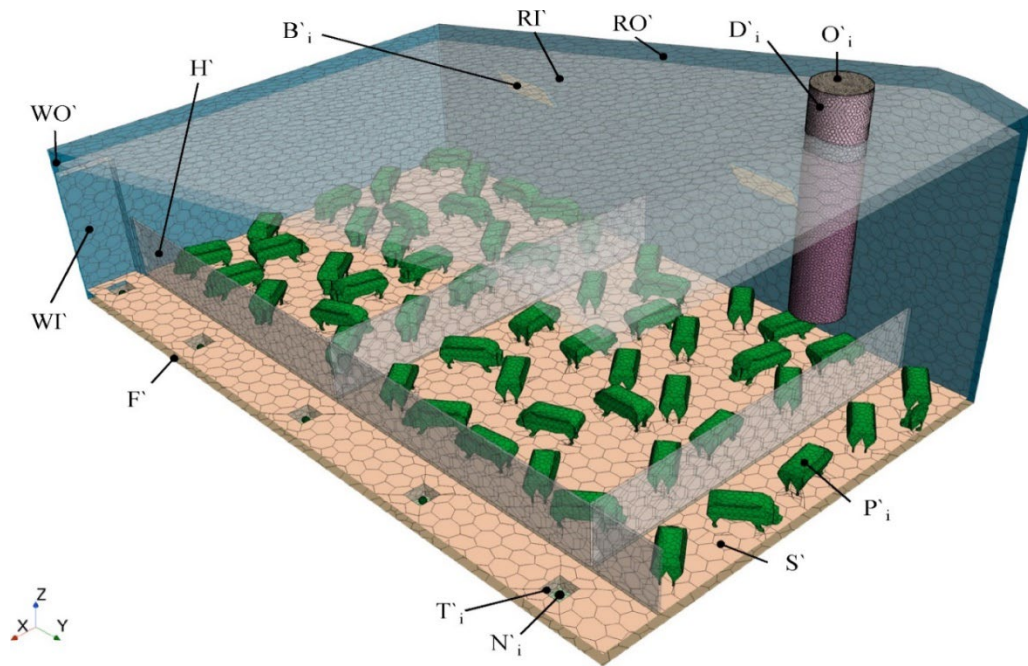
Окрім цього в зв'язку із високим значенням вологості повітря (від 80 до 100 %) в навколишньому середовищі в зимовий період року необхідно його осушати під час руху його до приміщення. А в літній період року при високих температурах повітря (більше 30 °C) навпаки зволожувати припливне повітря.

2.3 Методика чисельного моделювання систем забезпечення мікроклімату

Чисельне моделювання процесів тепломасопереносу при вентиляції приміщень свинарника у зимовий та літній періоди часу будемо проводити з використанням програмного пакету Simcenter Star-CCM+ із врахуванням результатів експериментальних спостережень у виробничих умовах.

Для кожного варіанту систем забезпечення мікроклімату (рис. 2.1–2.3) побудовані відповідні 3D-моделі областей, де переміщуються теплові та повітряні потоки. Для створення сіткових моделей застосовано генератор багатограних комірок і генератор поверхневої сітки. Базовим розміром комірки обрано 1 м. Для елементів конструкції, розмір яких менше 0,1 м базовий розмір комірки зменшений до 4 % і складає 0,04 м. А для елементів конструкції, розмір яких менше 0,02 м базовий розмір комірки зменшений до 1 % і складає 0,01 м. Опис елементів, геометричні розміри і згенеровані сітки приміщень для свиней у трьох виконаннях наведені на рис. 2.11–2.13.

При побудові фізичних моделей повітряної області застосовано: тривимірне моделювання, багатокомпонентний не реагуючий 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.



T'_i – припливні клапани; N'_i – форсунки зрошування; H' – огороження станка;
 D'_i – витяжні шахти; O'_i – вихідні отвори для повітря; RO' – дах; RI' – стеія;
 B'_i – теплообмінники системи опалення; WO' – зовнішня поверхня стіни;
 WI' – внутрішня поверхня стіни; F' – фундамент; S' – решітчаста підлога;
 P'_i – шкірний покрив свиней

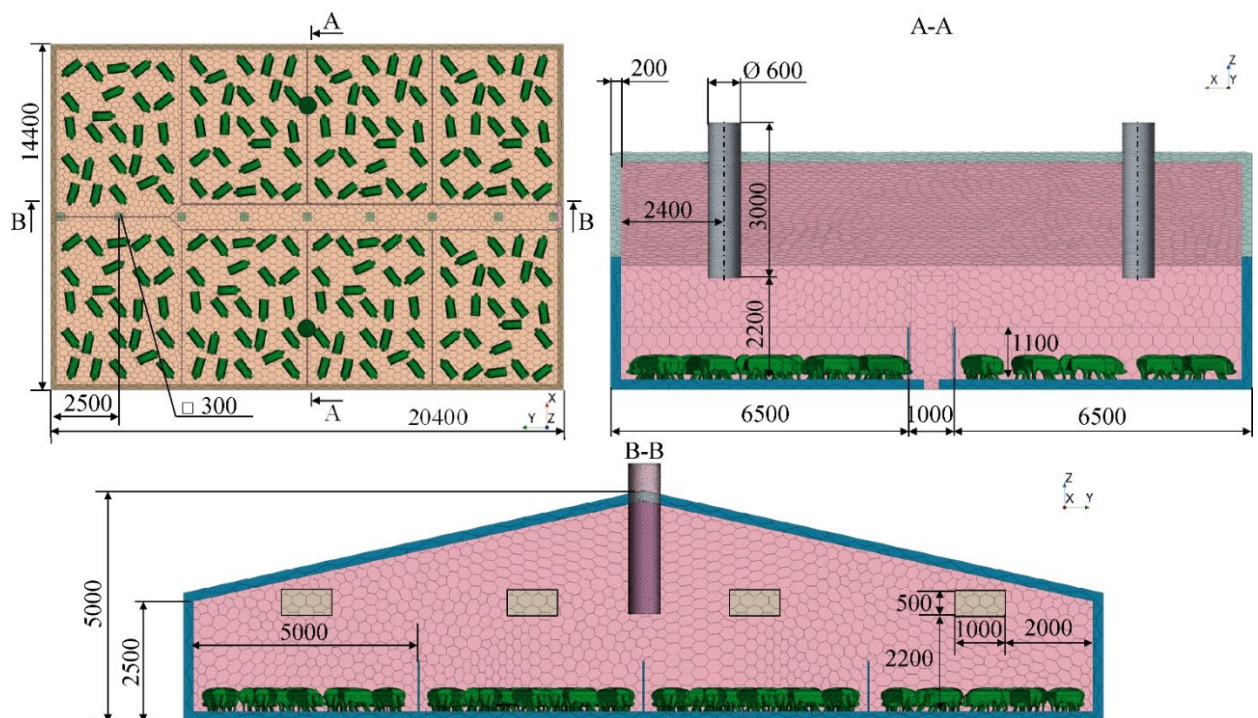
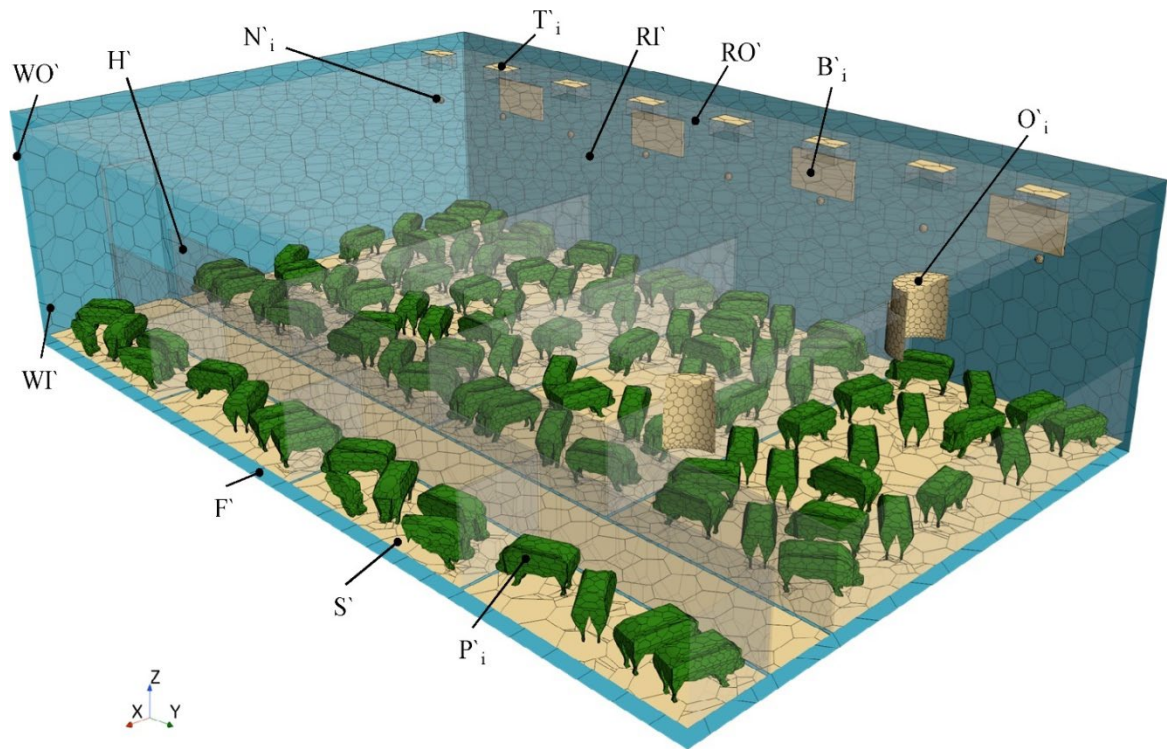


Рисунок 2.11 – Сіткова модель приміщення для утримання свиней
 із підлоговою системою вентиляції (варіант 1)



T'_i – припливні клапани; N'_i – форсунки зрошування; H' – огороження станка;
 D'_i – витяжні шахти; O'_i – вихідні отвори для повітря; RO' – дах;
 RI' – стеля; B'_i – теплообмінники системи опалення; WO' – зовнішня
поверхня стіни; WI' – внутрішня поверхня стіни; F' – фундамент;
 S' – решітчаста підлога; P'_i – шкірний покрив свиней

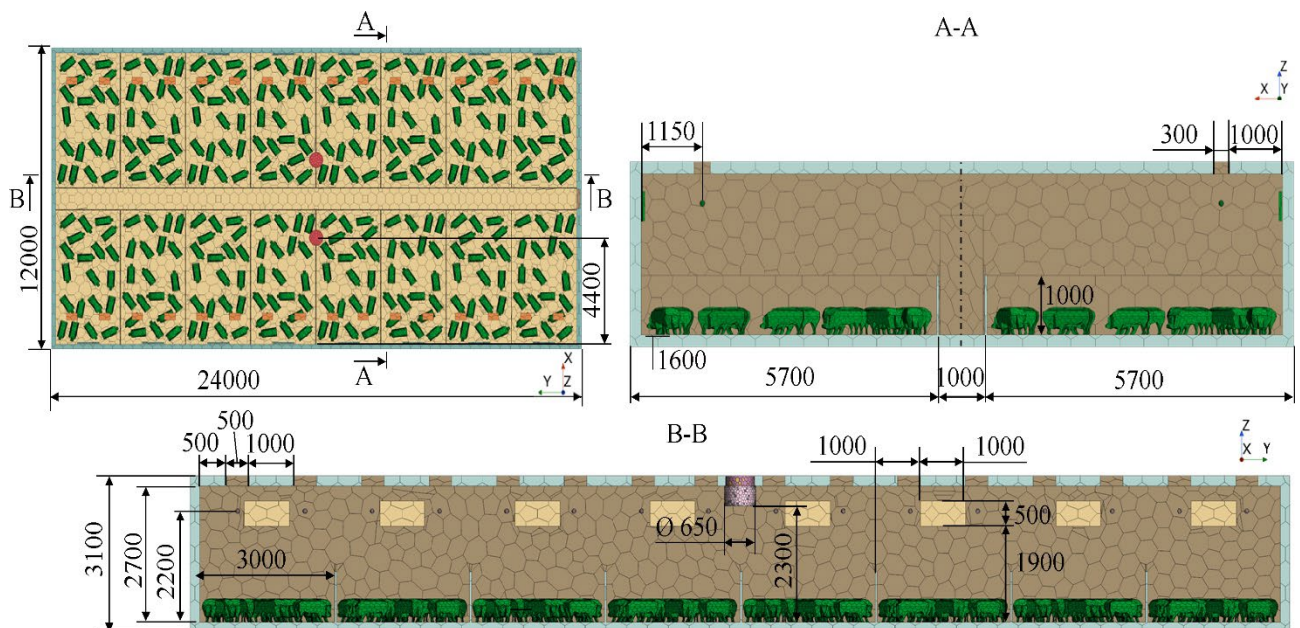
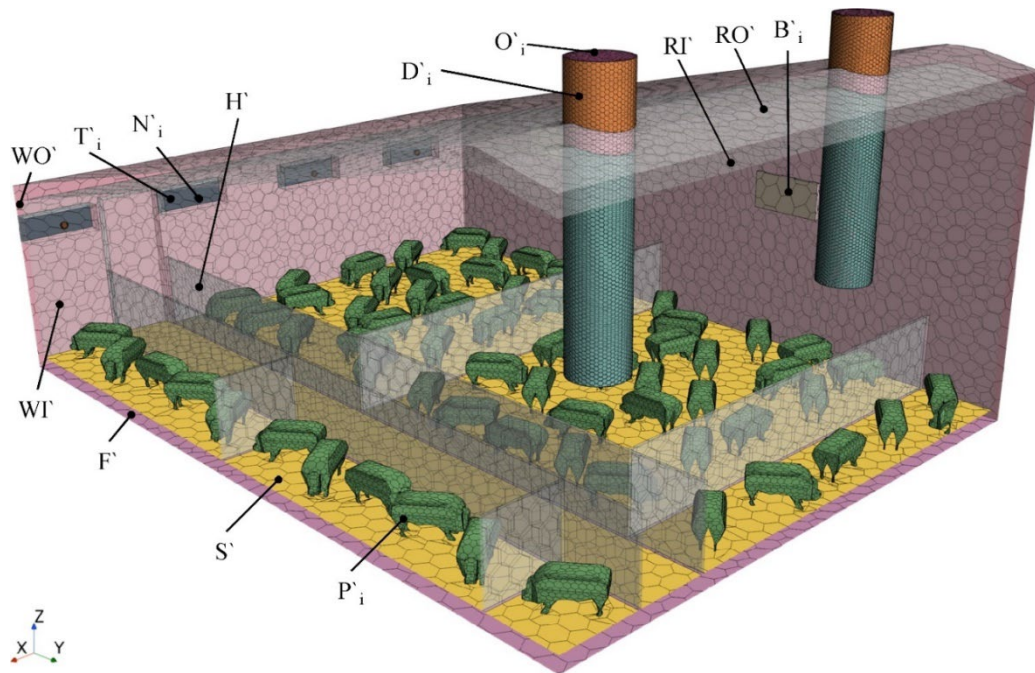


Рисунок 2.12 – Сіткова модель приміщення для утримання свиней
із стельовою системою вентиляції (варіант 2)



T'_i – припливні клапани; N'_i – форсунки зрошування; H' – огороження станка;
 D'_i – витяжні шахти; O'_i – вихідні отвори для повітря; RO' – дах;
 RI' – стеля; B'_i – теплообмінники системи опалення; WO' – зовнішня
 поверхня стіни; WI' – внутрішня поверхня стіни; F' – фундамент;
 S' – решітчаста підлога; P'_i – шкірний покрив свиней

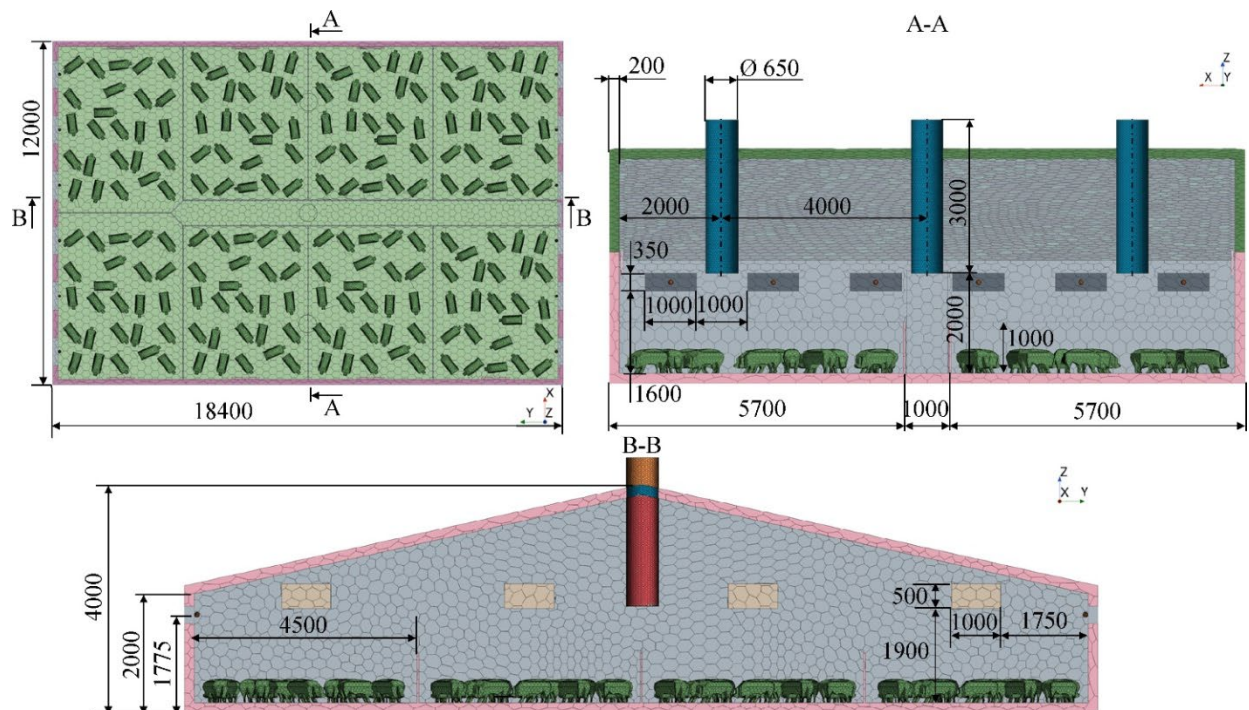


Рисунок 2.13 – Сіткова модель приміщення для утримання свиней
 із системою вентиляції через стінові канали (варіант 3)

При побудові фізичних моделей для стінки приміщення застосовано: тривимірне моделювання, суцільне середовище, постійна щільність, енергія роздільного твердого тіла, наявність градієнтів, нестационарний неявний вирішувач.

Матеріалом стінок приміщення обрано керамзит-бетону з такими фізико-механічними і теплофізичними властивостями: щільність – $1200,0 \text{ кг/м}^3$; питома теплоємність – $840,0 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$; коефіцієнт теплопровідності – $0,36 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$.

Першим компонентом газу обрано повітря з такими фізико-механічними і теплофізичними властивостями: молярна маса – $28,9664 \text{ кг/кмоль}$; динамічна в'язкість – $1,85508 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$; коефіцієнт теплопровідності – $0,0260305 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; питома теплоємність – $1003,62 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Другим компонентом газу обрано водяний пар з такими фізико-механічними і теплофізичними властивостями: молярна маса – $18,0153 \text{ кг/кмоль}$; динамічна в'язкість – $8,8871 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$; коефіцієнт теплопровідності – $0,620271 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; питома теплоємність – $4181,72 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Початкові умовами були такими: тиск – $101,3 \text{ кПа}$; сила тяжіння – $(0,0, 0,0, -9,81) \text{ м/с}^2$; температура – $25,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Початкова відносна вологість в приміщенні складала – 70% (абсолютна вологість – 16 г/м^3).

Вологість повітря в Simcenter Star-CCM+ можна задати через масову частку води враховуючи рівняння Менделєєва-Клапейрона наступним чином:

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{АН}}{\text{АН} + 1000\rho_{\text{air}}} = \frac{\text{АН}}{\text{АН} + \frac{1000 \cdot p_{\text{air}} \cdot \mu_{\text{air}}}{R \cdot T}}, \quad (2.2)$$

де $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – масова частка води;

АН – абсолютна вологість повітря, г/м^3 ;

p_{air} – тиск, Па ;

ρ_{air} – щільність повітря, кг/м^3 ;

$\mu_{\text{air}} = 28,9664$ – молярна маса повітря, кг/кмоль ;

$R = 8314,46261815$ – універсальна газова стала, $\text{Дж/(кмоль}\cdot\text{}^\circ\text{C)}$;

T – температура повітря.

Взаємозв'язок абсолютної вологості із відносною визначається за рівнянням [210]:

$$AH = \frac{RH \cdot p_s \cdot \mu_{H_2O}}{R \cdot T \cdot 100}, \quad (2.3)$$

де RH – відносна вологість повітря, %;

p_s – тиск насиченого водяного пару, Па;

$\mu_{H_2O} = 18,0153$ – молярна маса повітря, кг/кмоль.

Підставляючи (2.3) у (2.2) та зробивши відповідні перетворення отримуємо

$$\varepsilon_{H_2O} = \frac{RH \cdot p_s \cdot \mu_{H_2O}}{RH \cdot p_s \cdot \mu_{H_2O} + 100000 \cdot p_{air} \cdot \mu_{air}}. \quad (2.4)$$

Для швидкого розрахунку значень використовувався on-line калькулятором [211].

Граничними умовами обрані такі значення параметрів:

– для внутрішньої поверхні стіни WI , решітчастої підлоги S , стелі RI : тип границі – контактний інтерфейс, умова встановлення температурний параметрів – сполучений теплоперенос;

– для зовнішньої поверхні стіни WO , витяжної шахти D_i , даху RO : тип границі – стінка, температура поверхні для зимового періоду $-10,0$ °C, температура поверхні для літнього періоду $38,0$ °C;

– для фундаменту F : тип границі – стінка, тип границі – стінка, температура поверхні для зимового періоду $5,0$ °C, температура поверхні для літнього періоду $18,0$ °C;

– для шкірного покриву свині P_i : тип границі – масові витрати на вході, температура поверхні $36,0$ °C, масові витрати води $0,0056$ кг/с (100 г/год на 1 гол.);

– для огороження станка H_i ; тип границі – стінка, температура поверхні адіабатична;

– для припливного клапана в стіні T_i : тип границі – тиск на вході, тиск відносно атмосферного 0 кПа, температура повітря для літнього періоду

38,0 °C; температура повітря для зимового періоду – 10,0 °C, відносна (абсолютна) вологість для літнього періоду 40 % (18,5 г/м³); відносна (абсолютна) вологість для зимового періоду 80 % (1,9 г/м³);

– для вихідного отвору для повітря O_i: тип границі – швидкість на вході, швидкість повітряного потоку – 9,6 м/с (на кожен витяжну шахту встановлено відцентровий даховий вентилятор продуктивністю 11500 м³/год);

– для теплообмінників системи опалення B_i: тип границі – стінка, температура для літнього періоду адіабатична; температура повітря для зимового періоду 45,0 °C;

– для форсунок зрошування N_i: тип границі для літнього періоду – масові витрати на вході, температура води для літнього періоду 18,0 °C, масові витрати води для літнього періоду 0,033 кг/с (для кожної форсунки витрати складають 10 кг/год); для зимового періоду – стінка, температура поверхні адіабатична.

Фізико-математичний апарат обраних фізичних моделей Simcenter Star-CCM+ базувався на рівняннях, які описані в [212, 213, 214, 215].

Усі рівняння збереження можна записати у виразах загального рівняння переносу. Інтегруючи загальне рівняння переносу по контрольному об'єму V та застосовуючи теорему про дивергенцію Гауса, отримуємо таку інтегральну форму рівняння переносу [216, 217, 218]:

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV}_{\text{Transient Term}} + \underbrace{\int_A \rho v \phi \cdot da}_{\text{Convective Flux}} = \underbrace{\int_A \Gamma \nabla \phi da}_{\text{Diffusive Flux}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Source Term}} . \quad (2.5)$$

де ϕ – перенесення скалярної властивості;

A – площа поверхні контрольного об'єму;

da – вектор поверхні.

Встановлюючи ϕ , наприклад, рівним і 1, u, v, w, E, H, Y_i вибираючи відповідні значення для коефіцієнта дифузії Γ та вихідних членів, отримують спеціальні форми диференціальних рівнянь у частинних похідних для маси, імпульсу, енергії та збереження видів.

На рис. 2.14 показано дві багатогранні обчислювальні комірки, які ілюструють дискретизацію загального рівняння переносу.

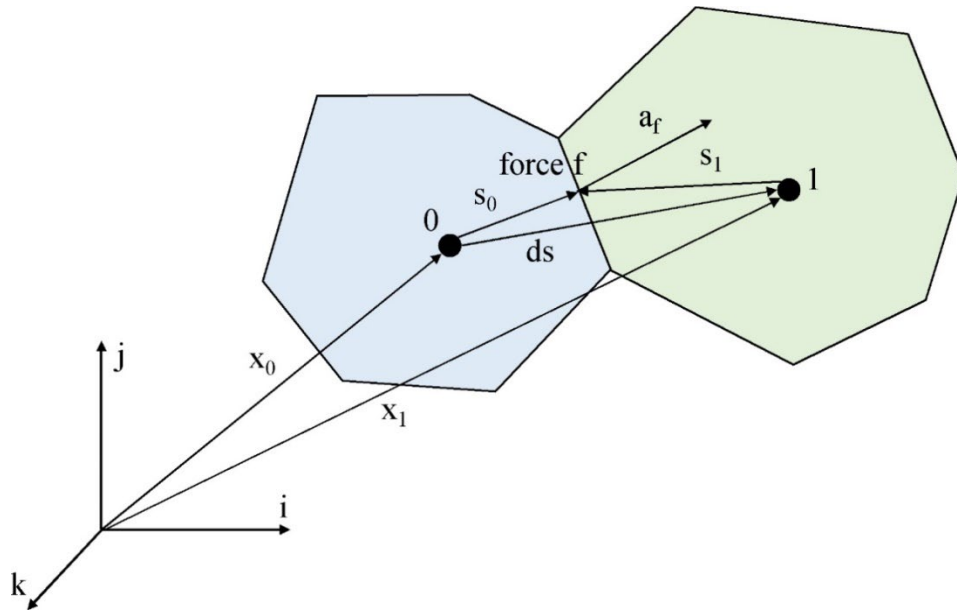


Рисунок 2.14 – Багатогранні обчислювальні комірки [214]

Баланс маси через контрольний об'єм виражається рівнянням нерозривності:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0, \quad (2.6)$$

де ρ – щільність, тобто маса одиниці об'єму;

v – швидкість континууму.

Закон ідеального газу виражає густину як функцію температури і тиску [214]:

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad (2.7)$$

де p – тиск;

R – питома газова стала:

$$R = \frac{R_u}{M}, \quad (2.8)$$

де R_u – універсальна газова стала (8314,4621 Дж/кмоль К);

M – молярна маса.

Загальноновизнано, що всі існуючі моделі турбулентності є наближеним відображенням фізичного явища турбулентності. Ступінь наближення в даній моделі залежить від характеру потоку, до якого вона застосована. Характеристика обставин, які призводять до «хороших» і «поганих» результатів, повинна базуватися головним чином на досвіді. В Simcenter Star-CCM+ можна виділити модель турбулентності Нав'є-Стокса, усереднену за Рейнольдсом, яка керує перенесенням середніх величин потоку.

Рівняння середньої маси, імпульсу та переносу енергії можна записати так [219, 214]:

$$\begin{aligned} \frac{d\rho}{dt} + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{v}}) &= 0, \quad \frac{d}{dt}(\rho \bar{\mathbf{v}}) + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{v}} \otimes \bar{\mathbf{v}}) = -\nabla \cdot \bar{\mathbf{p}}\mathbf{I} + \nabla \cdot (\bar{\mathbf{T}} + \mathbf{T}_{\text{RANS}}) + \mathbf{f}_b, \\ \frac{d}{dt}(\rho \bar{E}) + \nabla \cdot (\rho \bar{E} \bar{\mathbf{v}}) &= -\nabla \cdot \bar{\mathbf{p}} \bar{\mathbf{v}} + \nabla \cdot (\bar{\mathbf{T}} + \mathbf{T}_{\text{RANS}}) \bar{\mathbf{v}} - \nabla \cdot \bar{\mathbf{q}} + \mathbf{f}_b \bar{\mathbf{v}}, \end{aligned} \quad (2.9)$$

де ρ – щільність;

$\bar{\mathbf{v}}$ – середня швидкість;

$\bar{\mathbf{p}}$ – середній тиск;

$\mathbf{I}$ – тотожний тензор;

$\bar{\mathbf{T}}$ – середній тензор в'язких напруг;

$\mathbf{f}_b$ – рівнодійна сила тіла (таких як сила тяжіння та відцентрова сила);

$\bar{E}$ – середня повна енергія на одиницю маси;

$\bar{\mathbf{q}}$ – середній тепловий потік.

Ці рівняння по суті ідентичні вихідним рівнянням Нав'є-Стокса, за винятком того, що тепер у рівняннях імпульсу та переносу енергії з'являється додатковий член. Цей додатковий вираз є тензором напруги, який має таке визначення [212, 213, 214]:

$$\mathbf{T}_{\text{RANS}} = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{pmatrix} + \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I}, \quad (2.10)$$

де k – турбулентна кінетична енергія.

Модель турбулентності K-Epsilon – це модель з двох рівнянь, яка розв’язує рівняння переносу для турбулентної кінетичної енергії k та швидкості турбулентної дисипації ε , щоб визначити турбулентну в’язкість.

Рівняння переносу для кінетичної енергії k та швидкості турбулентної дисипації ε [220, 221, 222]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{v}) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho(\varepsilon - \varepsilon_0) + S_k, \\ \frac{d}{dt}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \bar{v}) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{1}{T_\varepsilon} C_\varepsilon P_\varepsilon - C_{\varepsilon 2} f_2 \rho \left(\frac{\varepsilon}{T_\varepsilon} - \frac{\varepsilon_0}{T_0} \right) + S_\varepsilon, \end{aligned} \quad (2.11)$$

де $\bar{v}$ – середня швидкість;

μ – динамічна в’язкість;

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_\varepsilon$ і $C_{\varepsilon 2}$ – коефіцієнти моделі;

P_k і P_ε – умови виробництва;

f_2 – функція демпфування;

S_k і S_ε – визначеними користувачем виразами джерела, ε_0 – значення навколишньої турбулентності в умовах джерела, яке протидіє спаду турбулентності.

Simcenter Star-CCM+ реалізує рівняння енергії рідин і газів в такій інтегральній формі [214, 223]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho E dV + \oint_A \rho H v \cdot da &= - \oint_A \dot{q}'' \cdot da + \\ &+ \oint_A T \cdot v da + \int_V f_b \cdot v dV + \oint_A \sum h_i J_i da + \int_V S_u dV, \end{aligned} \quad (2.12)$$

де E – повна енергія;

H – повна ентальпією;

$\dot{q}''$ – вектор теплового потоку;

T – тензор в’язких напружень;

v – вектор швидкості;

f_b – вектор сили тіла, що представляє об’єднані сили обертання, сили тяжіння та режиму вентилятора;

h_i – ентальпія компонента i ;

J_i – дифузійний потік компонента i ;

S_u – вираз джерела, визначений користувачем.

Керівне рівняння для транспортування енергії в твердому тілі задається таким чином [214, 224]:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho C_p T dV + \oint_A \rho C_p T v_s \cdot da = - \oint_A \dot{q}'' \cdot da + \int_V S_u dV, \quad (2.13)$$

де ρ – тверда щільність;

C_p – питома теплоємність;

T – температура;

$\dot{q}''$ – вектор теплового потоку;

v_s – конвективна швидкість твердого тіла (застосовується лише тоді, коли область є чистим тілом обертання);

S_u – це визначене користувачем об'ємне джерело теплоти в твердому тілі.

Приведені рівняння (2.5)–(2.13) складають основу чисельного моделювання системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщеннях в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+.

2.4 Результати експериментально-чисельних досліджень систем забезпечення мікроклімату

Обговорення результатів експериментальних досліджень і чисельного моделювання систем забезпечення мікроклімату будемо проводити в комплексі, оскільки вони доповнюють один одного і дають більш узагальнену картину.

У таблиці 2.3 наведено середні значення зовнішніх і вхідних умов під час експерименту. У приміщенні зі стельовою вентиляцією вхідне повітря зазвичай мало нижчу температуру та концентрацію CO_2 , оскільки вхідне повітря для цього приміщення витягувалося безпосередньо ззовні, а не з центрального проходу.

У таблиці 2.4 наведені результати продуктивності тварин під час дослідних партій. Незважаючи на деякі відмінності, виробничі результати в усіх трьох приміщеннях були достатніми, що вказує на те, що всі три системи вентиляції функціонували на задовільному рівні, однак з деякими недоліками. Результати продуктивності тварин не аналізувалися, оскільки експериментальні дані не були придатні для визначення відмінностей у виробництві, спричинених системою вентиляції. Крім різниці в системах вентиляції, існували відмінності в розмірі групи, плануванні підлоги та системах годування. Щоб порівняти результати виробництва тварин, усі ці фактори повинні бути враховані, системи вентиляції повинні знаходитися у одній будівлі.

Таблиця 2.3 – Мінімальні, максимальні та середні значення зареєстрованих концентрацій CO₂ у повітрі і його температур

Варіант системи вентиляції	Варіант 1 – система вентиляції підлогового каналу		Варіант 2 – стельова система вентиляції		Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали	
Партія	I (зима)	II (літня)	I (зима)	II (літня)	I (зима)	II (літня)
Дата початку	17.12	07.06	25.01	14.06	20.01	15.06
Дата закінчення	11.02	02.08	19.02	09.08	14.02	10.08
Кількість спостережень	881	1052	721	1072	721	989
CO ₂ вхідне повітря (мг/м ³)						
Мінімум	698	633	662	628	684	623
Максимум	1243	1271	1042	1123	1222	1204
Середнє	805	747	744	735	773	736
Зовнішня температура повітря (°C)						
Мінімум	- 10,5	13,6	- 10,3	12,6	- 11,4	13,5
Максимум	11,1	38,1	10,2	35,9	11,2	34,6
Середнє	2,8	23,7	3,8	21,6	3,2	24,3
Температура повітря на вході (°C)						
Мінімум	8,2	14,1	- 0,1	13,5	6,1	14,4
Максимум	15,1	34,6	13,7	35,2	15,1	32,7
Середнє	11,2	22,3	7,5	20,3	10,2	23,1

Вміст CO_2 і температури, зібрані автоматичною системою, були перевірені на наявність відсутніх даних. У випадках, коли одне значення (вхід, зона перебування тварин або вихід) було відсутнє, так що ξ та ζ не можна було обчислити, інші два вимірювання видалялися. Три автоматичні вимірювання (вхід, зона перебування тварин та вихід) були визначені як одне спостереження та використані для розрахунку ξ та ζ за допомогою рівняння (2.1) (кількість спостережень у таблиці 2.3). Концентрації CO_2 в зоні перебування тварин, зібрані ручною системою, були об'єднані з найближчими (за часом) концентраціями CO_2 на вході та виході, виміряними автоматичною системою. Це було визначено як одне спостереження та використано для розрахунку ξ та ζ за допомогою рівняння (2.1).

Таблиця 2.4 – Середня продуктивність тварин за двома партіями

Варіант системи вентиляції	Варіант 1 – системи вентиляції підлогового каналу		Варіант 2 – стельова система вентиляції		Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали	
Партія	I (зимова)	II (літня)	I (зимова)	II (літня)	I (зимова)	II (літня)
Середня початкова маса поросяти (кг)	7,98 $\pm 0,56$	7,11 $\pm 0,75$	8,21 $\pm 0,64$	8,67 $\pm 0,56$	7,55 $\pm 0,63$	7,96 $\pm 0,45$
Середня кінцева вага поросяти (кг)	26,22 $\pm 0,76$	28,32 $\pm 0,66$	24,75 $\pm 0,68$	25,33 $\pm 0,71$	22,71 $\pm 0,53$	24,06 $\pm 0,64$
Середній приріст за день на порося (кг)	0,326 $\pm 0,023$	0,379 $\pm 0,027$	0,295 $\pm 0,019$	0,298 $\pm 0,032$	0,270 $\pm 0,031$	0,288 $\pm 0,027$
Середній коефіцієнт конверсії корму (кг/кг)	1,30 $\pm 0,12$	1,42 $\pm 0,09$	1,33 $\pm 0,10$	1,39 $\pm 0,08$	1,35 $\pm 0,15$	1,40 $\pm 0,14$

Середнє значення та стандартне відхилення ξ та ζ визначали для кожної точки відбору. У графічному аналізі значення ξ та ζ були нанесені на графік відносно швидкості вентиляції. Неможливо провести статистичний аналіз через взаємозв'язки між вагою тварин, станом опалення, внутрішньою температурою та швидкістю вентиляції.

Середні значення та стандартні відхилення вимірених концентрацій CO_2 і температури повітря в зоні перебування тварин з автоматичними

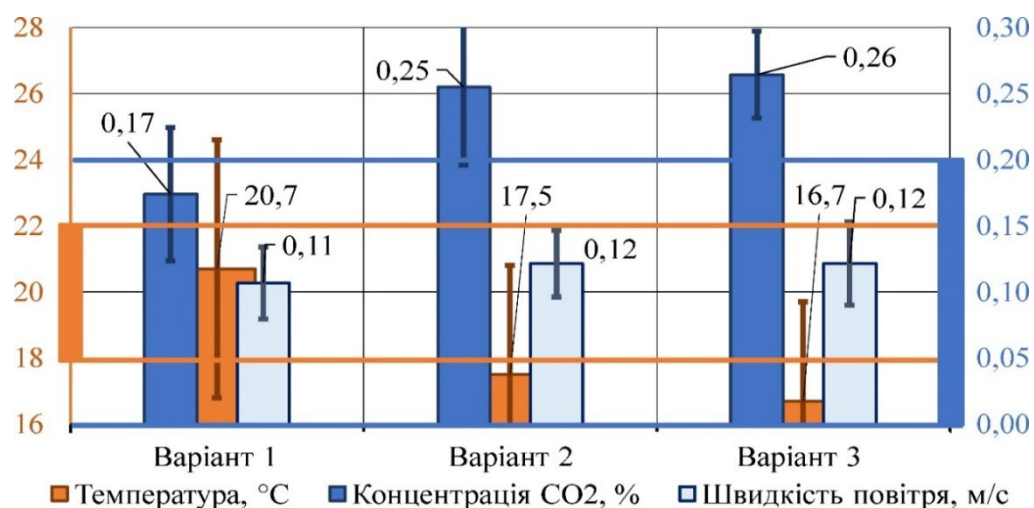
вимірювальними системами наведені в таблиці 2.5 та на рис. 2.15. Середні значення коротко підсумовують роботу системи вентиляції в точках відбору проб. Значення стандартних відхилень вказують на варіацію даних і, як очікується, будуть високими, оскільки виміряні змінні безпосередньо пов'язані зі швидкістю вентиляції, яка змінюється протягом партії та між партіями залежно від числа днів і зовнішнього клімату.

Найнижча середня швидкість повітряного потоку була виміряна в приміщенні з вентиляцією підлогового каналу, де середня концентрація CO₂ в зоні перебування тварин була найнижчою. Найвища середня швидкість вентиляції була зафіксована в приміщенні з пористою стельовою вентиляцією, де середня концентрація CO₂ і температура повітря в зоні перебування тварин були найвищими. У партії 2 (літній період року) у всіх приміщеннях внутрішня температура та середня швидкість вентиляції були вищими, ніж в інших партіях через вищі зовнішні температури, що призвело до нижчих концентрацій CO₂.

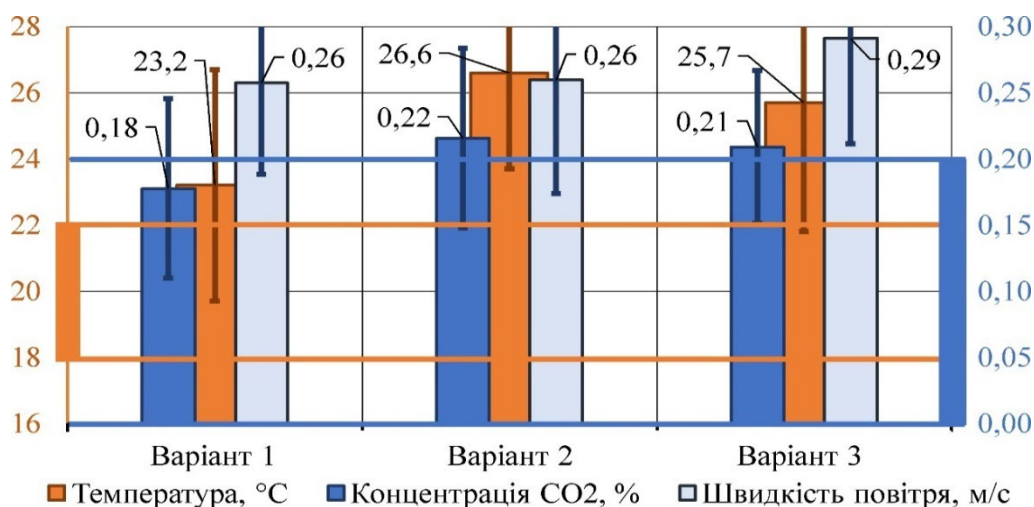
Таблиця 2.5 – Середнє значення автоматично зареєстрованої концентрації CO₂, температури в зоні перебування тварин та швидкості потоку повітря

Варіант системи вентиляції	Варіант 1 – системи вентиляції підлогового каналу		Варіант 2 – стельова система вентиляція		Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали		
	Партія	І (зима)	ІІ (літня)	І (зима)	ІІ (літня)	І (зима)	ІІ (літня)
Концентрація CO ₂ , мг/м ³	Сер.	2130	2177	3123	2642	3237	2562
	Відх.	617	830	721	832	403	707
Концентрація CO ₂ , %	Сер.	0,17	0,18	0,25	0,22	0,26	0,21
	Відх.	0,05	0,07	0,06	0,07	0,03	0,06
Температура, °C	Сер.	20,7	23,2	17,5	26,6	16,7	25,7
	Відх.	3,9	3,5	3,3	2,9	3	3,9
Швидкість потоку повітря, м ³ /год на гол.	Сер.	5,1	12,3	5,8	12,4	5,8	13,9
	Відх.	1,3	3,3	1,2	4,1	1,5	3,8
Швидкість повітря, м/с	Сер.	0,11	0,26	0,12	0,26	0,12	0,29
	Відх.	0,03	0,07	0,03	0,09	0,03	0,08

Отримані дані (рис. 2.15) демонструють не відповідність нормованим значенням показників мікроклімату в зоні перебування тварин в літній період року для всіх варіантів систем вентиляції. Для зимового періоду виміряні параметри мікроклімату відповідають нормованим значенням лише для системи вентиляції підлогового каналу.



Зимовий період року (партія I)

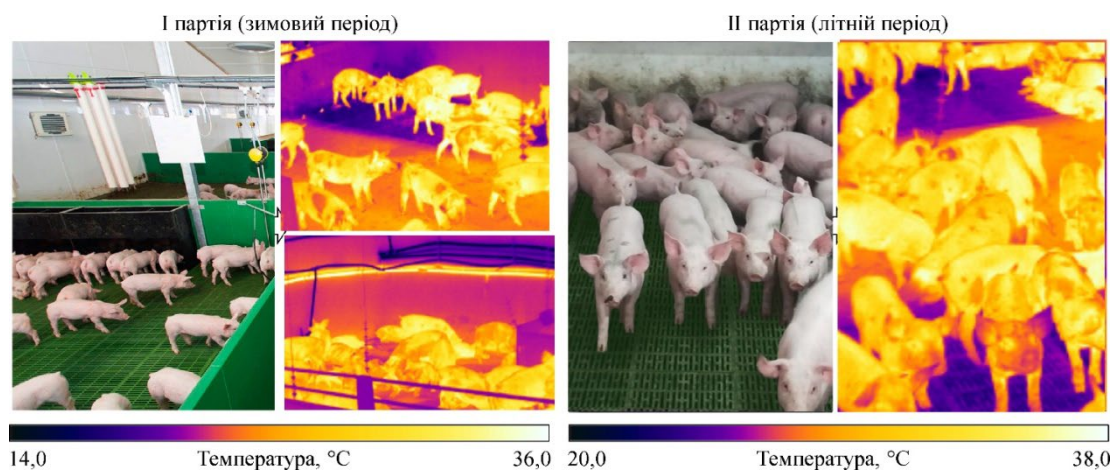


Літній період року (партія II)

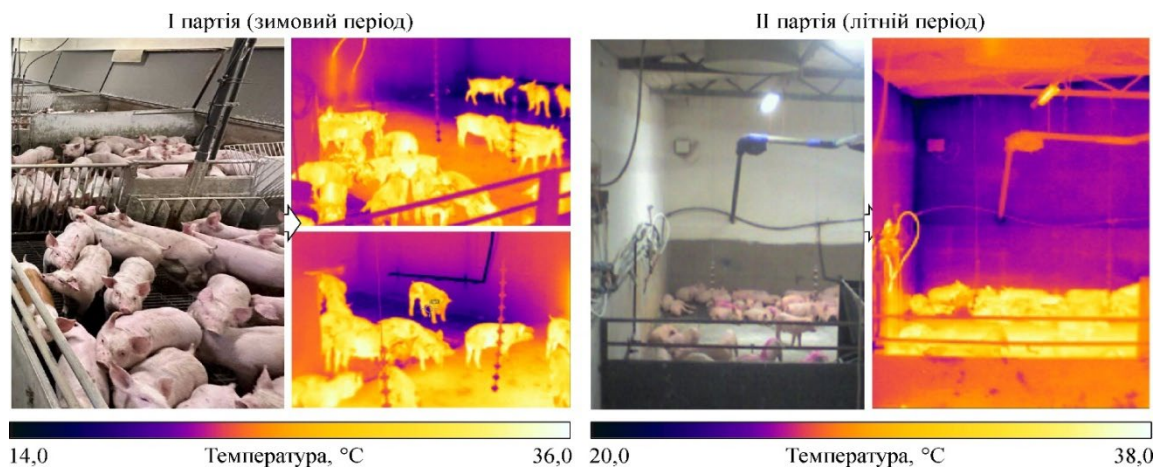
Рисунок 2.15 – Середнє значення автоматично зареєстрованої концентрації CO₂, температури в зоні перебування тварин та швидкості повітря

Деякі розподіли температури, отримані з тепловізора, для різних систем забезпечення мікроклімату наведено на рис. 2.16. На цих розподілах можна побачити максимальну і мінімальну температури на об'єктах приміщення

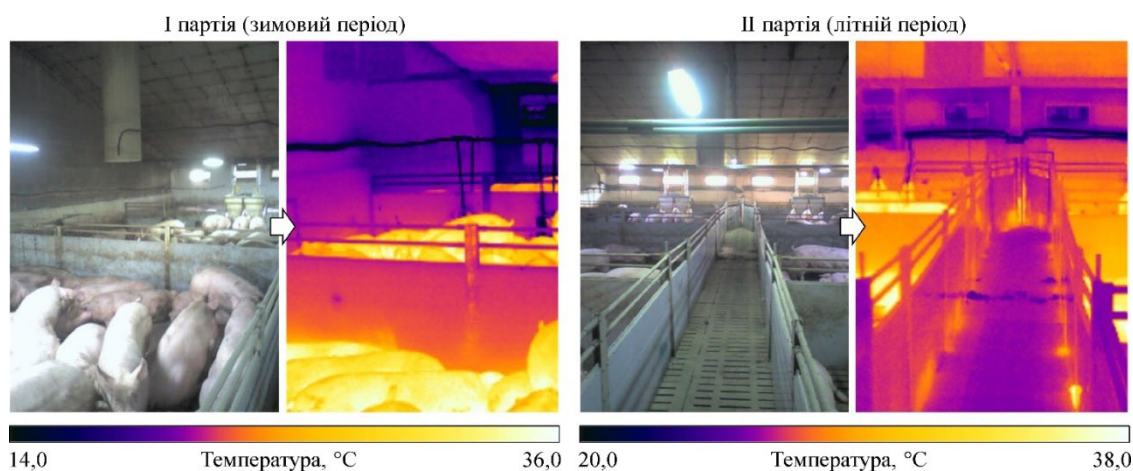
(станки, кормороздавачі, труби і канали вентиляції), а також температуру шкірного покриву свиней, яка знаходиться в межах 35-36 °С.



Варіант 1 – система вентиляції підлогового каналу



Варіант 2 – стельова система вентиляції



Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали

Рисунок 2.16 – Розподіли температури, отримані з тепловізора для різних систем забезпечення мікроклімату

Середні значення для ξ і ζ наведені в таблиці 2.5 та на рис. 2.17. У приміщенні з вентиляцією з підлогового каналу значення ξ і ζ були найвищими, як і очікувалося. У приміщенні з пористою стельовою вентиляцією ξ був найнижчим. У всіх приміщеннях були відмінності між значенням ξ і значенням ζ , що вказує на те, що розподіл теплоти не схожий на розподіл CO_2 . У всіх приміщеннях значення відхилення для ξ були вищими, ніж для ζ , оскільки концентрація CO_2 коливалася більше, ніж температура.

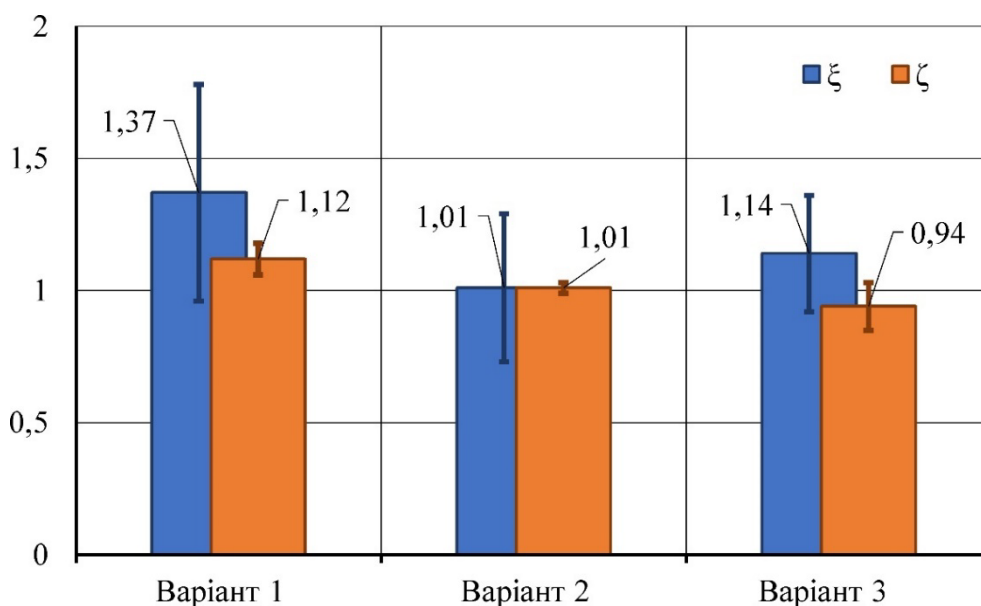
Для трьох приміщень у таблиці 2.6 наведено середні значення ξ на основі всіх зареєстрованих вручну концентрацій CO_2 і порівнюваних автоматично зареєстрованих концентрацій CO_2 .

У приміщенні з системою вентиляції підлогового каналу відмінності у значенні ξ серед різних точок відбору проб були найбільшими, як і очікувалося, оскільки вентиляція базується на витісненні повітря. Значення ξ було найвищим на N_1 , оскільки ця точка відбору проб була розташована відносно близько до джерела свіжого повітря.

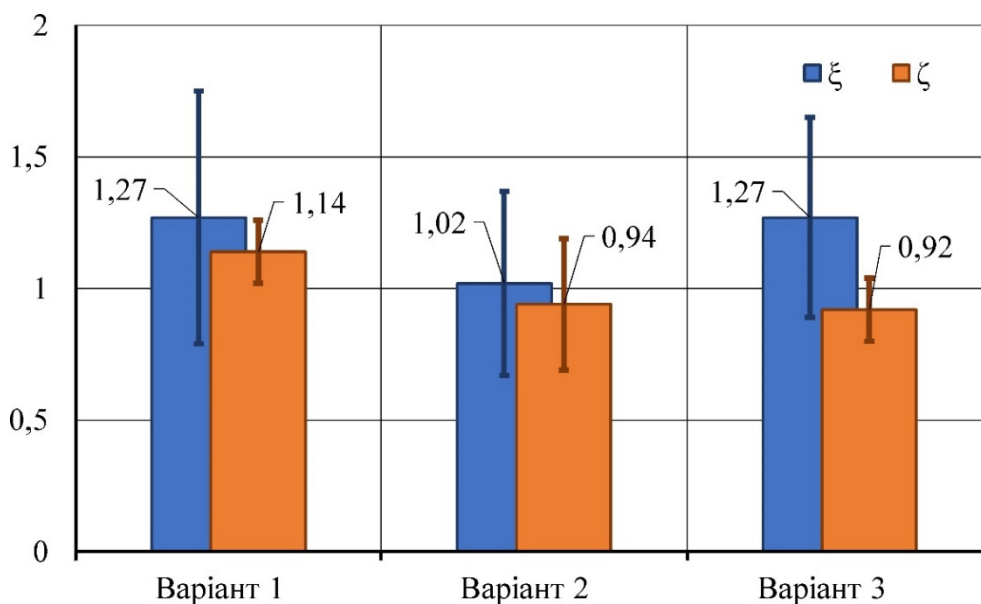
Таблиця 2.6 – Середні значення ефективності видалення забруднень ξ і ефективності відведення теплоти ζ з зони перебування тварин

Варіант 1 – система вентиляції підлогового каналу				
Партія	ξ		ζ	
	Середнє	Відхилення	Середнє	Відхилення
I (зимова)	1,37	0,41	1,12	0,06
II (літня)	1,27	0,48	1,14	0,12
Варіант 2 – стельова система вентиляції				
Партія	ξ		ζ	
	Середнє	Відхилення	Середнє	Відхилення
I (зимова)	1,01	0,28	1,01	0,02
II (літня)	1,02	0,35	0,94	0,25
Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали				
Партія	ξ		ζ	
	Середнє	Відхилення	Середнє	Відхилення
I (зимова)	1,14	0,22	0,94	0,09
II (літня)	1,27	0,38	0,92	0,12

Значення ξ було нижчим у точці відбору проб A_2 і найнижчим у точці відбору проб H_2 , тому що ці точки були розташовані посередині та в задній частині, ближче до вихідного отвору для повітря. Значення ξ зменшувалося, коли повітря протікало від передньої до задньої частини станка. Вплив кількості тварин поблизу точки відбору не враховувався (табл. 2.7).



Зимовий період року (партія I)



Літній період року (партія II)

Рисунок 2.17 – Середні значення ефективності видалення забруднень ξ і ефективності відведення теплоти ζ у зоні перебування тварин

У приміщенні зі стельовою системою вентиляції різниця в значенні ξ серед різних точок відбору проб була більшою, ніж очікувалося (табл. 2.7), що вказує на те, що повітря не було однорідним. Причиною цього стала тепловіддача тварин. У місцях відпочинку тварин відбувався висхідний потік повітря, що призводило до низхідного потоку свіжого повітря в місцях, де тварини не лежали. Кількість тварин навколо точки відбору H_4 була високою порівняно з кількістю тварин навколо точки відбору H_3 (табл. 2.7), що пояснює вище значення ξ в H_3 . Це означає, що значення ξ в зоні перебування тварин зі стельовою системою вентиляції нижчі в місцях відпочинку тварин.

Таблиця 2.7 – Середнє значення ефективності видалення забруднень ξ у різних точках відбору проб і середня кількість тварин у межах 1 м діаметра кола навколо точки відбору проб (середнє в зимовий і літній періоди)

Точка відбору проб	ξ		Кількість тварин
	Середнє	Відхилення	
Варіант 1 – система вентиляції підлогового каналу			
A ₂	1,39	0,36	3,5
H ₁	1,81	0,95	4,7
H ₂	1,05	0,33	1,2
Варіант 2 – стельова система вентиляції			
A ₅	0,93	0,26	3,9
H ₃	1,31	0,45	2,1
H ₄	0,72	0,25	4,4
Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали			
A ₈	1,23	0,22	3,3
H ₅	0,78	0,17	2,2
H ₆	1,15	0,35	1,6

У приміщенні з системою вентиляції через стінові канали значення ξ було найвищим у точці відбору проб A_8 у задній частині одного станку. У точці відбору проб H_5 значення ξ було значно нижчим, ніж у точках відбору проб H_6 і A_8 . Це не очікувалося, але це можна пояснити структурою повітряного потоку. Коли свіже повітря надходило в приміщення, багато повітря надходило до

кінця приміщення, поки воно не досягало торцевої стіни, особливо при високій швидкості повітря у вході. Це призвело до більшого витіснення повітря далі від каналів. Старе повітря з цих станків протікало назад до каналу через інші станки, що призвело до нижчого значення ξ у станках ближче до каналів. Значення ξ у точці H_6 нижче, ніж у точці A_8 , що вказує на те, що концентрація CO_2 вища в передній частині, ніж у задній частині. Планування приміщення з сімома станками замість двох вплинуло на розподіл тварин як джерел CO_2 і теплоти в приміщенні.

Графічний аналіз впливу інтенсивності вентиляції на значення ефективності видалення забруднень ξ і ефективності відведення теплоти ζ для трьох приміщень представлено на рис. 2.18–2.20. Ліві осі показують середні значення ξ і ζ для класу вентиляції ($0,43 \text{ м}^3/\text{год}$ на тварину). Як згадувалося раніше, значення ξ має основне значення в періоди з низькою вентиляцією, а ζ – в періоди з високою вентиляцією. Праві осі на рис. 2.18–2.20 показують відсоток часу, впродовж якого швидкість вентиляції була в межах певного класу вентиляції.

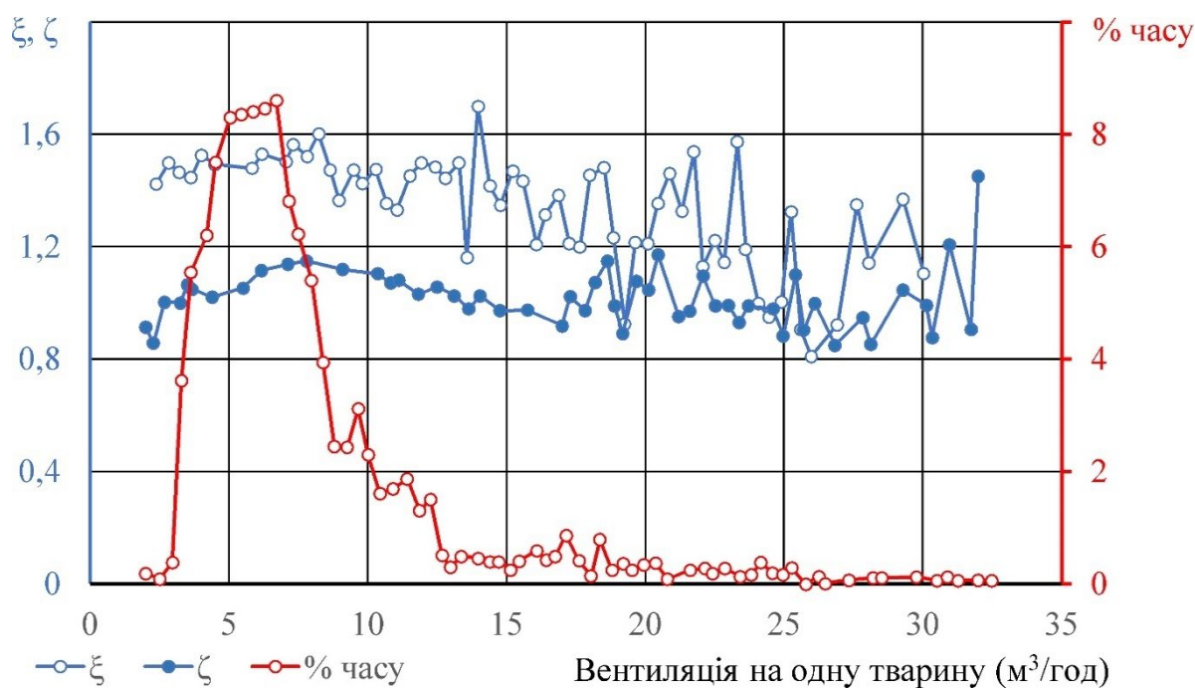


Рисунок 2.18 – Вплив інтенсивності вентиляції на значення ξ і ζ в точках автоматичного відбору проб і розподіл частоти інтенсивності вентиляції в приміщенні із системою вентиляції підлогового каналу (варіант 1)

У приміщенні з системою вентиляції підлогового каналу значення ζ було постійним, а значення ξ зменшувалося зі збільшенням швидкості потоку повітря (рис. 2.18). Причина такого зменшення значення ξ полягає в тому, що швидкість повітряного потоку у вхідному отворі призвела до того, що повітряний струмінь піднімався вище в приміщенні зі збільшенням вентиляції, що змінило структуру повітряного потоку. При вищих показниках вентиляції значення ξ і ζ демонструють більшу дисперсію, оскільки було менше спостережень із високими показниками вентиляції.

Для стельової системи вентиляції ξ був відносно постійним зі збільшенням вентиляції, а ζ зменшувався зі збільшенням вентиляції (рис. 2.19). Це можна пояснити збільшенням короткого замикання повітряного потоку: частина свіжого повітря, що надходить через стелю, видаляється з приміщення, не досягнувши зони перебування тварини, і без відведення теплоти від неї.

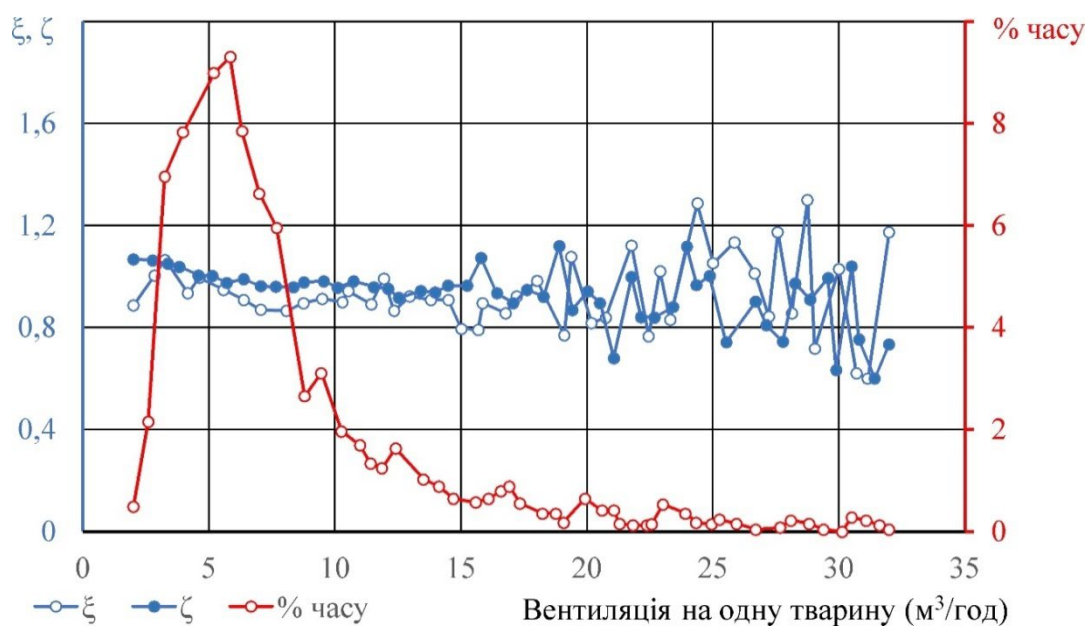


Рисунок 2.19 – Вплив інтенсивності вентиляції на значення ξ і ζ в точках автоматичного відбору проб і розподіл частоти інтенсивності вентиляції в приміщенні із стельовою системою вентиляції (варіант 2)

У приміщенні з системою вентиляції через стінові канали (рис. 2.20) зі збільшенням вентиляції ζ залишається майже на тому самому рівні, близькому

до 1, оскільки ξ зростає. Причиною цього є швидкість потоку повітря в каналах. Зі збільшенням вентиляції швидкість потоку повітря в канал збільшується, що змінює структуру повітряного потоку, що призводить до більшого руху повітря в задній частині приміщення ближче до точки відбору.

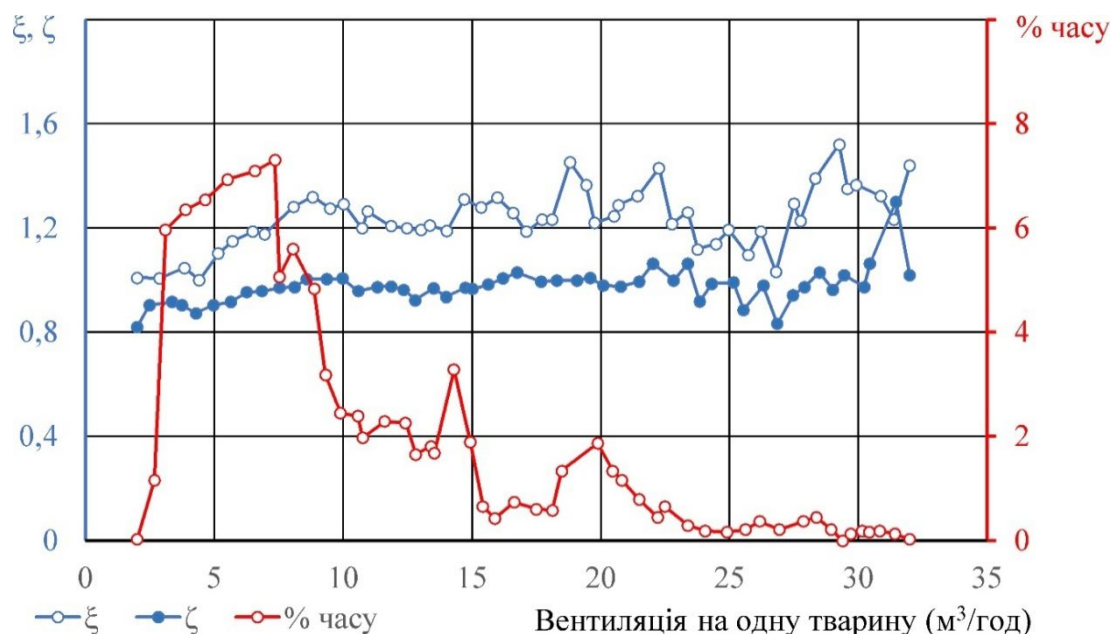


Рисунок 2.20 – Вплив інтенсивності вентиляції на значення ξ і ζ в точках автоматичного відбору проб і розподіл частоти інтенсивності вентиляції в приміщенні із системою вентиляції через стінові канали (варіант 3)

Не виявлено жодного впливу зареєстрованого стану опалення приміщення на значення ξ і ζ . Вимірювальна система не змогла визначити цей ефект. Хоча момент надходження гарячої води в приміщення був зафіксований, це вказувало лише на час початку опалення; теплопередача продовжується після того, як гаряча вода перестає рухатися по трубах. Крім того, в приміщеннях з підлоговими і стіновими каналами не проводилося розмежування між гарячим водяним підігріванням повітря в приміщенні і підігріванням підлоги.

Приміщення з підлоговою вентиляцією каналу показало найвище значення ξ і ζ і найнижчу концентрацію CO_2 в зоні перебування тварин, навіть якщо це приміщення мало найвищу концентрацію на вході. Вентиляція підлогового каналу показала кращу якість повітря в зоні перебування тварин.

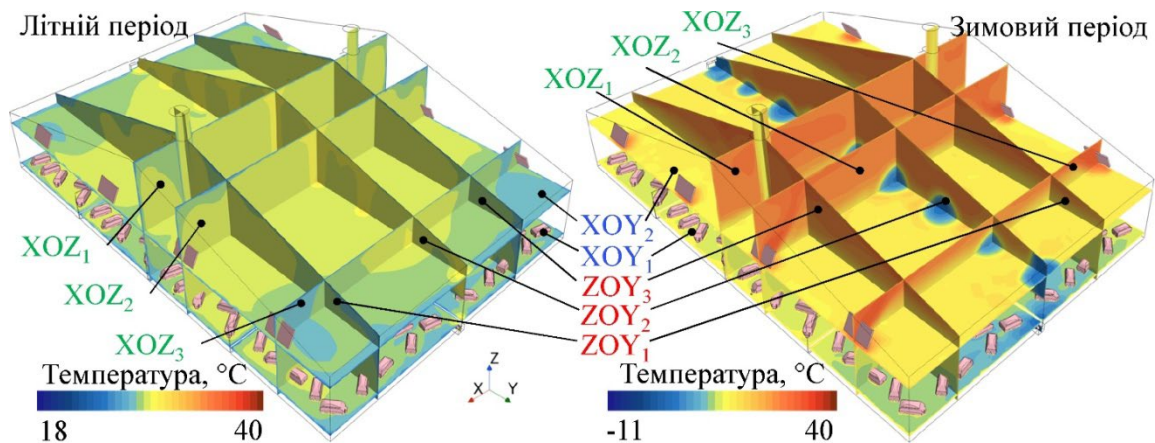
Конструкція системи вентиляції впливає на якість повітря в зоні перебування тварин. Очікується, що високе значення ξ , що призводить до нижчих концентрацій забруднюючих речовин у холодних умовах з мінімальною вентиляцією, і високе значення ζ , що призводить до нижчих температур у теплих умовах із високою швидкістю вентиляції, покращать продуктивність тварин. Значення ξ і ζ не залежать виключно від конструкції вентиляційної системи. Одним із дуже важливих факторів є місце проведення вимірювань, що можна проілюструвати порівнянням результатів із різних точок відбору проб у кожному приміщенні. Середні значення ξ і ζ в зоні перебування тварин продемонструють краще враження про ефективність витіснення повітря, але важко виміряти концентрацію CO_2 .

Системи з високими значеннями ξ і ζ , що вказують на ефективну вентиляцію в зоні перебування тварин, можуть використовувати нижчі показники вентиляції. Це можна проілюструвати налаштуваннями приміщення, які використовувалися в цьому дослідженні: налаштування вентиляції, що використовувалися в приміщеннях з вентиляцією із підлоговим і стіновими каналами, були нижчими, ніж у приміщеннях з стельовою системою вентиляції. Це може бути важливим аспектом у зниженні витрат на очищення повітря, що є одним із способів ефективного скорочення викидів із тваринницьких приміщень.

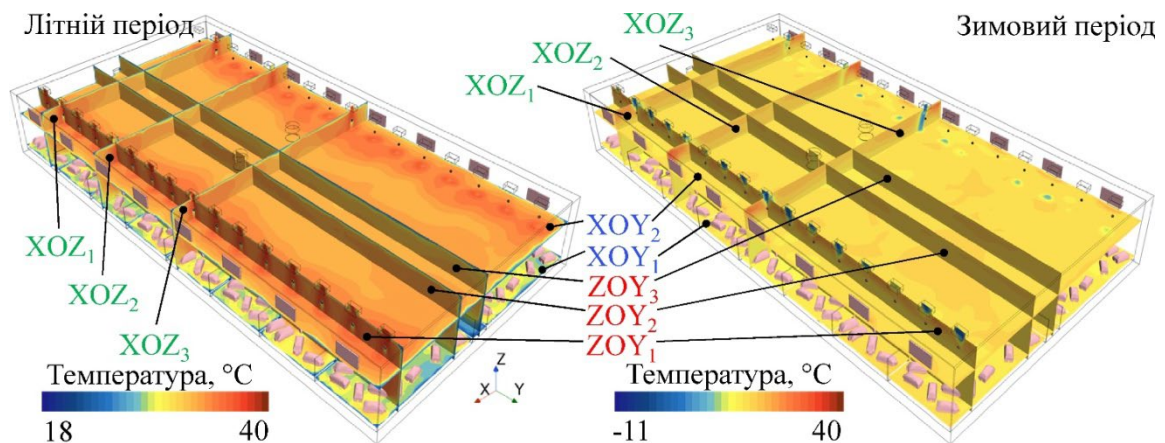
Ефективна вентиляція може бути реалізована, розташувавши впускний отвір повітря поблизу зони перебування тварин. Це може збільшити ризик високої швидкості повітря або протягів у зоні перебування тварин. Якість повітря та тепловий комфорт є важливими чинниками у створенні здорового мікроклімату та запобіганні проблемам із здоров'ям, добробутом тварин і неоптимальним виробництвом.

Щоб оцінити ефективність вентиляційної системи, вимірювання повинні включати вимірювання тяги, а точки відбору проб повинні бути розташовані таким чином, щоб вони надавали інформацію про всю зону перебування тварин. Це можна побачити за отриманими результатами чисельного моделювання.

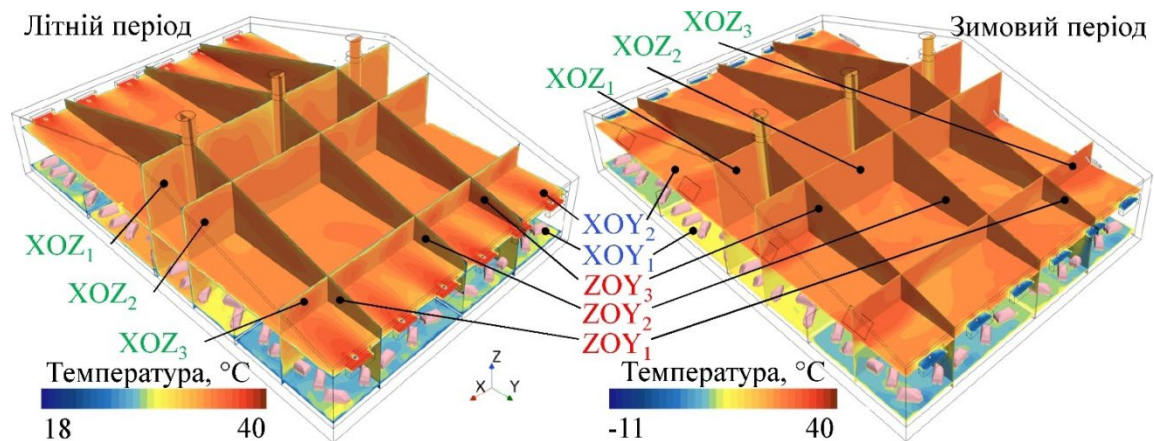
На рис. 2.21 наведено розподіл температур приміщень з 3 системами забезпечення мікроклімату, які отримані за результатами чисельного моделювання. Також на рис. 2.21 відмічені площини перерізів, які досліджувалися більш детально.



Варіант 1 – система вентиляції підлогового каналу



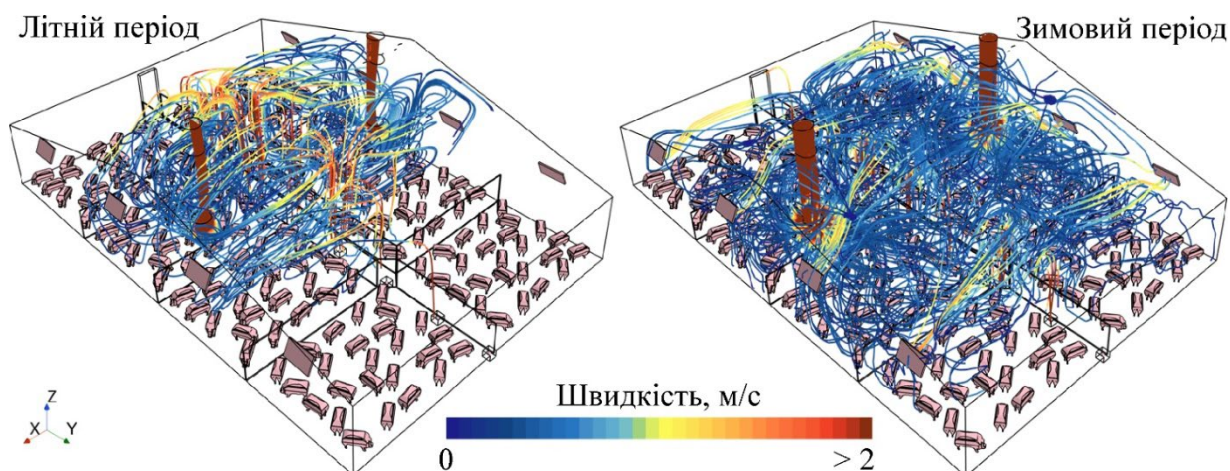
Варіант 2 – стельова система вентиляції



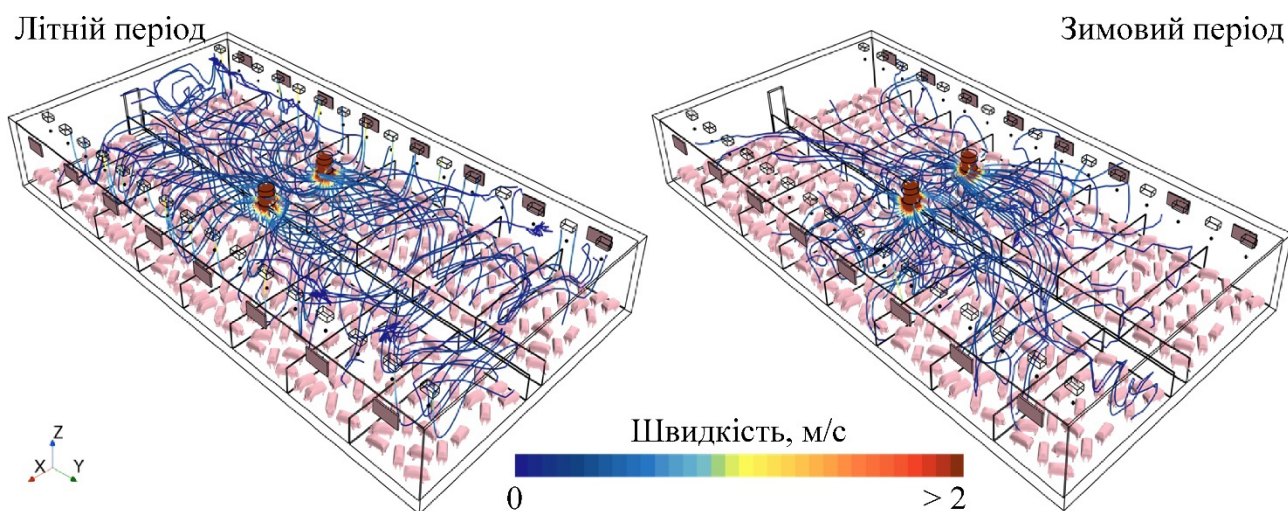
Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали

Рисунок 2.21 – Розподіли температури в приміщеннях свинарників

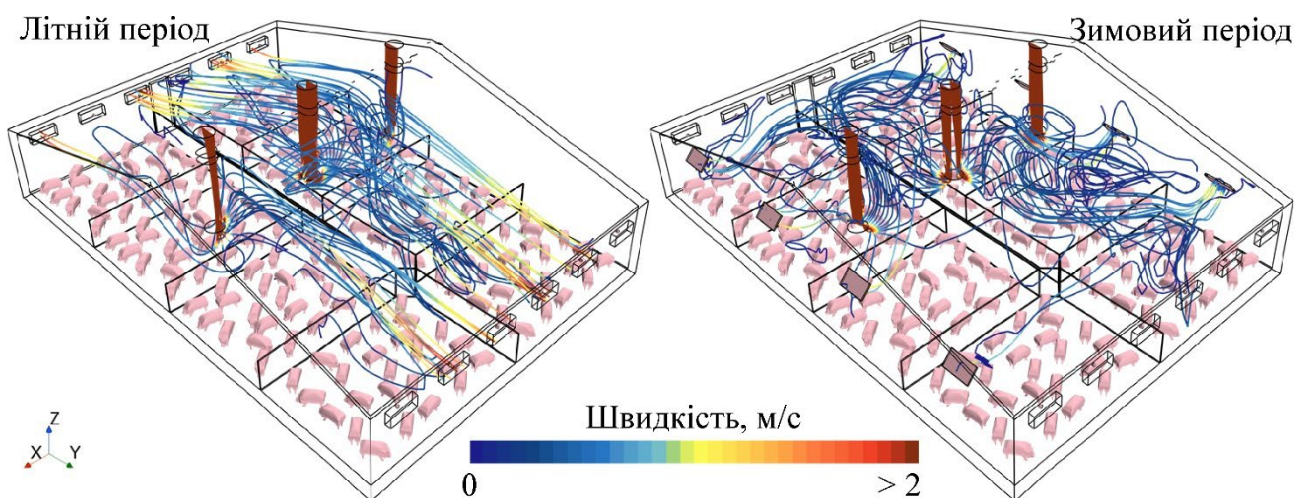
Розглянемо більш детально кожен систему вентиляції за поперечними перерізами приміщень.



Варіант 1 – система вентиляції підлогового каналу

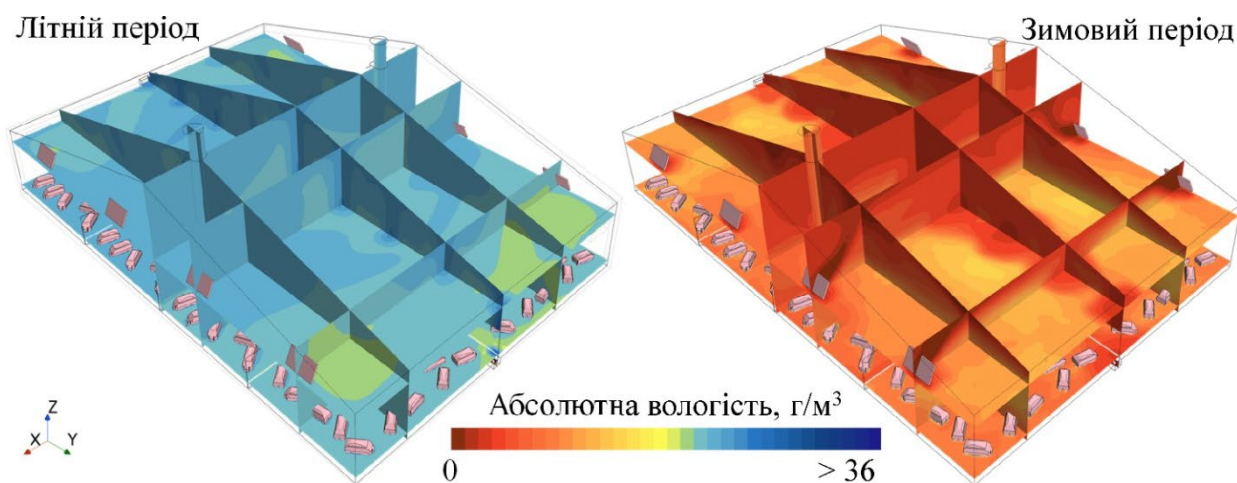


Варіант 2 – стельова система вентиляції

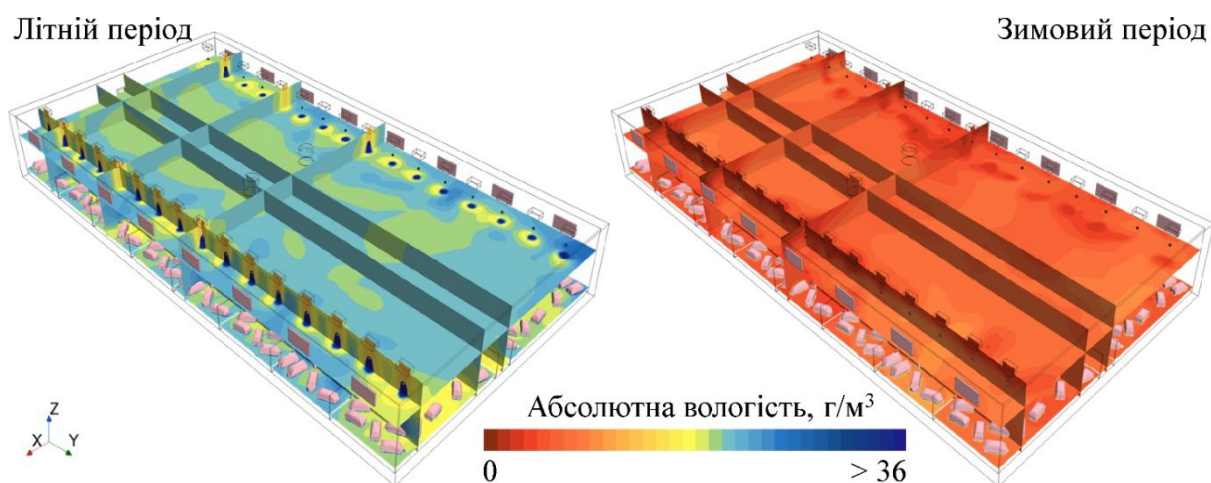


Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали

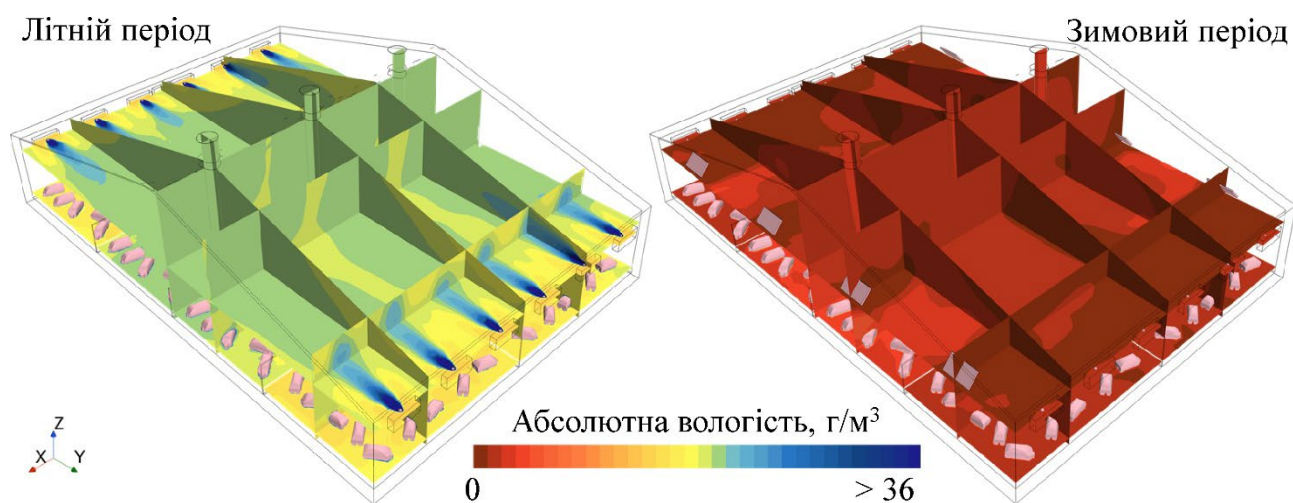
Рисунок 2.22 – Лінії потоку повітря в приміщеннях свинарників



Варіант 1 – система вентиляції підлогового каналу



Варіант 2 – стельова система вентиляції



Варіант 3 – система вентиляції через стінові канали

Рисунок 2.23 – Розподіл тиску в середині приміщень свинарників

Отримані візуалізації надають можливість візуально оцінити розподіл температури (рис. 2.24), швидкості повітря (рис. 2.25) та рівня вологості (рис. 2.26) в приміщенні, де застосовується система вентиляції з використанням підлогового каналу (варіант 1).

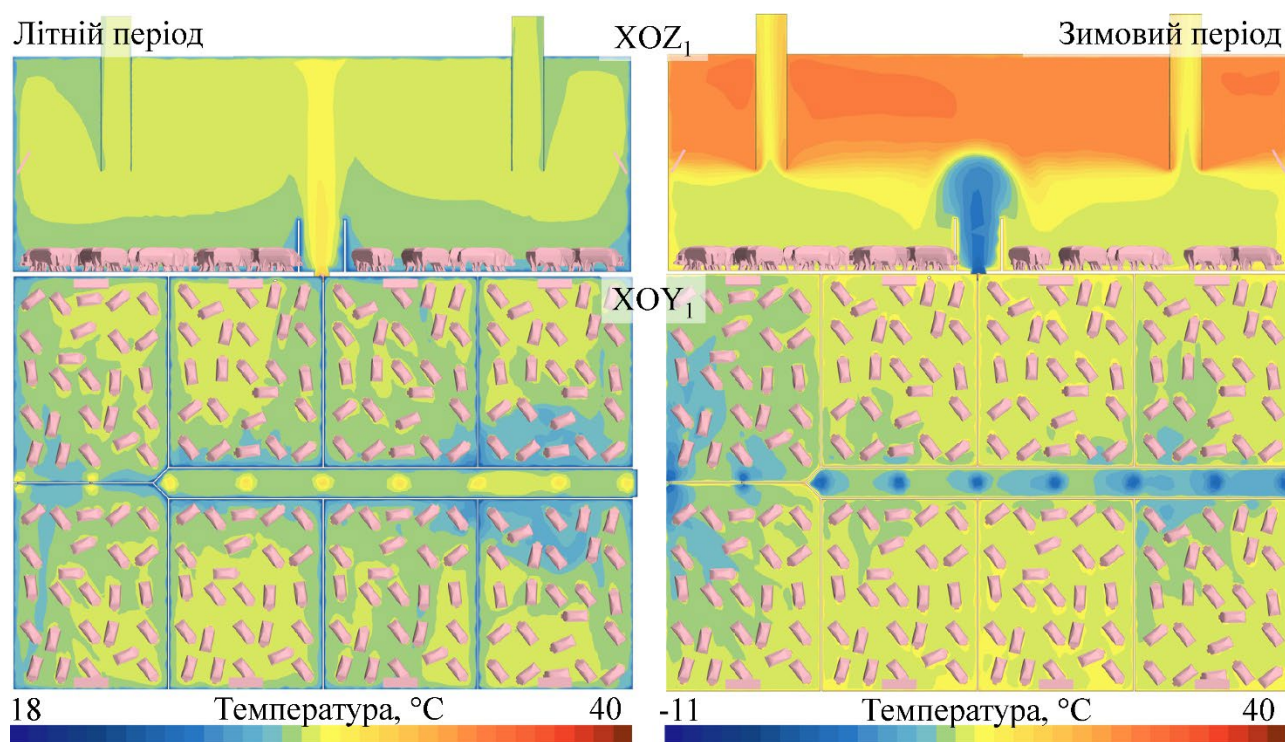


Рисунок 2.24 – Розподіли температури в свинарнику із системою вентиляції підлогового каналу (варіант 1)

Аналізуючи температурне поле в зоні перебування свиней було встановлено, що влітку температура коливається в межах 20–26 °С, у той час як взимку діапазон зміни температури становить від 16 до 20 °С. Важливо зазначити, що отримані значення температури не повністю відповідають нормативним вимогам.

Зокрема, особлива розбіжність відхилень спостерігається в середині приміщення, де розташований підлоговий канал вентиляції. Однак наявність суцільних перегородок в станках убезпечує тварин від попадання на них теплого повітря влітку і холодного взимку. Отже, результати аналізу вказують на необхідність подальшого дослідження та можливих корекцій для досягнення

більш однорідного та регульованого температурного режиму в цьому приміщенні з метою покращення умов утримання свиней.

Лінії потоку повітря наведено на рис. 2.22 для кожної з трьох систем вентиляції. Розподіл абсолютної вологості повітря в середині приміщення для кожної з трьох систем вентиляції представлено на рис. 2.23.

При проведенні дослідження векторного поля швидкостей в приміщенні свинарника (рис. 2.25) виявлено наявність турбулентного потоку в зоні перебування тварин. Цікавим є процес руху повітря: з підлогового каналу воно огинає суцільну перегородку станка і піднімається біля стінок вгору у витяжну шахту. Швидкість потоку повітря при цьому в зоні перебування тварин складає до 0,5 м/с і є достатньо однорідним. Спостереження за тваринами в літній і зимовий періоди у виробничих умовах дає змогу стверджувати про їх рівномірне розташування по станку. Це підтверджує, що умови перебування є досить комфортними.

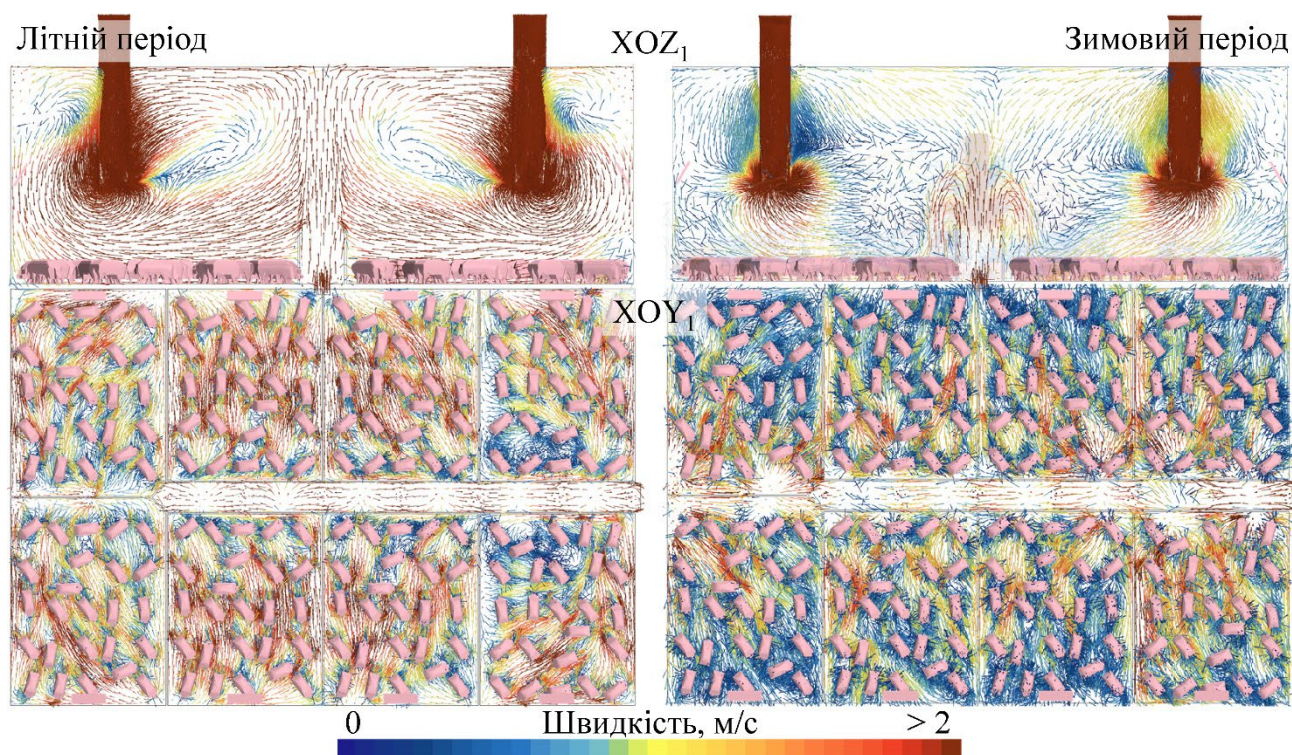


Рисунок 2.25 – Розподіли швидкості в свинарнику із системою вентиляції підлогового каналу (варіант 1)

Щодо вологості (рис. 2.26), важливо відмітити, що у літній період року спостерігається істотно збільшений рівень вологості. Найвище значення в цій області, де перебувають тварини, сягає 24 г/м^3 , що в контексті температури повітря 26°C відповідає 97% , що є досить значущим показником. У зимовий період року вміст вологості в повітрі біля тварин становить від 3 до 7 г/м^3 , що при температурі 16°C відповідає від 20% до 51% .

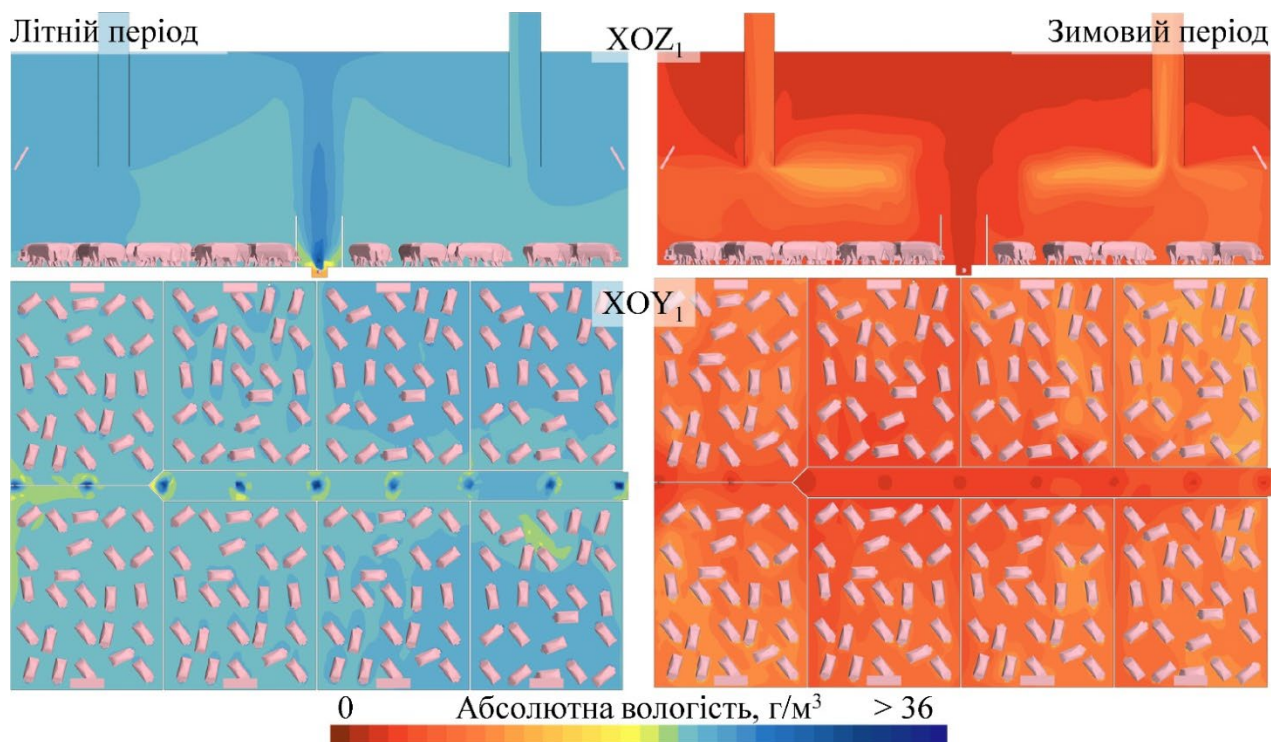


Рисунок 2.26 – Розподіли вологості в свинарнику
із системою вентиляції підлогового каналу (варіант 1)

Ці дані вказують на значні зміни в рівнях вологості впродовж різних сезонів, що може впливати на комфорт перебування тварин у приміщенні. Особливо важливим є управління рівнем вологості влітку, коли великий вміст вологи може впливати на здоров'я тварин та їхнє сприйняття температурного режиму.

У зимовий період, навпаки, важливо забезпечити достатній рівень вологості для запобігання пересушуванню повітря та забезпечення комфортних умов для тварин.

Комплексна оцінка системи вентиляції підлогового каналу засвідчила її високу ефективність у забезпеченні оптимального мікроклімату. Це проявляється у рівномірності розподілу швидкості потоку повітря, що не перевищує нормовані значення (до 0,5 м/с). Щодо температури можна стверджувати про невеликі відхилення її значення в зоні перебування тварин від нормованих показників (18–22 °С).

Отримана візуалізація демонструє розподіл температури (рис. 2.27), швидкості (рис. 2.28) і вологості (рис. 2.29) повітря в приміщенні з системою вентиляції, яка використовує стельові канали (варіант 3).

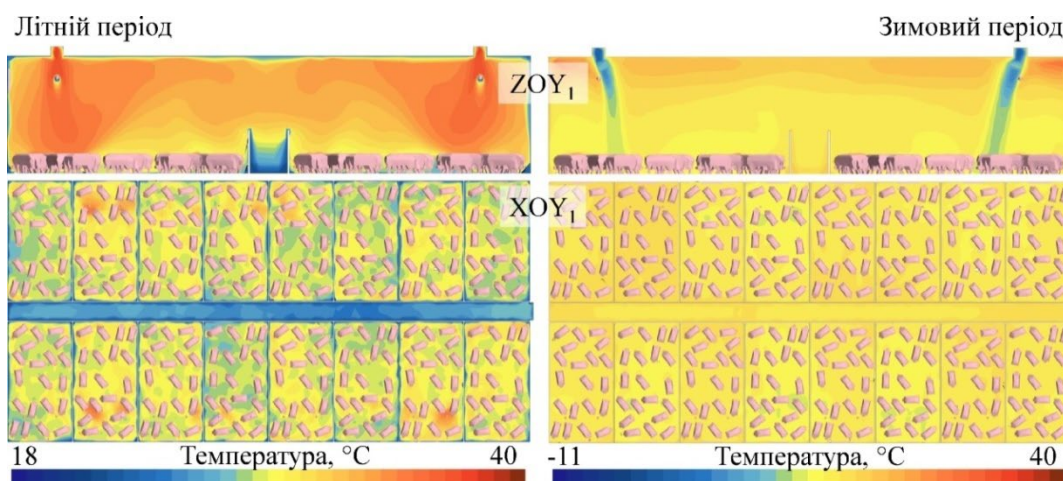


Рисунок 2.27 – Розподіли температури в свинарнику
із стельовою системою вентиляції (варіант 2)

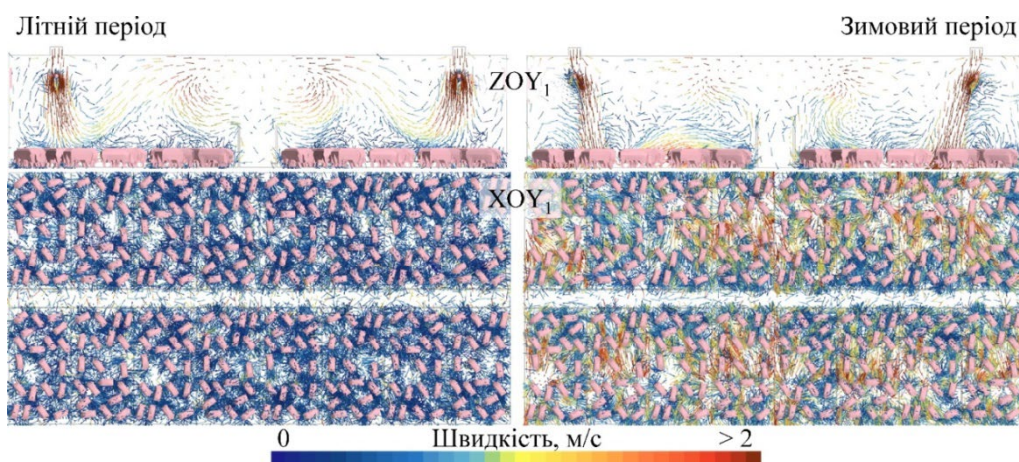


Рисунок 2.28 – Розподіли швидкості в свинарнику
із стельовою системою вентиляції (варіант 2)

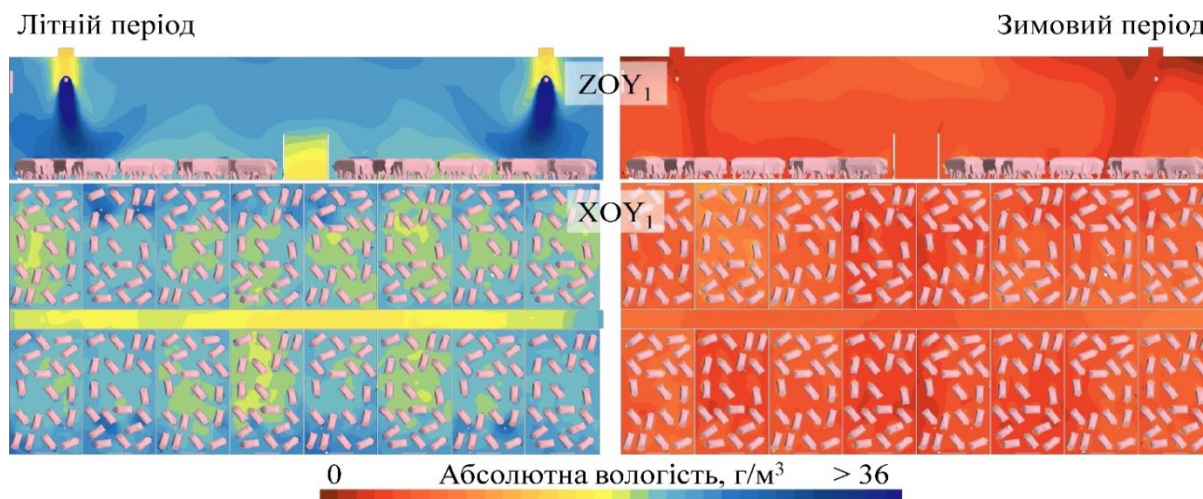


Рисунок 2.29 – Розподіли вологості в свинарнику
із стельовою системою вентиляції (варіант 2)

Аналізуючи температурне поле в зоні перебування свиней встановлено, що в літній період року температура коливається в межах 19–28 °С, тоді як у зимовий період року – від 15 до 22 °С. Варто зауважити, що температура не в повній мірі відповідає нормованим значенням. Особлива невідповідність спостерігається біля стінок приміщення, що пояснюється особливостями розташування припливних каналів, зрошувальних форсунок і теплообмінників системи опалення.

При дослідженні векторного поля швидкостей в приміщенні свинарника також видно, що біля стінок приміщення, в зоні розміщення тварин спостерігається висока швидкість потоку повітря (понад 0,5 м/с). Близьче до центру приміщення швидкість потоку повітря зменшується. Відповідно до цього тварини в літній період року знаходяться біля стінок в прохолоднішій зоні. А в зимовий навпаки ближче до центру приміщення, де спостерігається більш висока комфортна температура. Турбулентність потоку повітря спостерігається в поперечному перерізі (площина ZOY_1), що спричиняє достатньо неоднорідне змішування холодних і теплих потоків повітря.

Щодо вологості (рис. 2.29), варто зазначити, що в літній період року спостерігається значно підвищений рівень вологості. Максимальне значення в

зоні, де знаходяться тварини, досягає 21 г/м^3 , що при температурі повітря в 25°C складає 93 %, що є досить високим показником. В зимовий період року її вміст у повітрі в зоні, де перебувають тварини, становить від 5 до 8 г/м^3 , що для температури 18°C складає від 40 % до 66 %.

Для приміщення із системою вентиляції через стінові канали (варіант 3) отримано візуалізацію розподілу температури (рис. 2.30), швидкості (рис. 2.31) і вологості (рис. 2.32) повітря у перерізах ZOY_1 і XOY_1 .

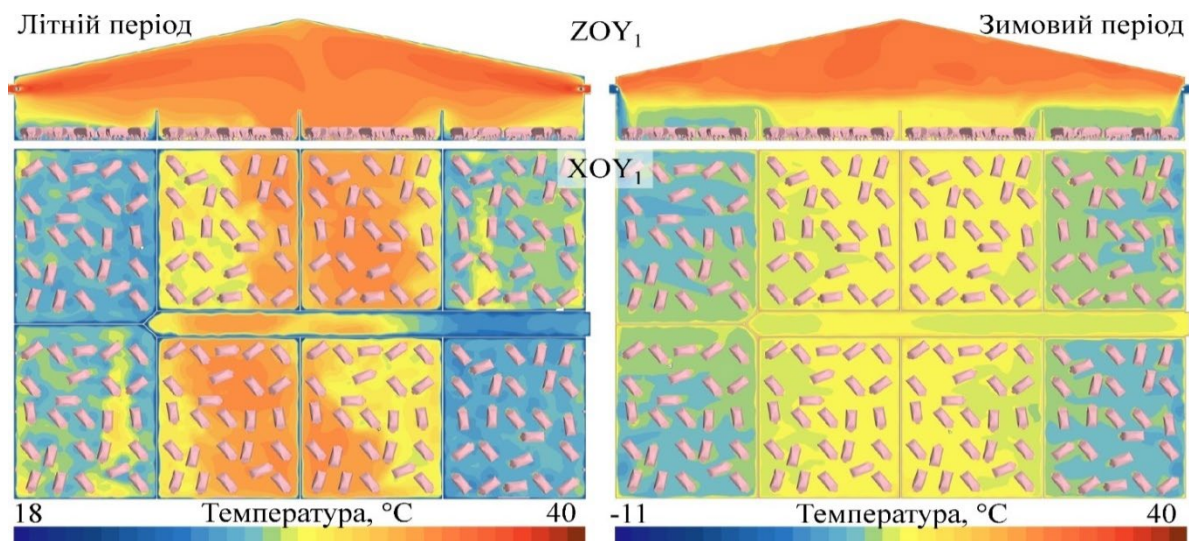


Рисунок 2.30 – Розподіли температури в свинарнику із вентиляцією через стінові канали (варіант 3)

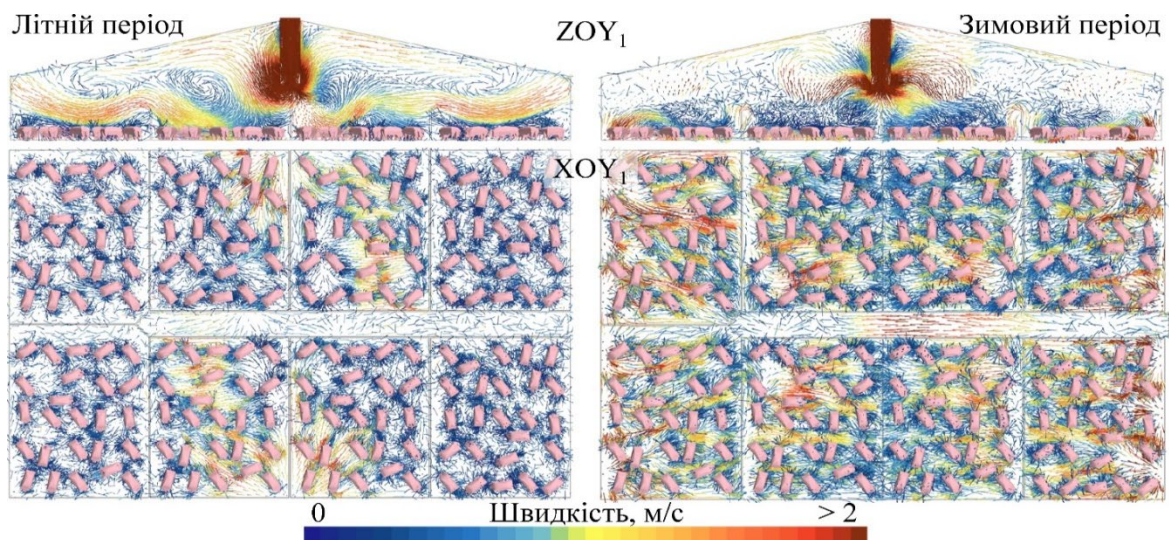


Рисунок 2.31 – Розподіли швидкості в свинарнику із вентиляцією через стінові канали (варіант 3)

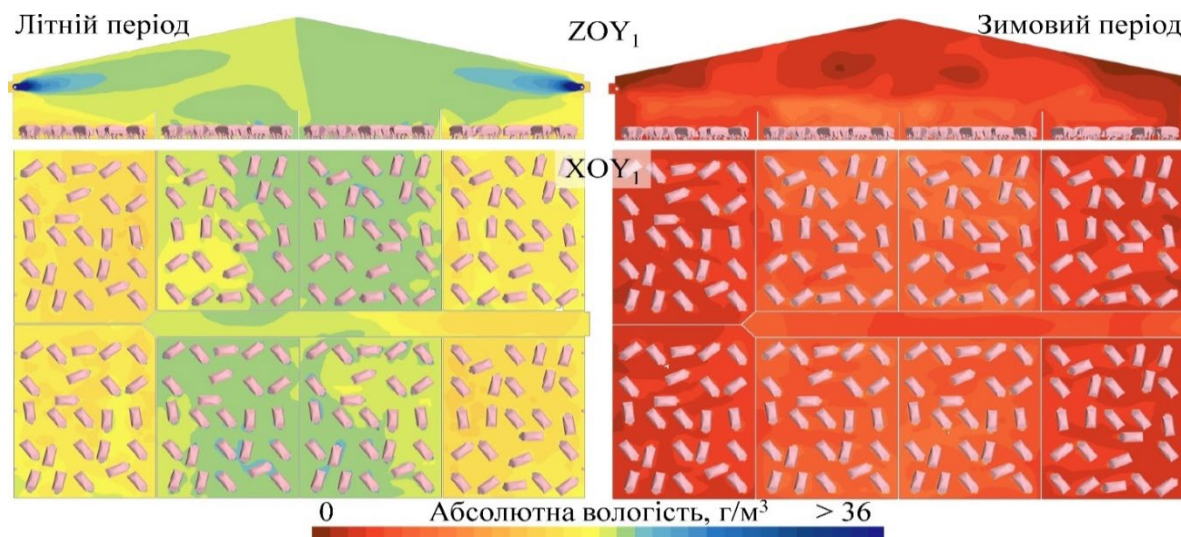


Рисунок 2.32 – Розподіли вологості в свинарнику
із вентиляцією через стінові канали (варіант 3)

Температурне поле в зоні перебування свиней знаходиться в межах: для літнього періоду року – 20–30 °С, для зимового періоду року – 12–18 °С. При цьому в центральних станках температура відповідає нормованим значенням в зимовий період року і не відповідає в літній. Це пов'язано із особливостями розташування припливних каналів, зрошувальних форсунок і теплообмінників системи опалення.

Аналогічний висновок можна зробити розглянувши векторне поле швидкостей в приміщенні свинарника. В центральних станках в зонах перебування тварин спостерігається висока швидкість переміщення потоку повітря (вище 0,5 м/с), що не відповідає нормованим значенням.

Особливо це проявляється в зимовий період, коли в приміщення поступає холодне повітря з навколишнього середовища, при цьому в приміщенні працюють вентилятори теплообмінників системи опалення. Це призводить до підвищення турбулентності і неоднорідності змішування холодного та теплого потоків повітря.

Щодо вологості (рис. 2.32), то в літній період року спостерігається досить високий її рівень. Максимальне значення в зоні перебування тварин досягає

23 г/м³, що при температурі повітря в 25 °С складає 98 %. В зимовий період року ситуація із вологістю протилежна: її вміст у повітрі в зоні перебування тварин від 6 до 11 г/м³, що для температури 18 °С складає від 45 % до 74 %.

Проведений аналіз результатів експериментально-чисельних досліджень систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях показав, що система вентиляції підлогового каналу найбільш ефективно забезпечує нормовані показники мікроклімату. Однак для великих приміщень, де кількість станків може досягати шістнадцяти вздовж одного підземного каналу виникають певні проблеми із рівномірністю розподілу повітря.

2.5 Результати експериментальних досліджень системи вентиляції підлогового каналу

На цьому етапі експериментальних досліджень було розширено обсяг досліджень на всю будівлю для утримання свиней, де впроваджено систему вентиляції з підлоговим каналом.

Параметри мікроклімату приміщення для утримання поросят на дорошуванні досліджувалися в умовах фермерського господарства «Літагор». Зовнішній вигляд і проєкт приміщення та елементів системи вентиляції наведено на рис. 2.33.

У приміщенні діє система вентиляції, яка створює від'ємний тиск. Ця система забезпечує регулювання мікроклімату в приміщенні за такою схемою: повітря з навколишнього середовища надходить через регульовальні отвори, розташовані на одному боці приміщення, і потім рухається під проходами. У проходах розміщені однаково віддалені один від одного отвори, через які повітряний потік надходить в приміщення. Витяжні шахти розташовані з боків секцій. Вони призначені для відведення повітря з приміщення в навколишнє середовище. При цьому створюється від'ємний тиск.

Дослідження проводились в літній період, а саме в липні, коли температура навколишнього середовища досягала 35–38 °С.

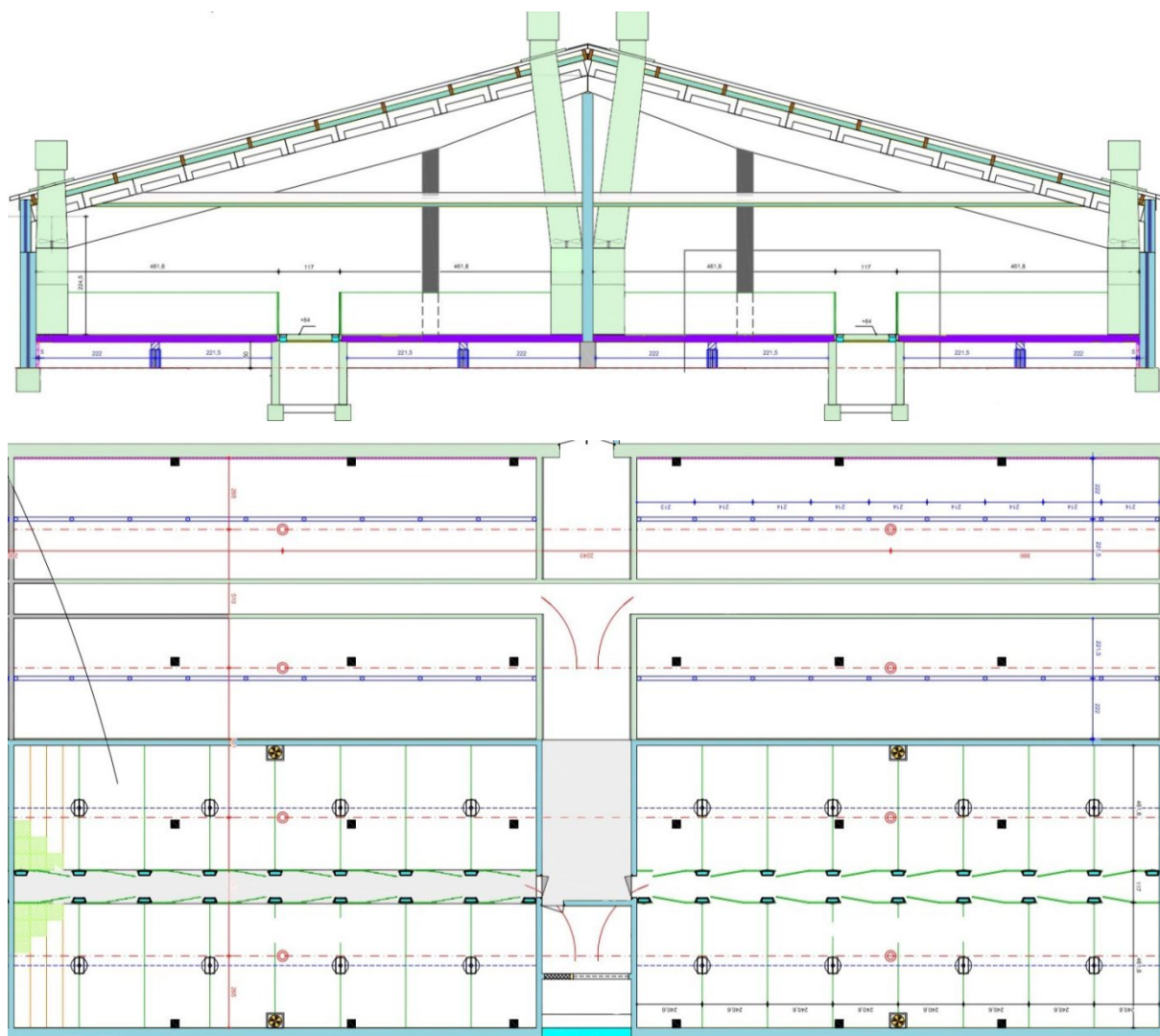


Рисунок 2.33 – Проект приміщення із системою вентиляції
з підлоговим каналом для утримування свиней на дорощуванні

Були проведені вимірювання вказаних параметрів на різних висотах над підлогою (0,3 м, 0,7 м, 1,6 м) у зоні перебування тварин кожного станку. Додатково, також вимірювалася температура на шкірі тварини на загривку, а також температури поверхонь суцільної і щілинної підлог.

Було здійснено вимірювання температури повітря у 16 різних точках (групових станків). На основі отриманих даних складений графік, який демонструє залежність температури повітря від розташування групового станка (рис. 2.34).

У таблиці 2.8 наведені граничні і середні значення та їх відхилення.

Таблиця 2.8 – Температура повітряного потоку в приміщенні для утримання поросят

Розташування	Max, °C	Min, °C	Mean, °C	Δ , °C
Суцільна підлога	22,9	21,3	22,1	0,5
Щілинна підлога	26,2	24,4	25,3	0,5
0,3 м	22,7	18,7	20,7	1,2
0,7 м	23,6	19,6	21,6	1,2
1,6 м	23,6	19,6	21,7	1,3
Шкіра тварини	37,2	36,0	36,6	0,4

З таблиці 2.8 видно, що найтепліше повітря спостерігається на висоті від 160 см від підлоги. Це може пояснюватись тим, що тепле повітря має тенденцію підніматись вгору, оскільки воно легше за холодне. З рис. 2.34 видно, що з 13 групового станка температура повітря в зоні перерубування тварин (висота 30 см від підлоги) не відповідає рекомендованим межах. Це вказує на необхідність удосконалення системи регулювання температури в приміщенні, особливо з огляду на комфорт та здоров'я свиней.

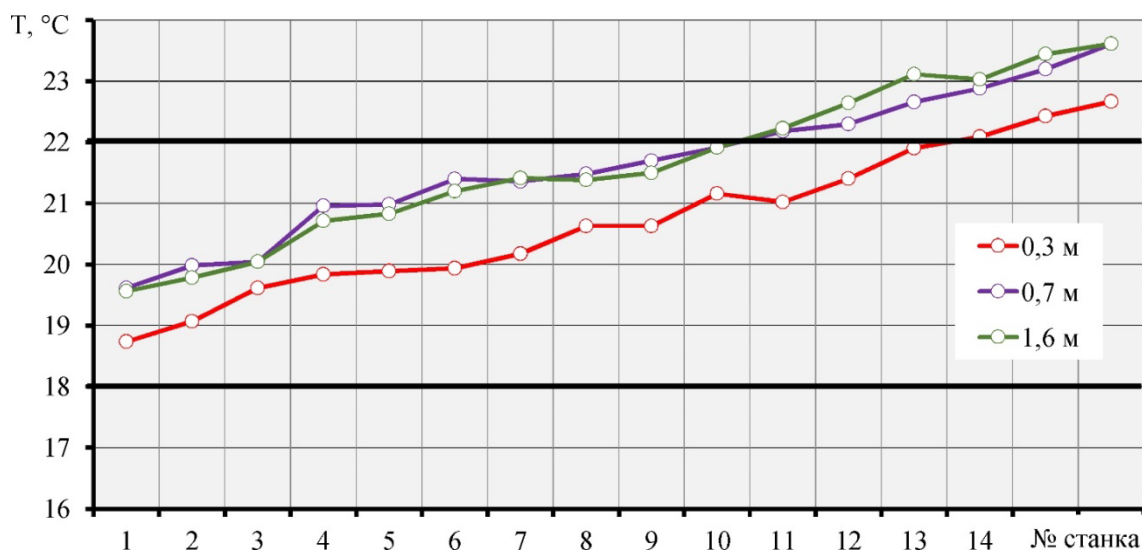


Рисунок 2.34 – Графік зміни температури повітря в групових станках

У групових станках було виміряно відносну вологість повітря, яка знаходилась в діапазоні від 60,6 % до 95,2 %, в залежності від висоти над підлогою. Отримані дані зазначені в табл. 2.9 та на рис. 2.35. Відносна вологість збільшується із зниженням висоти. Це можна пояснити розташуванням каналів

для гною та виділенням вологи з підстилки. Провівши порівняння отриманих даних із рекомендованими, встановлено, що на висоті 0,3 м вологість повітряного потоку є більше норми, оскільки рекомендований діапазон відносної вологості знаходиться в межах 60–80 %.

Таблиця 2.9 – Вологість повітряного потоку в приміщенні для утримання поросят

Місце	Max, %	Min, %	Mean, %	Δ , %
0,3 м	95,2	80,8	88,4	3,4
0,7 м	88,1	69,3	77,8	4,1
1,6 м	76,6	60,6	68,7	3,5

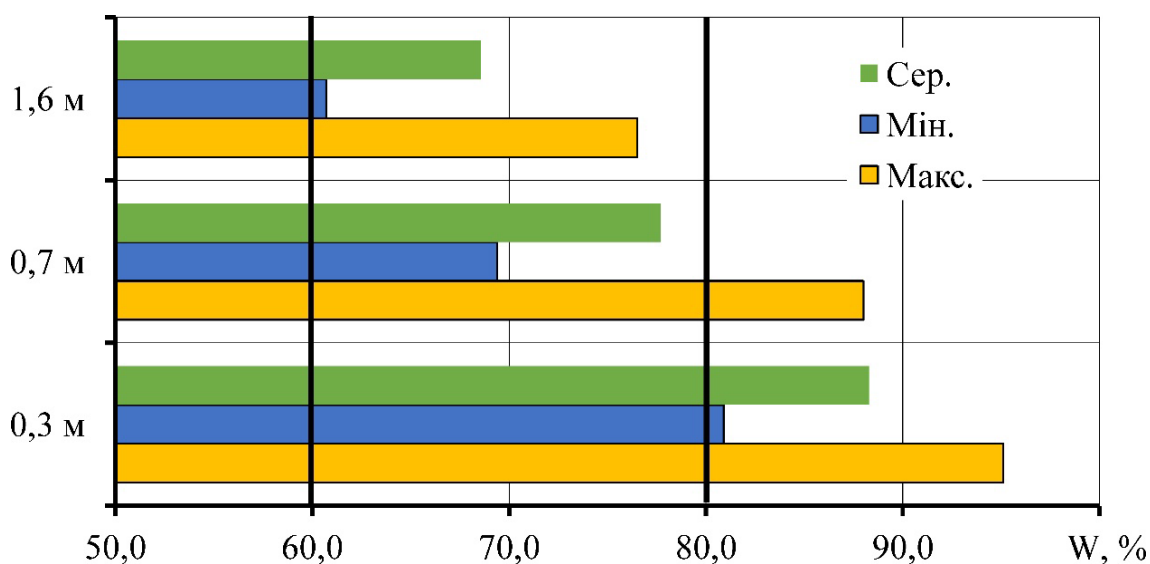


Рисунок 2.35 – Залежність вологості повітряного потоку від висоти

В приміщенні були виміряні швидкості повітря, які коливались в діапазоні 0,12–0,81 м/с, в залежності від висоти розміщення датчика для вимірювання. Отримані результати наведені в табл. 2.10 та представлені на рис. 2.36. На висоті 0,30 м середня швидкість потоку повітря в цілому знаходиться в межах допустимих значень, не перевищуючи 0,2 м/с.

В приміщенні для утримання поросят використовується система вентиляції з від'ємним тиском. З вентиляційних каналів, які розташовані під проходами, свіже повітря надходить до приміщення, що сприяє його негайному

впливу на поголів'я та зміні температури в нижній частині приміщення. Зі збільшенням висоти в приміщенні збільшується і швидкість потоку повітря. Це зумовлено тим, що через витяжні шахти витяжний потік повітря відводиться у верхній частині приміщення, а нижню частину приміщення затримують перепони, що створюють опір для руху повітря.

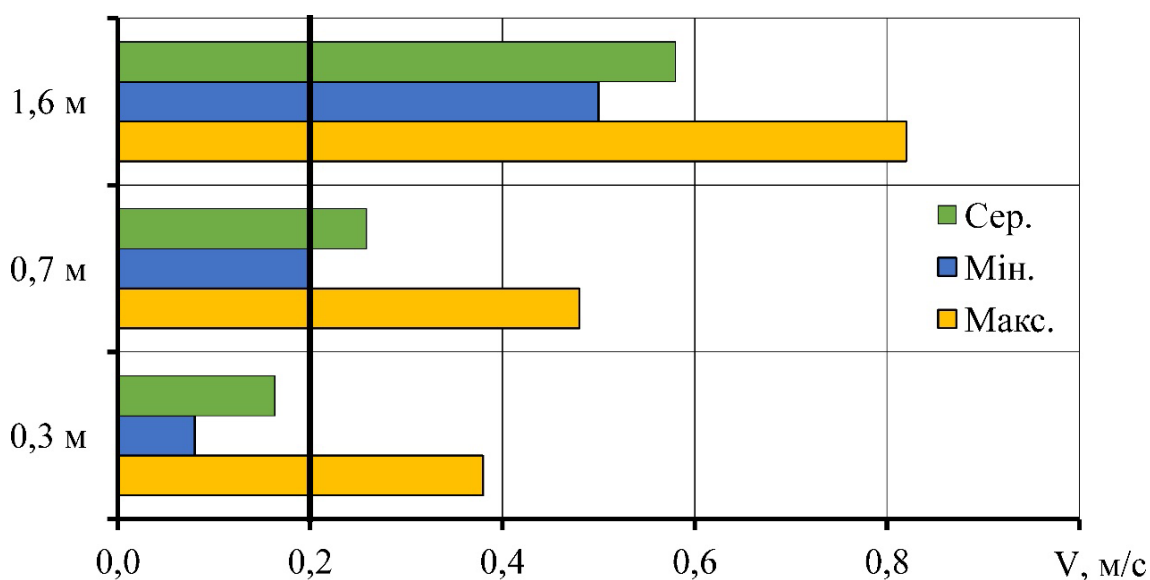


Рисунок 2.36 – Залежність швидкості повітряного потоку від висоти

Таблиця 2.10 – Розподіл швидкості повітряного потоку в свинарнику

Місце	Max, м/с	Min, м/с	Mean, м/с	Δ, м/с
0,3 м	0,42	0,12	0,22	0,12
0,7 м	0,53	0,21	0,31	0,11
1,6 м	0,81	0,53	0,64	0,12

У приміщенні концентрація аміаку в повітрі коливалась в діапазоні 5,5–16,4 мг/м³, в залежності від висоти розміщення датчика вимірювання. Можливо допустима норма концентрації аміаку в приміщенні становить 20 мг/м³. Зі зменшенням висоти в повітрі зростає концентрація аміаку. Це пояснюється наявністю гнойових каналів та продуктів життєдіяльності свиней, які сприяють викиду аміаку в повітря. Результати вимірювань в повітрі концентрації аміаку наведені в табл. 2.11 та представлені на рис. 2.37.

Таблиця 2.11 – Розподіл концентрації аміаку в приміщенні для утримання поросят

Місце	Max, мг/м ³	Min, мг/м ³	Mean, мг/м ³	Δ, мг/м ³
0,3 м	16,4	10,4	12,7	1,1
0,7 м	13,5	7,7	10,4	1,4
1,6 м	9,6	5,5	7,5	1,3

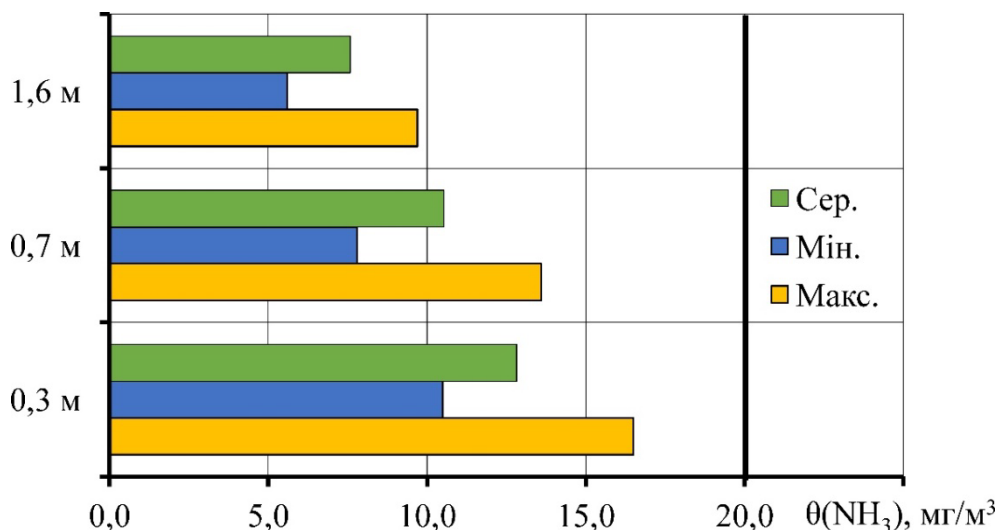


Рисунок 2.37 – Залежність концентрації аміаку в приміщенні для утримання поросят від висоти

Концентрація вуглекислого газу в повітрі приміщення коливалась в діапазоні 0,11–0,42 %, в залежності від висоти розміщення датчика вимірювання. Можлива допустима норма концентрації вуглекислого газу в приміщенні становить 0,2 %. Зі зменшенням висоти в повітрі зростає концентрація вуглекислого газу. Це може бути пояснено розташуванням джерел викиду газу на вищих рівнях приміщення. Результати вимірювань в повітрі концентрації вуглекислого газу наведені в табл. 2.12 та представлені на рис. 2.38.

Таблиця 2.12 – Розподіл концентрації вуглекислого газу в приміщенні для утримання поросят

Місце	Max, %	Min, %	Mean, %	Δ, %
0,3 м	0,24	0,11	0,18	0,03
0,7 м	0,36	0,17	0,26	0,05
1,6 м	0,42	0,31	0,34	0,04

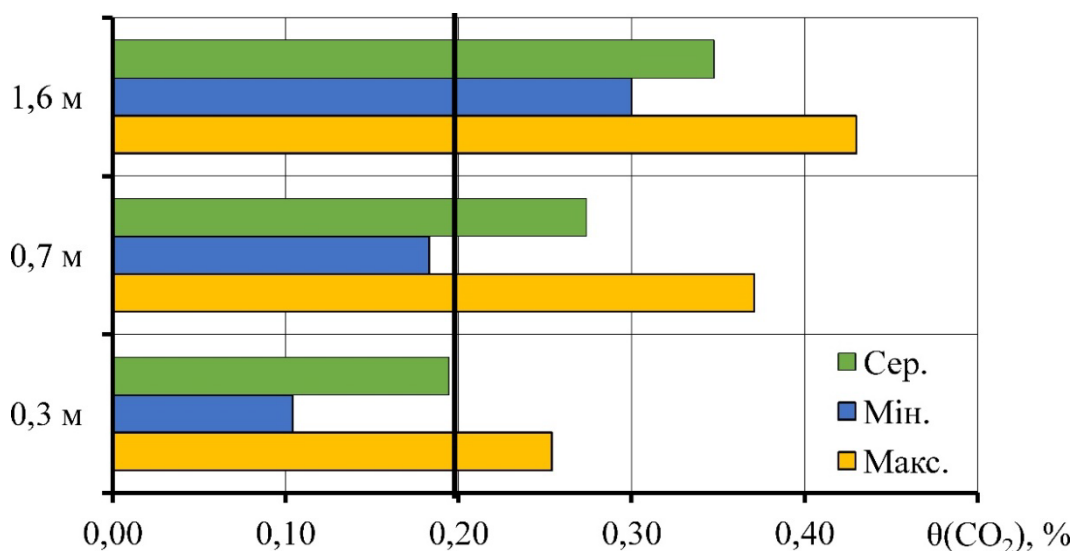


Рисунок 2.38 – Залежність концентрації вуглекислого газу в приміщенні для утримання поросят від висоти

Концентрація сірководню в повітрі приміщення коливалась в діапазоні 1,31–5,17 мг/м³. Можлива допустима норма H₂S в повітрі становить 10 мг/м³. Із наближенням до підлоги концентрація сірководню в повітрі зростає.

Це може пояснюватись тим, що сірководень виділяється з гною, який розташований у відповідних каналах, і його концентрація зростає з висотою над підлогою. Результати вимірювань в повітрі концентрації сірководню наведені в табл. 2.12 та представлені на рис. 2.39.

Таблиця 2.12 – Розподіл концентрації сірководню в приміщенні для утримання поросят

Місце	Max, мг/м ³	Min, мг/м ³	Mean, мг/м ³	Δ, мг/м ³
0,3 м	5,17	3,35	4,66	0,42
0,7 м	4,11	2,01	3,01	0,53
1,6 м	2,81	1,31	1,60	0,21

Концентрація кисню знаходилась в межах 20,1–21,2 %, в залежності від висоти розміщення датчика вимірювання. Зі зменшенням висоти в повітрі знижується значення концентрації кисню, оскільки відбувається його поглинання тваринами в групових станках. Результати вимірювань в повітрі концентрації кисню наведені в табл. 2.13 та представлені на рисунках 2.40.

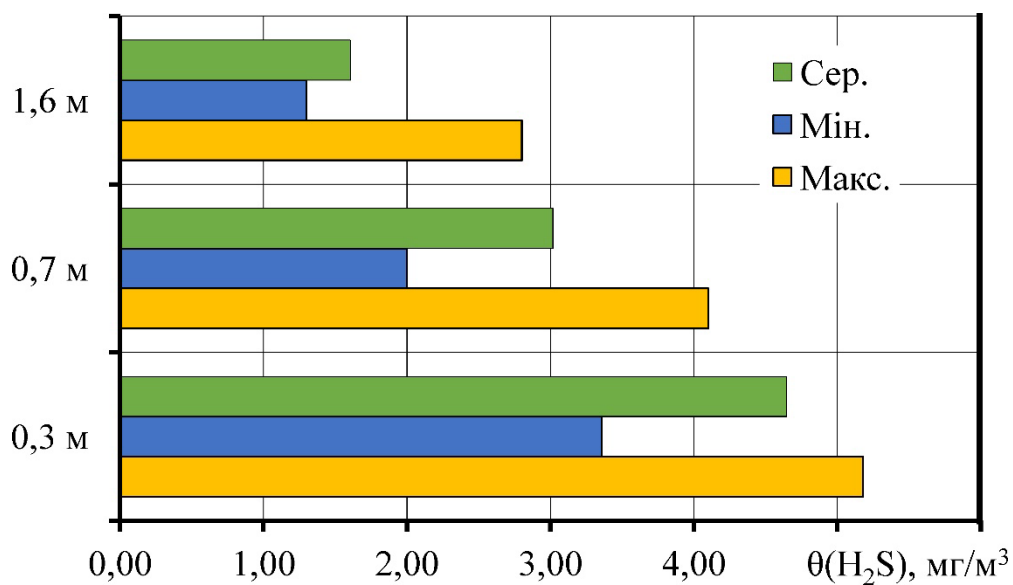


Рисунок 2.39 – Залежність концентрації сірководню в приміщенні для утримання поросят від висоти

Таблиця 2.13 – Розподіл концентрації кисню в приміщенні для утримання поросят

Місце	Max, %	Min, %	Mean, %	Δ, %
0,3 м	21,1	20,1	20,9	0,12
0,7 м	21,2	20,2	20,8	0,11
1,6 м	21,1	20,5	20,7	0,13

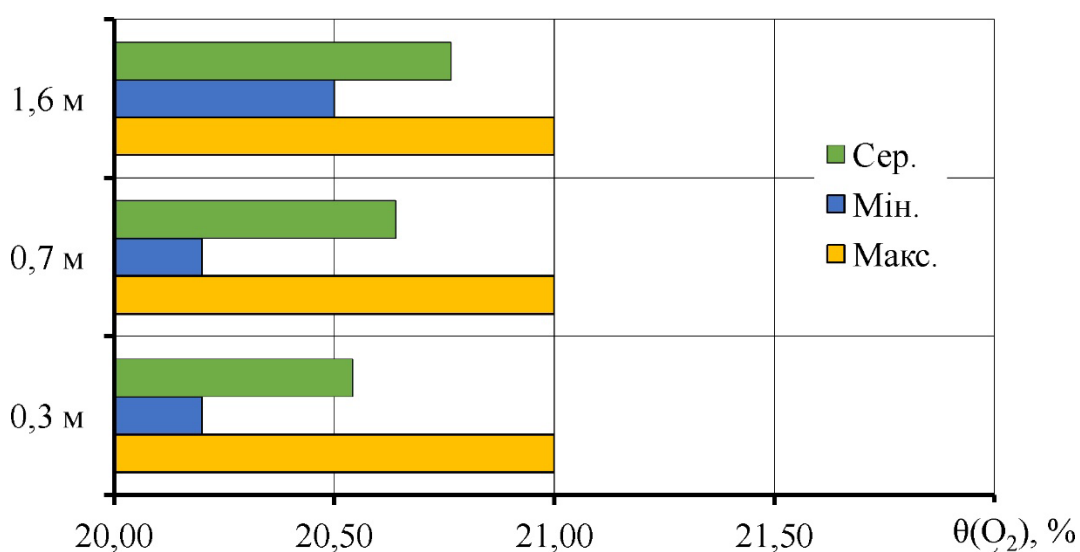


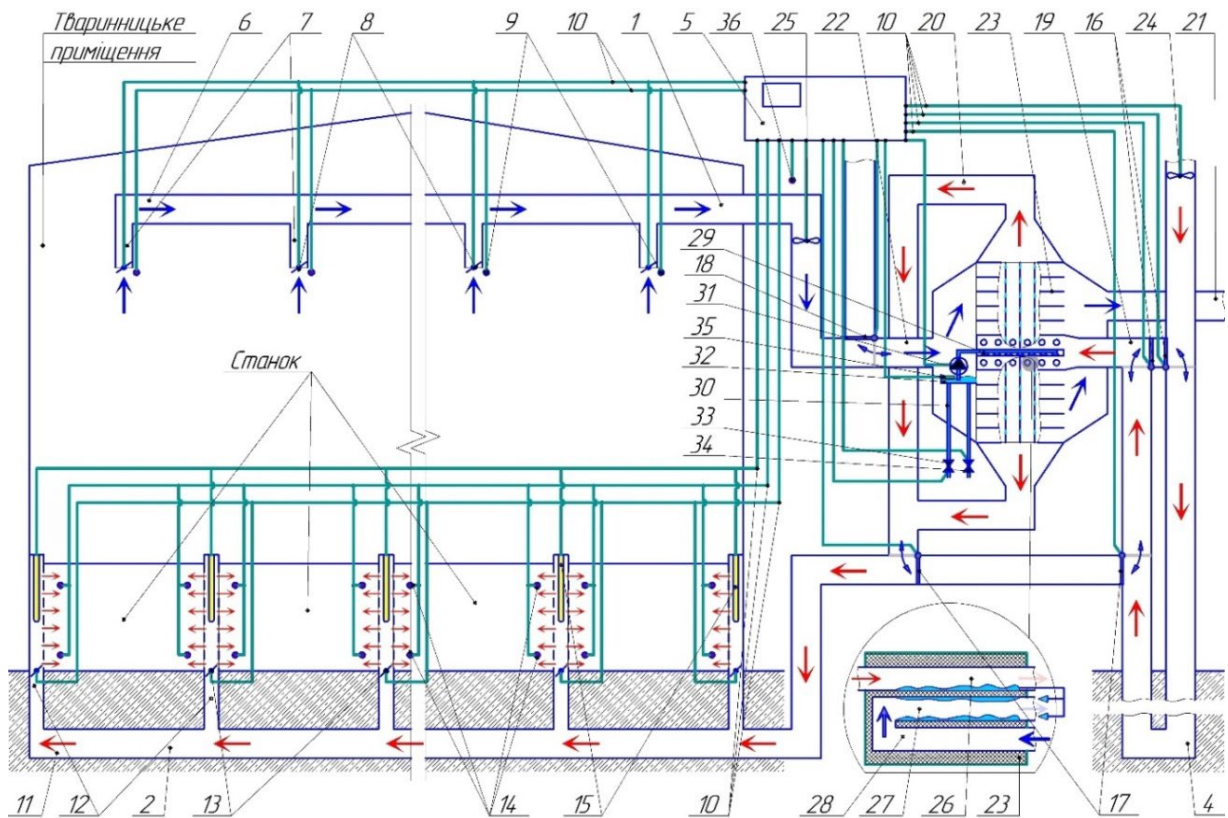
Рисунок 2.40 – Залежність концентрації кисню в приміщенні для утримання поросят від висоти

За результатами ретельного обстеження групових станків для утримання свиней на дорощуванні із мікрокліматом з підлоговими каналами виявлено проблему незабезпечення нормованої температури в зоні перебування тварин після 13 групового станка вздовж розміщення каналу. Також встановлено, що відносна вологість повітря на висоті, де знаходяться тварини, перевищує норми, які рекомендовані, і наближається до 95 %. Крім того вологість повітря для свиней на дорощуванні становить менше ніж 80 %. Більшість показників складу повітря (вміст H_2S , CO_2 , H_2S та O_2) в зоні перебування тварин знаходиться в межах норми.

2.6 Опис конструктивно-технологічної схеми і принципу роботи мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

Проведені експериментально-чисельні дослідження ефективності систем забезпечення мікроклімату в свинарських приміщеннях і аналіз існуючого техніко-технологічного забезпечення дозволив розробити конструктивно-технологічну схему (додаток А) мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень (рис. 2.41).

Мехатронна система забезпечення мікроклімату свинарських приміщень працює таким чином. Оператор на блоці керування 5 встановлює задані діапазони значень параметрів локального мікроклімату (температури, вологості, швидкості потоку повітря) для кожного станка, де утримуються тварини. Також оператор на блоці керування 5 встановлює граничні значення якості повітря за вмістом сірководню, вуглекислого газу і аміаку. Далі відбувається запуск мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень. Інформація щодо значень температури, вологості і якості повітря (вмісту сірководню, вуглекислого газу і аміаку) з датчиків температури, вологості та якості повітря 9, датчиків температури та вологості повітря 14, зовнішніх датчиків температури та вологості 36 по засобах електричних проводів 10 передається до блока керування 5. Ця інформація порівнюється між собою та з даними, які задав оператор.



- 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 pompa; 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 2.41 – Конструктивно-технологічна схема мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

Якщо задана температура оператором вище за температуру на зовнішній стороні свинарського приміщення (зимовий період року), то блок керування передає сигнал до сервоприводів заслінок 16–18, які встановлюються в таке положення (рис. 2.42), яке дозволяє з'єднати систему видалення забрудненого повітря 1 із внутрішнім патрубком для робочого повітря 20 теплообмінника побічно-випарного типу 3 і U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника 4.

Вентиляційна система нагнітання чистого повітря 2 з'єднується із внутрішнім патрубком для утилізованого повітря 22 теплообмінника побічно-випарного типу 3. Блок керування 5 запускає нагнітальний вентилятор 24 у напрямку подачі повітря з свинарського приміщення на його зовнішню сторону, а витяжний вентилятор 25 у протилежному напрямку подачі повітря із зовнішньої сторони у свинарське приміщення.

В залежності від якості повітря над станками, що визначено із використанням датчиків температури, вологості та якості повітря 9 та граничних значень, які встановлені оператором, блок керування 5 по засобах електричних проводів передає сигнал до витяжних заслінок із сервоприводами 8. Якщо виміряні значення якості повітря менші за граничні значення, які встановлені оператором, то витяжна заслінка із сервоприводом 8 закривається. В протилежному випадку витяжна заслінка із сервоприводом 8 відкривається на кут, який прямопорційний відповідній різниці значень якості повітря і граничних значень. Повітря засмоктується у патрубки для видалення повітря 7 і формується у потік, який переміщується по центральному повітропроводу для видалення повітря 6 системи видалення забрудненого повітря 1. Далі потік повітря потрапляє до внутрішнього патрубка для робочого повітря 20 і потім до набору перехресних каналів 23 теплообмінника побічно-випарного типу 3. Цей потік повітря проходить крізь робочі канали 26, де охолоджується і знижує вологість, утворюючи при цьому конденсат. Даний процес відбувається за рахунок теплообміну крізь стінки, які сполучають робочі канали 26 і вологі канали 27. Далі охолоджений потік повітря подається на зовнішню сторону свинарського приміщення по зовнішньому патрубку для робочого повітря 19.

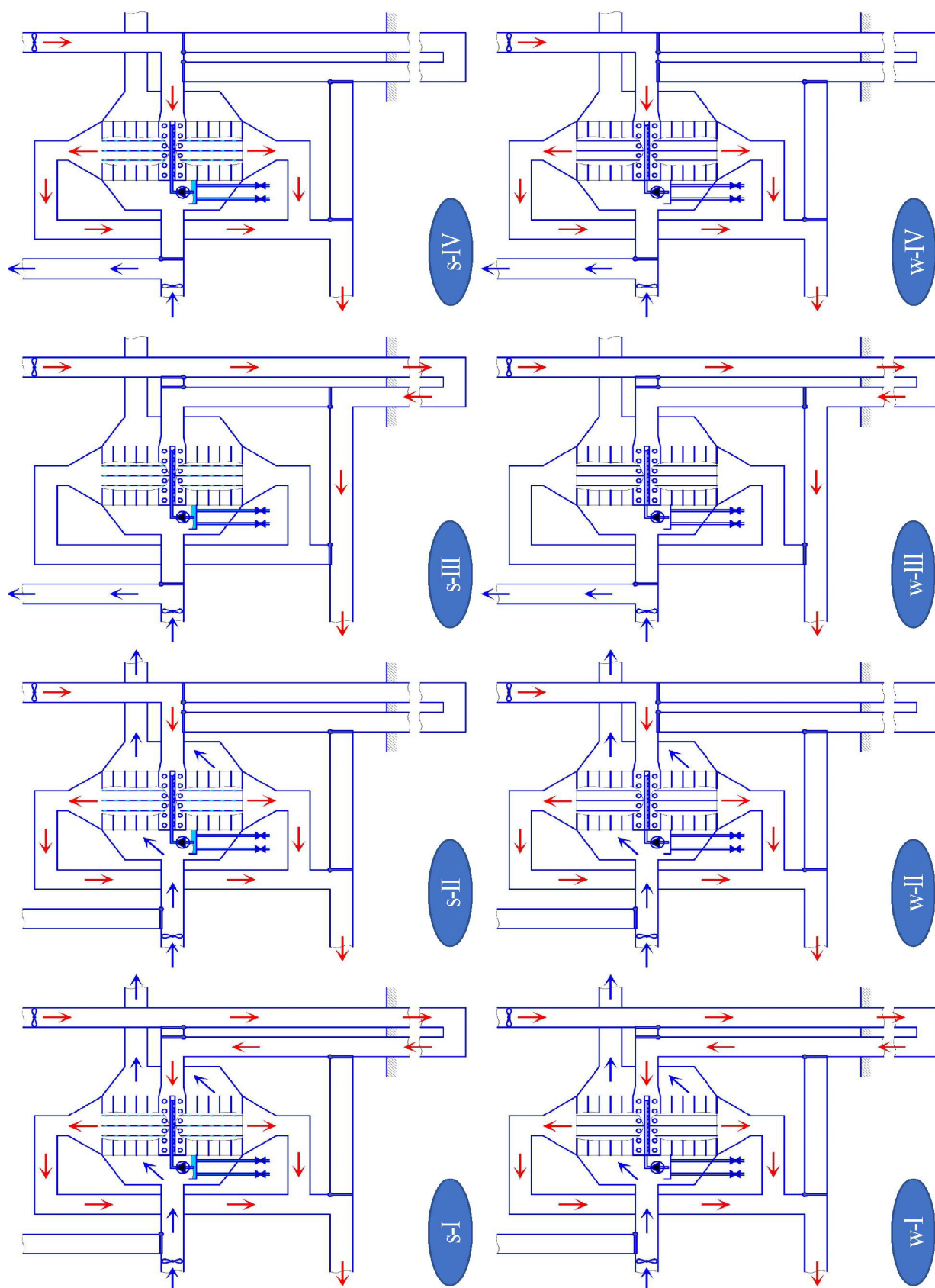


Рисунок 2.42 – Схема функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень в літній (s) і зимовий (w) періоди

Одночасно із вищезазначеним, холодний сухий потік повітря із зовнішньої сторони свинарського приміщення потрапляє до зовнішнього патрубка для утилізованого повітря 21. Далі холодний сухий потік повітря переміщується до U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника 4, де нагрівається під дією постійної температури ґрунту. Після чого по набору перехресних каналів 23 теплообмінника побічно-випарного типу 3, де він продовжує свій рух спочатку по сухому каналу 28, а потім по вологому каналу 27. У сухому каналі 28 холодний сухий потік повітря нагрівається за рахунок теплообміну крізь стінки, які сполучають вологі канали 27 і сухі канали 28, а у вологому каналі 27 вже теплий сухий потік повітря збагачується вологою і продовжує нагріватися за рахунок теплообміну.

Вода під дією сили гравітації стікає до низу у резервуар для води 32. В початковий момент часу блок керування 5 по засобах електричних проводів закриває електромагнітний кран для зливання води 34. Окрім цього блок керування 5 вмикає водяну помпу 31, яка відкачує зібрану воду з резервуара для води 32 і направляє її по системі трубопроводів 30 до форсунок для подачі води 29. Вода з форсунок для подачі води 29 омиває вологі канали 27. Рівень води в резервуарі для води 32 визначається з використанням датчика рівня 35, який по засобах електричних проводів 10 передає дану інформацію до блока керування 5. Якщо рівень води нижчий за заданий, то блок керування 5 відкриває електромагнітний кран для доливання води 33 і вода з системи водоспоживання свинарського приміщення потрапляє до системи трубопроводів 30. В протилежному випадку блок керування 5 закриває електромагнітний кран для доливання води 33 та відкриває електромагнітний кран для зливання води 34 і вода з резервуару для води 32 надходить до системи видалення гною.

Теплий вологий потік повітря після вологих каналів 27 надходить до внутрішнього патрубка для утилізованого повітря 22. Далі теплий вологий потік повітря потрапляє до центрального повітропроводу для нагнітання повітря 11 вентиляційної системи нагнітання чистого повітря 2,

де через патрубки для нагнітання повітря 12 потрапляє в середину свинарського приміщення безпосередньо в станки, в яких утримуються тварини.

Інформація з датчиків температури та вологості повітря 14 по засобах електричних проводів 10 надходить до блока керування 5, де порівнюється із заданими оператором параметрами локального мікроклімату у кожному станку окремо. У випадку необхідності додаткового нагрівання потоку повітря в певному станку блок керування 5 вмикає відповідний нагрівальний елемент 15 і повністю відкриває нагнітальну заслінку із сервоприводом 13. Якщо температура повітря вище або дорівнює необхідній, то блок керування 5 вимикає відповідний нагрівальний елемент 15 і закриває нагнітальну заслінку із сервоприводом 13.

Розглянемо випадок, коли задана температура оператором нижча за температуру на зовнішній стороні свинарського приміщення (літній період року). Блок керування передає сигнал до сервоприводів заслінок 16–18, яка встановлюється в таке положення (рис. 2.42), яке дозволяє з'єднати систему видалення забрудненого повітря 1 із внутрішнім патрубком для утилізованого повітря 22 теплообмінника побічно-випарного типу 3. Вентиляційна система нагнітання чистого повітря 2 з'єднується із внутрішнім патрубком для робочого повітря 20 теплообмінника побічно-випарного типу 3. Блок керування 5 запускає нагнітальний вентилятор 24 у напрямку подачі повітря із зовнішньої сторони свинарського приміщення в середину цього приміщення, а витяжний вентилятор 25 у протилежному напрямку подачі повітря з свинарського приміщення на зовнішню його сторону.

В залежності від якості повітря над станками, що визначено з використанням датчиків температури, вологості та якості повітря 9 та граничних значень, які встановлені оператором, блок керування 5 по засобах електричних проводів передає сигнал до витяжних заслінок із сервоприводами 8. Якщо виміряні значення якості повітря менші за граничні значення, які встановлені оператором, то витяжна заслінки із сервоприводом 8 закривається. В протилежному випадку витяжна заслінки із сервоприводом 8 відкривається.

на кут, який прямопорційний відповідній різниці значень якості повітря і граничних значень. Повітря засмоктується у патрубки для видалення повітря 7 і формується у потік, який переміщується по центральному повітропроводу для видалення повітря 6 системи видалення забрудненого повітря 1. Далі потік повітря потрапляє до внутрішнього патрубку для утилізованого повітря 22 і далі до набору перехресних каналів 23 теплообмінника побічно-випарного типу 3. Цей потік повітря проходить крізь сухий канал 28 і вологий канал 27, де він нагрівається за рахунок теплообміну крізь стінки, які сполучаються із робочим каналом 26. Далі потік повітря подається на зовнішню сторону свинарського приміщення по зовнішньому патрубку для утилізованого повітря 21.

Одночасно із вищезазначеним, теплий сухий потік повітря із зовнішньої сторони свинарського приміщення потрапляє до зовнішнього патрубку для робочого повітря 19. Далі теплий сухий потік повітря переміщується до U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника 4, де охолоджується за рахунок постійної температури ґрунту. Далі по потік повітря переміщується до набору перехресних каналів 23 теплообмінника побічно-випарного типу 3, де він продовжує рух по робочим каналам 26, де охолоджується і зменшує вологість, утворюючи при цьому конденсат. Даний процес відбувається за рахунок теплообміну крізь стінки, які сполучають робочі канали 26 і вологі канали 27.

Вода під дією сили гравітації стікає до низу у резервуар для води 32. В початковий момент часу блок керування 5 по засобах електричних проводів закриває електромагнітний кран для зливання води 34. Окрім цього блок керування 5 вмикає водяну помпу 31, яка відкачує зібрану воду з резервуара для води 32 і направляє її по системі трубопроводів 30 до форсунок для подачі води 29. Вода з форсунок для подачі води 29 омиває вологі канали 27. Рівень води в резервуарі для води 32 визначається з використанням датчика рівня 35, який по засобах електричних проводів 10 передає дану інформацію до блока керування 5. Якщо рівень води нижчий за заданий, то блок керування 5 відкриває електромагнітний кран для доливання води 33 і вода з системи водоспоживання свинарського приміщення потрапляє до системи

трубопроводів 30. В протилежному випадку блок керування 5 закриває електромагнітний кран для доливання води 33 та відкриває електромагнітний кран для зливання води 34 і вода з резервуару для води 32 надходить до системи видалення гною.

Охолоджений вологий потік повітря після вологих каналів 27 надходить до внутрішнього патрубку для робочого повітря 20. Далі охолоджений вологий потік повітря потрапляє до центрального повітропроводу для нагнітання повітря 11 вентиляційної системи нагнітання чистого повітря 2, де через патрубки для нагнітання повітря 12 потрапляє в середину свинарського приміщення безпосередньо в станки, в яких утримуються тварини.

Інформація з датчиків температури та вологості повітря 14 по засобах електричних проводів 10 надходить до блока керування 5, де порівнюється із заданими оператором параметрами локального мікроклімату у кожному станку окремо. Блок керування 5 вимикає всі нагрівальні елементи 15. В початковий момент часу блок керування 5 повністю відкриває всі нагнітальні заслінки із сервоприводами 13. Якщо температура повітря нижче за необхідну у певному станку, то блок керування 5 закриває нагнітальну заслінку із сервоприводом 13.

2.7 Висновки до розділу

1. 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: системи 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 0,08–0,14 м/с взимку і 0,19–0,31 м/с влітку, що нижче за інші варіанти систем вентиляцій.

2. Результати експериментально-чисельних досліджень дали змогу визначити розподіли температур в свинарських приміщеннях із різними варіантами систем вентиляції від'ємного тиску. Для системи вентиляції підлогового каналу температурне поле в зоні перебування свиней, влітку знаходиться в межах 20–26 °С, а взимку – 16–20 °С. У свинарнику із стельовою системою вентиляції температура коливається в межах 19–28 °С, тоді як у зимовий період року – 15–22 °С. Температурне поле в зоні перебування свиней для вентиляції через стінові канали знаходиться в межах: для літнього періоду – 20–30 °С, для зимового періоду – 12–18 °С. 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 й огинання суцільних перегородок в станках, що забезпечують тварин від попадання на них теплого повітря влітку і холодного взимку.

3. 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 – $1,37 \pm 0,41$) знижувалась зі збільшенням швидкості потоку повітря у вентиляції. Для системи вентиляції через стінові канали ефективність видалення забруднень ξ (влітку – $1,27 \pm 0,38$, взимку – $1,14 \pm 0,22$) підвищувалася 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.

4. Система вентиляції підлогового каналу з високими значеннями ефективності видалення забруднень ξ і виведення тепла 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.

5. За результатами виробничого обстеження приміщення для утримання свиней на дорощуванні із системою вентиляції підлогового каналу встановлено, що більшість показників (швидкість потоку повітря 0,21–0,53 м/с, вміст аміаку (NH_3) 7,7–13,5 мг/м³, вуглекислого газу (CO_2) 0,17–0,36 %, сірководню 2,01–4,11 (H_2S) мг/м³, кисню (O_2) 20,2–21,2 %) 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 каналними системами вентиляції з від'ємним тиском встановлено, що необхідно поліпшити систему охолодження повітря та перепроєктувати канали системи вентиляції для забезпечення рівномірного потоку повітря.

6. Розроблено конструктивно-технологічну схему мехатронної системи забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. За рахунок встановлення заслінок із сервоприводами з'являється можливість змінювати напрямки руху повітряного потоку для забезпечення функціонування системи у зимовий, літній та міжсезонні періоди. Додаткове забезпечення витяжними заслінками із сервоприводами у вентиляційній системі видалення забрудненого повітря дозволяє контролювати рух повітря, яке необхідно утилізувати за невідповідністю параметрів якості (вмісту сірководню, вуглекислого газу і 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 теплообмінника побічно-випарного типу дозволяє не тільки охолоджувати повітря, а й регулювати його вологість. 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.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [225, 226, 227, 232, 228, 229, 230].

РОЗДІЛ 3

ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ВТРАТ ТИСКУ СИСТЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

3.1 Постановка задачі

Аналітичні дослідження можливих втрат тиску розробленої системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень проводились в чотири етапи:

- обґрунтування параметрів вентиляційної системи видалення забрудненого повітря;
- обґрунтування параметрів вентиляційної системи нагнітання чистого повітря;
- аналітичні дослідження втрат тиску теплообмінника побічно-випарного типу;
- аналітичні дослідження втрат тиску ґрунтового теплообмінника.

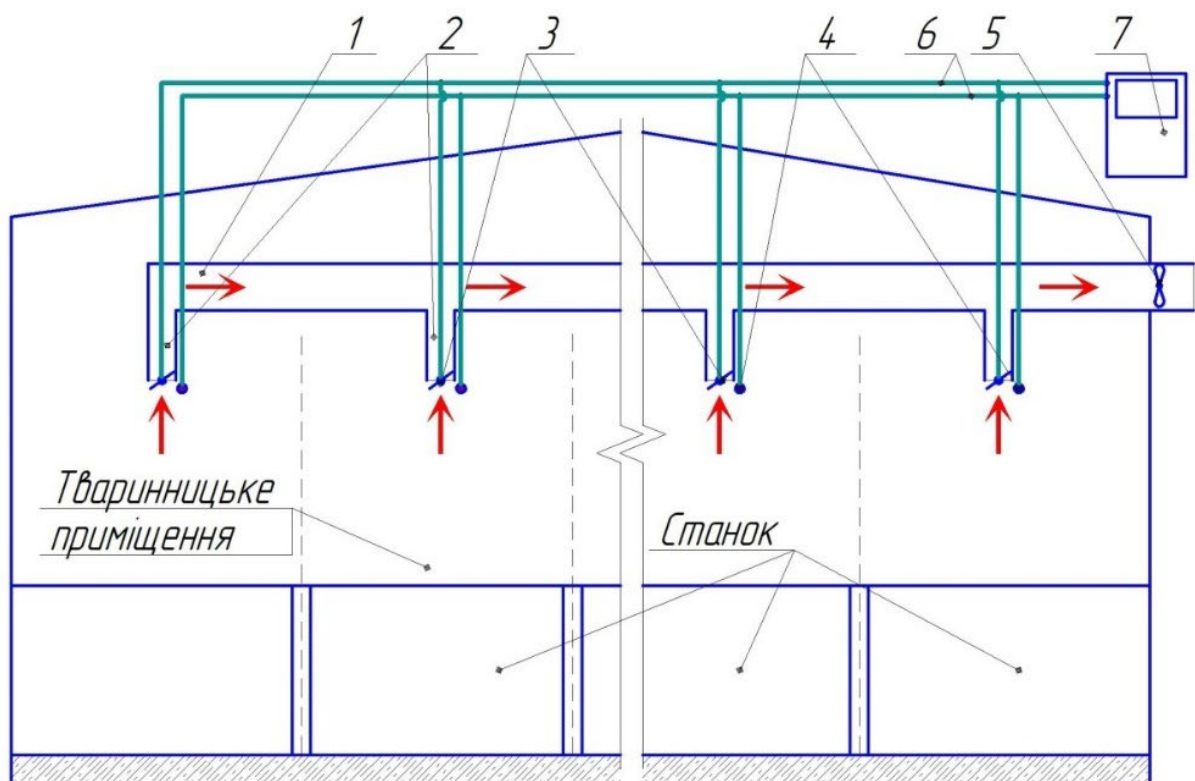
За результатами аналітичних досліджень можливих втрат тиску створеної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень будуть розроблені відповідні фізико-математичні моделі та обґрунтовані деякі її конструктивно-режимні параметри.

3.2 Обґрунтування вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

Для забезпечення відведення повітря з приміщення свинарника створена відповідна вентиляційна система (рис. 3.1). Для проведення обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів автоматизації вентиляційної системи необхідно виконати аналітичні дослідження.

Автоматична вентиляційна система видалення забрудненого повітря (рис. 3.1) розміщена в середині тваринницького приміщення під стелею і складається з центрального повітропроводу для видалення повітря 1, до якого

приєднанні патрубків для видалення повітря 2. Патрубки для видалення повітря 2 розміщені посередині над кожним станком, де утримуються тварини. На вході патрубків для видалення повітря 2 встановлені витяжні заслінки із сервоприводами 3 і датчики температури, вологості та якості повітря 4. Вихід центрального повітропроводу для видалення повітря 1 приєднано до витяжного вентилятора 5. Витяжні заслінки із сервоприводами 3 і датчики температури, вологості та якості повітря 4 по засобах електричних проводів 6 приєднані до блока керування 7.



1 – центральний повітропровід; 2 – патрубки; 3 – витяжні заслінки із сервоприводами; 4 – датчики температури, вологості та якості повітря; 5 – витяжний вентилятор; 6 – електричні проводи; 7 – блок керування

Рисунок 3.1 – Технологічна схема автоматичної вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

Автоматична вентиляційна система видалення забрудненого повітря працює у такий спосіб: залежно від якості повітря над станками, що визначено з використанням датчиків температури, вологості та якості повітря 4 й граничних

значень, які встановлені оператором, блок керування 7 по засобах електричних проводів 6 передає сигнал до витяжних заслінок із сервоприводами 3. Якщо виміряні значення якості повітря менші за граничні значення, які встановлені оператором, то витяжна заслінка із сервоприводом 3 закривається. В протилежному випадку витяжна заслінка із сервоприводом 3 відкривається на кут, який прямопорційний відповідній різниці значень якості повітря і граничних значень. Під дією витяжного вентилятора 5 повітря засмоктується у патрубку для видалення повітря 2 і формується у потік, який переміщується по центральному повітропроводу для видалення повітря 1 системи видалення забрудненого повітря. Далі потік повітря виводиться із приміщення.

У зв'язку з тим, що в окремих групових станках може утримуватися різна кількість тварин, які згруповані за різними віковими групами, то концентрація газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню), що знаходяться над станками може відрізнятися (рис. 3.2) [231, 232, 233]. Тому автоматична вентиляційна система видалення забрудненого повітря повинна налаштовувати витрати повітря для кожного станка індивідуально.

Роботу автоматичної вентиляційної системи видалення забрудненого повітря математично можна представити таким чином:

$$\begin{aligned} n_{gi} \leq n_{g \text{ norm}} &\Rightarrow q_i = q_0, \\ n_{gi} = n_{g \text{ max}} &\Rightarrow q_i = q_{\text{max}} = q_0 + \Delta q_{\text{max}}, \end{aligned} \quad (3.1)$$

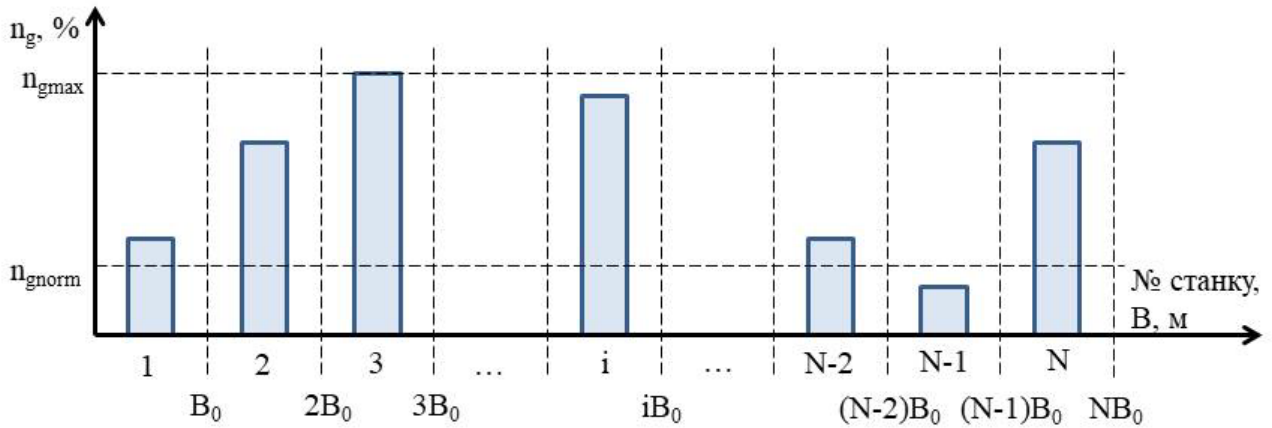
де $q_i = q_0 + \Delta q_i$ – об'ємні витрати повітря через i -ий патрубок для видалення повітря, $\text{м}^3/\text{с}$;

q_0 – об'ємні витрати повітря через патрубок для видалення повітря, коли витяжна заслінка із сервоприводом закрита повністю, $\text{м}^3/\text{с}$;

Δq_i – об'ємні витрати повітря через відкриту i -у витяжну заслінку із сервоприводом на певний кут, $\text{м}^3/\text{с}$;

q_{max} – об'ємні витрати повітря через патрубок для видалення повітря, коли витяжна заслінка із сервоприводом відкрита повністю, $\text{м}^3/\text{с}$;

Δq_{max} – об'ємні витрати повітря через повністю відкриту i -у витяжну заслінку із сервоприводом, $\text{м}^3/\text{с}$.



n_g – концентрація газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над станками, %; $n_{g \text{ norm}}$ – граничні значення концентрації газів в свинарнику, %;

$n_{g \text{ max}}$ – максимальне значення концентрації газів над станком, %;

i – номер станка; N – загальна кількість станків; B_0 – ширина станка (за умови, що геометричні розміри усіх станків однакові), м

Рисунок 3.2 – Розподіл концентрації газів

(вуглекислого газу, аміаку і сірководню) n_g над станками

Значення витрат повітря через відкриту i -у витяжну заслінку із сервоприводом повинні бути прямопропорційними концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над i -им станком:

$$\Delta q_i = k(n_{gi} - n_{g \text{ norm}}), \quad (3.2)$$

$$\Delta q_{\text{max}} = k(n_{g \text{ max}} - n_{g \text{ norm}}), \quad (3.3)$$

де k – коефіцієнт вентиляційної чутливості, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \%)$.

Об'єднуючи вирази (3.1)–(3.3) отримуємо залежність витрат повітря через відкриту i -у витяжну заслінку із сервоприводом від концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над i -им станком

$$q_i = \begin{cases} q_0 + \frac{\Delta q_{\text{max}}}{n_{g \text{ max}} - n_{g \text{ norm}}} (n_{gi} - n_{g \text{ norm}}), & n_{gi} > n_{g \text{ norm}}, \\ q_0, & n_{gi} \leq n_{g \text{ norm}}. \end{cases} \quad (3.4)$$

Об'ємні витрати повітря через відкриту i -у витяжну заслінку із сервоприводом на певний кут прямопропорційні площі утвореного отвору σ_i , і швидкості повітря V_i :

$$q_i = q_0 + \sigma_i V_i. \quad (3.5)$$

Виражаючи з (3.5) σ_i і підставляючи у (3.4) маємо:

$$\sigma_i = \begin{cases} \frac{1}{V_i} \frac{\Delta q_{\max}}{n_{g \max} - n_{g \text{ norm}}} (n_{gi} - n_{g \text{ norm}}), & n_{gi} > n_{g \text{ norm}}, \\ 0, & n_{gi} \leq n_{g \text{ norm}}. \end{cases} \quad (3.6)$$

Згідно попередніх досліджень [234, 235] встановлено, що за умови рівномірного розміщення патрубків для видалення повітря і їх однакового діаметра відбувається деформація поля швидкостей, що складається зі швидкостей повітря з кожного отвору V_i .

Деформація поля швидкостей полягає в тому, що поле швидкостей повітря має перекошений профіль: від осі центрального повітропроводу для видалення повітря у бік отвору спостерігається підвищення швидкості, а в протилежному (стінка без отвору) – зниження. Статичний тиск повітря змінюється у поперечному перерізі в протилежному порядку: є найменшим у отворі і безперервно збільшується по напрямку протилежному отвору до стінки. При переході від одного поперечного перерізу до іншого середня швидкість потоку повітря, середньодинамічний і середньостатистичний тиски змінюються.

По напрямку від початку до кінця центрального повітропроводу для видалення повітря (протилежно потоку повітря) середня швидкість зменшується. Таким чином динамічний тиск буде зменшуватися в такому напрямку, що є протилежним напрямку потоку повітря на деяку величину, яка по закону збереження енергії буде переходити в статичний тиск. Цю величину динамічного тиску назовемо «звільнений динамічний тиск». Завдяки звільненому динамічному тиску статичний тиск повітря всередині центрального повітропроводу для видалення повітря збільшується у напрямку

протилеглому потоку. Однак він у тому ж напрямку буде витрачатися на подолання тертя і місцевого опору. Очевидно, що якщо звільнений динамічний тиск буде більше втрат тиску на тертя і місцеві опори, то статичний тиск зросте, а якщо він буде менше цих втрат тиску, то статичний тиск зменшиться. Якщо ж звільнений динамічний тиск буде дорівнювати втратам тиску, то статичний тиск повітря всередині центрального повітропроводу для видалення повітря буде незмінним. Таким чином, характер зміни статичного тиску повітря всередині центрального повітропроводу для видалення повітря цілком залежить від співвідношення звільненого динамічного тиску і втрат тиску. Враховуючи вищесказане, залежність (3.6) потребує уточнення із врахуванням нерівномірності розподілу швидкості повітряного потоку, який виникає через втрати тиску.

Центральний повітропровід для видалення повітря постійного перерізу довжиною L (рис. 3.3) має периметр P і площу поперечного перерізу F . Уздовж повітропроводу в бічній його поверхні рівномірно розташовано N патрубків для видалення повітря. Площа отворів патрубків для видалення повітря різна. Витрати повітря в кінці повітропроводу дорівнюють w_k .

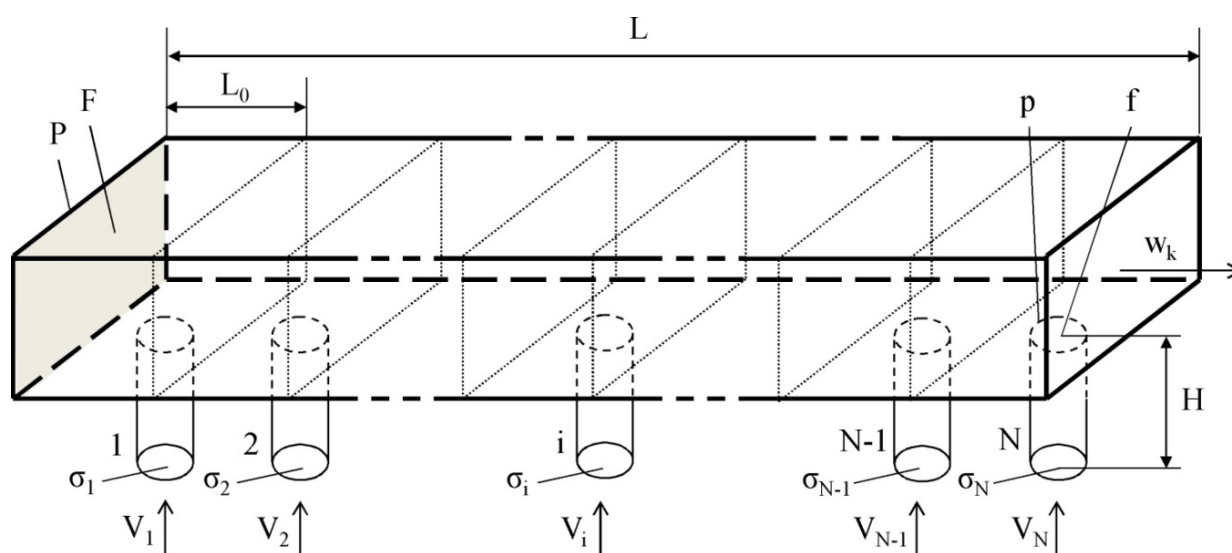


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема центрального повітропроводу для видалення повітря

Потрібно встановити, як повинні змінюватися площі отворів патрубків для видалення повітря по довжині центрального повітропроводу, щоб забезпечити всмоктування повітря в отвори відповідно до залежності (3.4). Пронумеруємо всі отвори в напрямку руху потоку повітря і проведемо поперечні перерізи 1-1, 2-2,..., i-i, (N-1)-(N-1), N-N після кожного отвору.

Швидкість всмоктування повітря в i-ий отвір патрубка для видалення повітря:

$$V_i = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_i)}, \quad (3.7)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³;

p_i – тиск в i-ому отворі патрубка для видалення повітря, Па;

p_a – атмосферний тиск, $p_a = 101\,325$ Па;

μ – коефіцієнт місцевого опору отвору, $\mu = 0,65$ [236].

Напишемо відносно об'єму, що обмежений i-м і i-1-м перерізами та стінками центрального повітропроводу для видалення повітря, рівняння кількості руху в проекціях на вісь повітропроводу:

$$p_{i-1}F - p_iF - \tau_{i-1}PL_0 = \frac{\rho F w_i^2}{2} - \frac{\rho F w_{i-1}^2}{2}, \quad (3.8)$$

$$\tau_{i-1} = \frac{\lambda}{4} \frac{\rho w_{i-1}^2}{2}, \quad (3.9)$$

де L_0 – довжина між патрубками системи видалення забрудненого повітря, м;

λ – коефіцієнт опору тертя, $\lambda = 0,01717$ [237];

w_i – швидкість потоку повітря через i-ий переріз, м/с.

Підставляючи в рівняння (3.8) вираз (3.9) і поділивши усі члени рівняння на F, отримуємо

$$p_{i-1} - p_i - \frac{\lambda \rho PL_0 w_{i-1}^2}{8F} = \frac{\rho w_i^2}{2} - \frac{\rho w_{i-1}^2}{2}, \quad (3.10)$$

При рівномірному розподілі повітря

$$w_i = w_k \frac{i}{N}, \quad w_{i-1} = w_k \frac{i-1}{N}, \quad \Delta q_{\max} = \frac{q_k}{N}. \quad (3.11)$$

Підставляючи в останнє рівняння w_i і w_{i-1} , будемо мати

$$p_{i-1} = p_i + \frac{\rho w_k^2}{2} \frac{1}{N^2} \left[\left(\frac{\lambda P L_0}{4F} - 1 \right) (i-1)^2 + i^2 \right]. \quad (3.12)$$

Відповідно до рівняння (3.8) для кінця центрального повітропроводу для видалення повітря:

$$p_N = \frac{\rho w_k^2}{2}. \quad (3.13)$$

Витрати повітря в кінці центрального повітропроводу для видалення повітря визначаються формулою:

$$q_k = w_k F, \quad (3.14)$$

звідси

$$w_k = \frac{q_k}{F}. \quad (3.15)$$

Залежність (3.12) і (3.13) із урахуванням (3.15) приймає вигляд:

$$p_{i-1} = p_i + \frac{\rho q_k^2}{2F^2} \frac{1}{N^2} \left[\left(\frac{\lambda P L_0}{4F} - 1 \right) (i-1)^2 + i^2 \right], \quad (3.16)$$

$$p_N = \frac{\rho q_k^2}{2F^2}. \quad (3.17)$$

Підставивши в залежність (3.7) величину тиску згідно виразу (3.16) отримуємо

$$V_{i-1} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{\rho q_k^2}{2F^2} \frac{1}{N^2} \left[\left(\frac{\lambda P L_0}{4F} - 1 \right) (i-1)^2 + i^2 \right] \right)}. \quad (3.18)$$

Підставляючи у (3.6) залежність (3.18) остаточно отримуємо формулу для розрахунку площі отвору, який утворює витяжна заслінки із сервоприводом у патрубку для видалення повітря:

$$\sigma_i = \begin{cases} \frac{\frac{\Delta q_{\max}}{n_{g \max} - n_{g \text{ norm}}} (n_{gi} - n_{g \text{ norm}})}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{\rho q_k^2}{2F^2} \frac{1}{N^2} \left[\left(\frac{\lambda P L_0}{4F} - 1 \right) (i-1)^2 + i^2 \right] \right)}}, & n_{gi} > n_{g \text{ norm}}, \\ 0, & n_{gi} \leq n_{g \text{ norm}}. \end{cases} \quad (3.19)$$

Розроблена вище методика і реалізований на основі неї алгоритм виконані у програмному пакеті Wolfram Cloud.

Враховуючи конструктивно-технологічні параметри системи видалення

забрудненого повітря ($L = 42$ м; $P = 1,25$ м; $\rho = 1,27$ кг/м³; $q_k = 1,5$ м³/с; $F = 0,126$ м²; $\mu = 0,025$; $p_a = 101325$ Па; $\lambda = 0,01717$; $n_{g \text{ norm}} = 10$ %) та розподіл концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) n_g над станками (рис. 3.4) визначено розподіл швидкостей у патрубках для видалення повітря V_i (рис. 3.5).

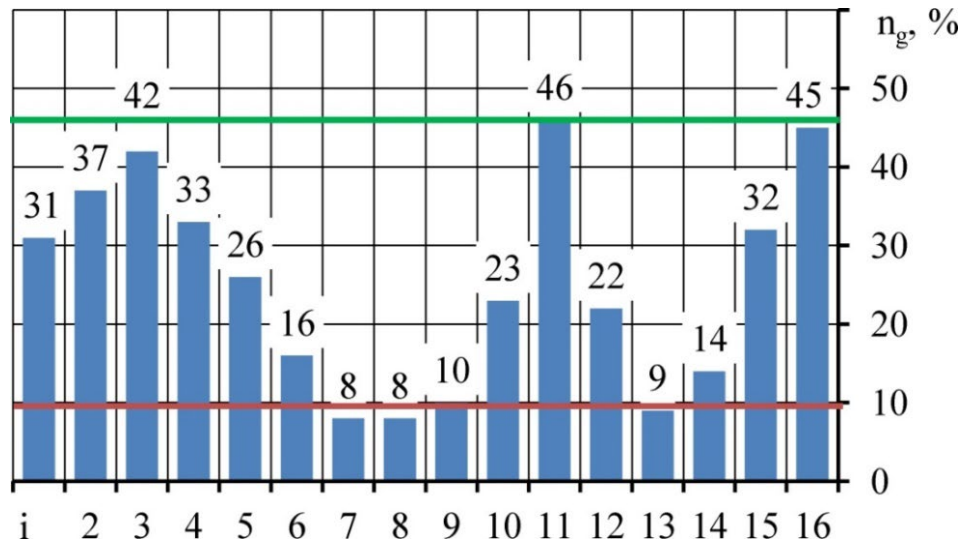


Рисунок 3.4 – Розподіл концентрації газів n_g над станками

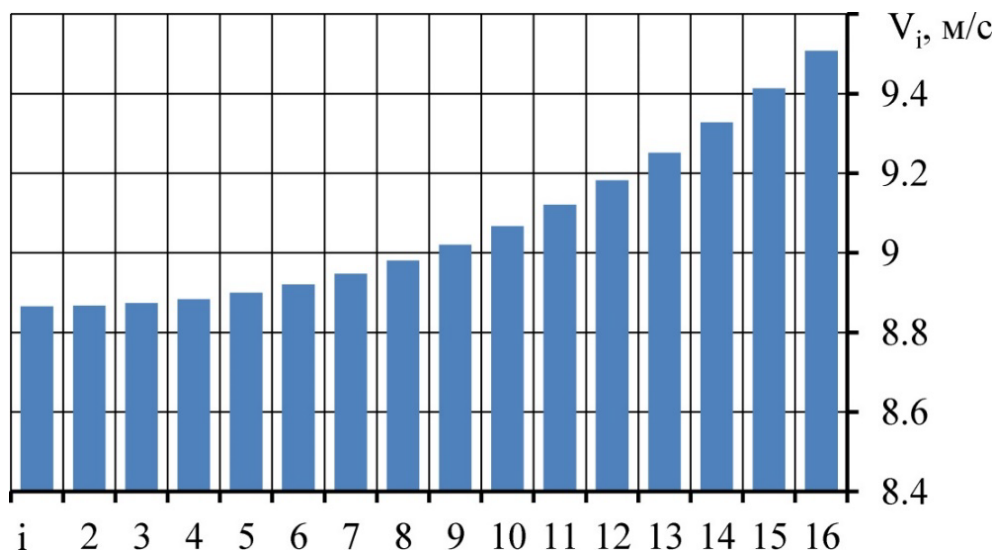


Рисунок 3.5 – Розподіл швидкостей V_i у патрубках для видалення повітря

Аналізуючи рисунок 3.5 можна стверджувати, що швидкість у патрубках для видалення повітря поступово зменшується від 9,5 м/с до 8,8 м/с в напрямку протилежному руху повітряного потоку.

Враховуючи отриманий розподіл швидкостей V_i у патрубках для видалення повітря (рис. 3.5) і прийнятий розподіл концентрації газів n_g над станками (рис. 3.4) з урахуванням залежності (3.19) отримано діаграму розподілу площі отворів, який утворюють витяжні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря (рис. 3.6). Для порівняння на рис. 3.6 наведено діаграму розподілу площі отворів без урахування розподілу швидкостей V_i у патрубках для видалення повітря.

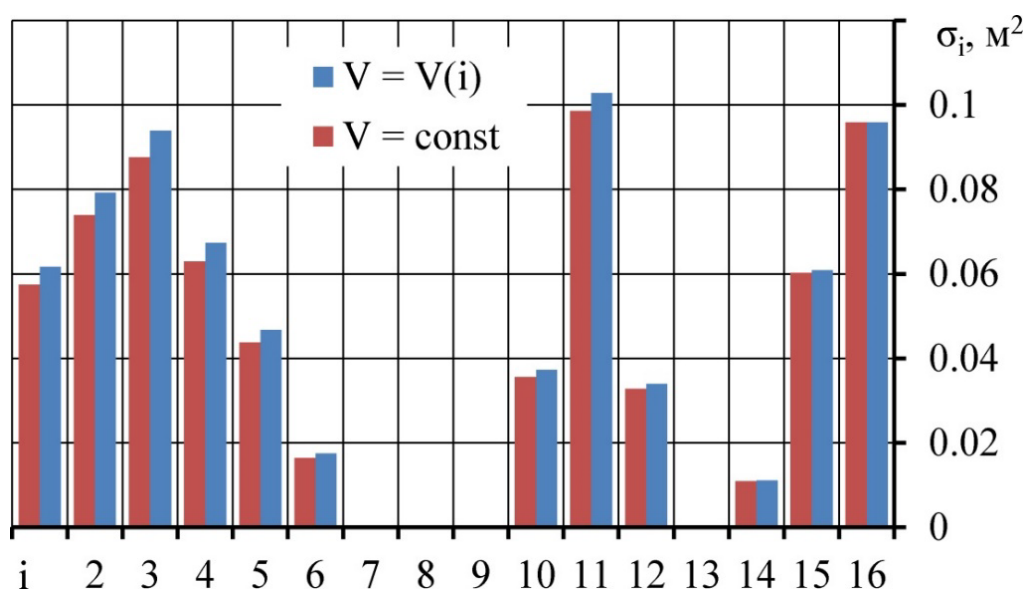


Рисунок 3.6 – Розподіл площі отворів σ_i у патрубках для видалення повітря

Аналіз рис. 3.6 показує, що з урахуванням розподілу швидкостей $V = V_i$ блока керування автоматичної вентиляційної системи видалення забрудненого повітря можна більш точно налаштувати витяжні заслінки із сервоприводами. Це дає змогу виконати поставлену умову (3.4).

3.3 Аналітичні дослідження втрат тиску вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

Кожна ділянка руху повітряного потоку по вентиляційній системі видалення забрудненого повітря створює пневматичний опір. Через молекулярну і турбулентну в'язкості рухомого повітря механічна робота сил опору перетворюється в теплоту. При цьому спостерігається втрата частини

повного тиску [238]. Розрізняють два види пневматичного опору у вентиляційній системі видалення забрудненого повітря [239]: опір тертя Δp_f і місцевий опір Δp_l .

В'язкість повітря, що виникає при його русі, викликає пневматичне тертя, що є результатом обміну кількості руху між молекулами (при ламінарному русі), а також між окремими частинками (при турбулентному русі) сусідніх шарів повітря, що рухаються з різними швидкостями [239].

Місцеві опори виникають при місцевому порушенні нормального перебігу, відриву потоку від стінок, вихроутворення та інтенсивного турбулентного перемішування потоку в місцях зміни конфігурації повітропроводу або при зустрічі та обтіканні перешкод. Ці явища підсилюють обмін кількістю руху між частинками рухомого повітря (тобто тертя), підвищуючи дисипацію енергії [239].

Побудову математичної моделі проведемо враховуючи те, що повітропроводи виготовлені із поліетилену, у зв'язку із його низькою вартістю і низьким коефіцієнтом теплопровідності. Розглянемо пневматичні втрати тиску на кожній ділянці вентиляційної системи видалення забрудненого повітря згідно рисунку 3.4.

Втрати тиску на тертя в центральному повітроводі постійного перерізу на кожній ділянці L_0 [240]

$$\Delta p_{Li} = \kappa_{Li} \frac{PL_0}{4F} \frac{\rho w_i^2}{2}, \quad (3.20)$$

де κ_i – коефіцієнт опору тертя на i -ій ділянці;

Враховуючі, що ефективний діаметр центрального повітропроводу визначається за формулою [241]:

$$d_L = \frac{4F}{\rho}, \quad (3.21)$$

отримуємо

$$\Delta p_{Li} = \kappa_{Li} \frac{L_0}{d_L} \frac{\rho w_i^2}{2}. \quad (3.22)$$

Згідно досліджень [125], коефіцієнт опору тертя при турбулентному русі залежить від числа Рейнольдса та шорсткості стінок центрального повітропроводу. За [125] він дорівнює

$$\kappa_{Li}=0,11\sqrt[4]{\frac{68}{Re_{Li}}+\frac{\psi}{d_L}}, \quad (3.23)$$

де ψ – еквівалентна шорсткість (така висота виступу шорсткості, яка створює опір, що дорівнює дійсному опору досліджуваного трубопроводу) стінок центрального повітропроводу, для поліетилену приймаємо $\psi = 0,1$ мм [13];

Re_{Li} – число Рейнольдса для повітряного потоку в центральному повітропроводі:

$$Re_{Li}=\frac{d_L \cdot w_i \cdot \rho}{\mu_a}; \quad (3.24)$$

де μ_a – динамічна в'язкість повітря, $\mu = 18,27 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м² [13].

По довжині центрального повітропроводу розміщені прямокутні трійники. Втрати тиску на них можна визначати за формулою

$$\Delta p_{teei}=\eta_{tee} \frac{\rho}{2} (w_i^2-2w_i V_i \cos 90^\circ + V_i^2)=\eta_{tee} \frac{\rho}{2} (w_i^2-V_i^2), \quad (3.25)$$

де η_{tee} – коефіцієнт місцевого опору трійника, $\eta_{tee} \approx 0,65$ [13].

В кінці центрального повітропроводу розміщене пряме коліно. Втрати тиску в коліні розраховуються за формулою

$$\Delta p_{bend1}=4\alpha \sin^2 \frac{90^\circ}{2} \frac{\rho w_1^2}{2}=\alpha \rho w_1^2, \quad (3.26)$$

де α – коефіцієнт пом'якшення удару (для коліна постійного перерізу $\alpha = 0,55$).

Втрати тиску на тертя в патрубках постійного перерізу

$$\Delta p_{Hi}=\kappa_{Hi} \frac{\rho H}{4f} \frac{\rho V_i^2}{2}=\kappa_{Hi} \frac{H}{d_H} \frac{\rho V_i^2}{2}, \quad (3.27)$$

де $\kappa_{Hi}=0,11\sqrt[4]{\frac{68}{Re_{Hi}}+\frac{\psi}{d_H}}$ – коефіцієнт опору тертя в патрубках;

$d_H = \frac{4F}{P}$ – ефективний діаметр патрубку;

$Re_{Hi} = \frac{d_H \cdot V_i \cdot \rho}{\mu_a}$ – число Рейнольдса для повітряного потоку в патрубках.

Втрати тиску на виході з патрубків через заслінки можна розрахувати за формулою для звуження

$$\Delta p_{damp\ i} = \xi_{damp\ i} \frac{\rho V_i^2}{2}, \quad (3.28)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору звуження:

$$\xi_{damp\ i} = 1 - \frac{\sigma_i}{f}, \quad (3.29)$$

Втрати тиску у вентиляційній системі видалення забрудненого повітря:

$$\Delta p_1 = \sum_{i=1}^N \Delta p_{L\ i} + \sum_{i=2}^N \Delta p_{tee\ i} + \Delta p_{bend\ 1} + \sum_{i=1}^N \Delta p_{Hi} + \sum_{i=1}^N \Delta p_{damp\ i}. \quad (3.30)$$

Підставляючи в (3.30) формули (3.20)–(3.29) остаточно отримуємо

$$\begin{aligned} \Delta p_1 = & \sum_{i=1}^N 0,11 \frac{L_0}{d_L} \frac{\rho w_i^2}{2} \sqrt[4]{\frac{68\mu_a}{d_L \cdot w_i \cdot \rho} + \frac{\psi}{d_L}} + \sum_{i=2}^N \eta_{tee} \frac{\rho}{2} (w_i^2 - V_i^2) + \alpha \rho w_1^2 + \\ & + \sum_{i=1}^N 0,11 \frac{H}{d_H} \frac{\rho V_i^2}{2} \sqrt[4]{\frac{68\mu_a}{d_H \cdot V_i \cdot \rho} + \frac{\psi}{d_H}} + \sum_{i=1}^N \left(1 - \frac{\sigma_i}{f}\right) \frac{\rho V_i^2}{2}. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Потужність, необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему видалення забрудненого повітря, визначається за формулою

$$N_{w1} = \frac{w_k F \Delta p_1}{\eta_{\pi}}, \quad (3.32)$$

де η_{π} – повний ККД вентилятора, $\eta_{\pi} = 0,8$ [126].

Врховуючи числові значення параметрів згідно розділу 3.2 отримуємо графік залежності втрат тиску (рис. 3.7) і потужності (рис. 3.8), що необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему видалення забрудненого повітря, від ефективного діаметра центрального повітропроводу, витрат повітря через систему, довжини між патрубками системи і їх кількості.

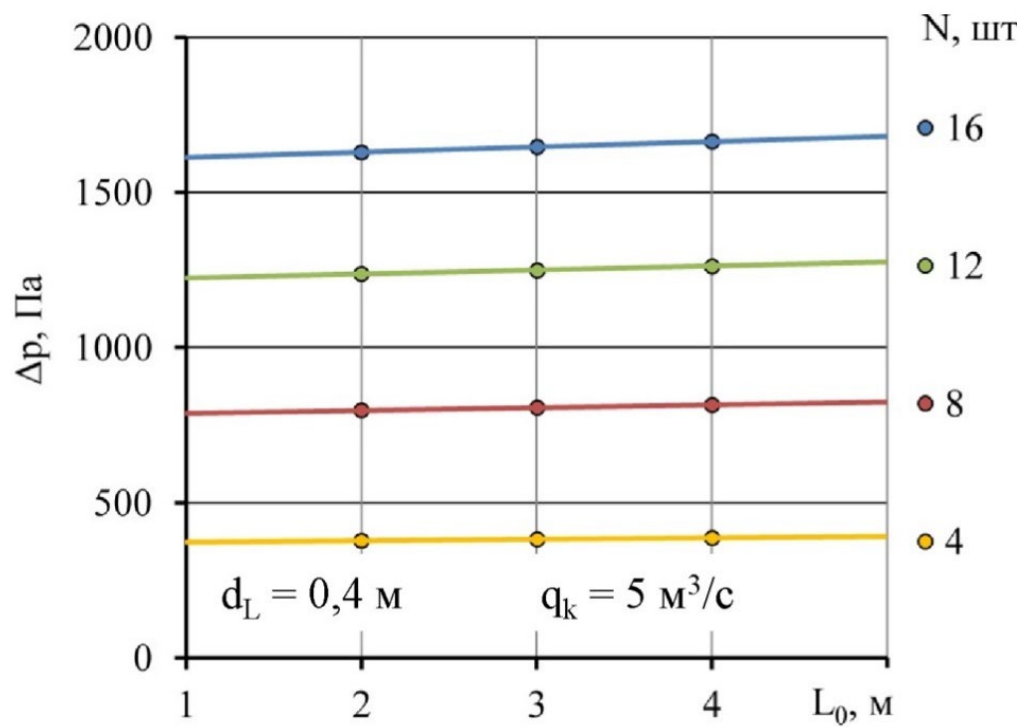
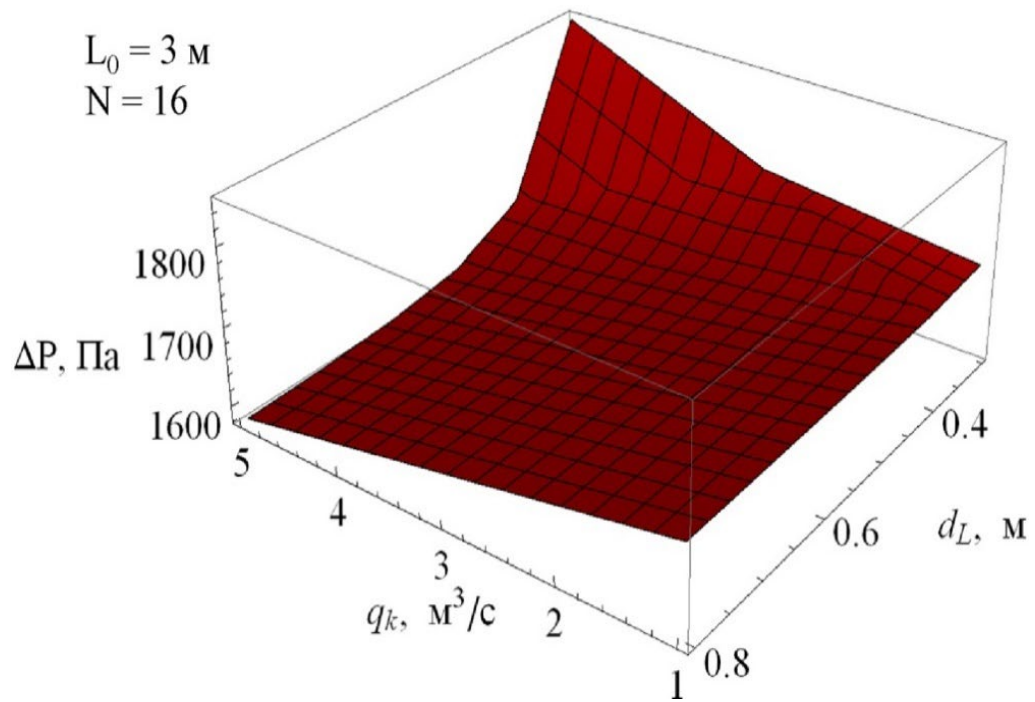


Рисунок 3.7 – Залежність втрат тиску ΔP_1 від ефективного діаметра центрального повітропроводу d_L , витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N

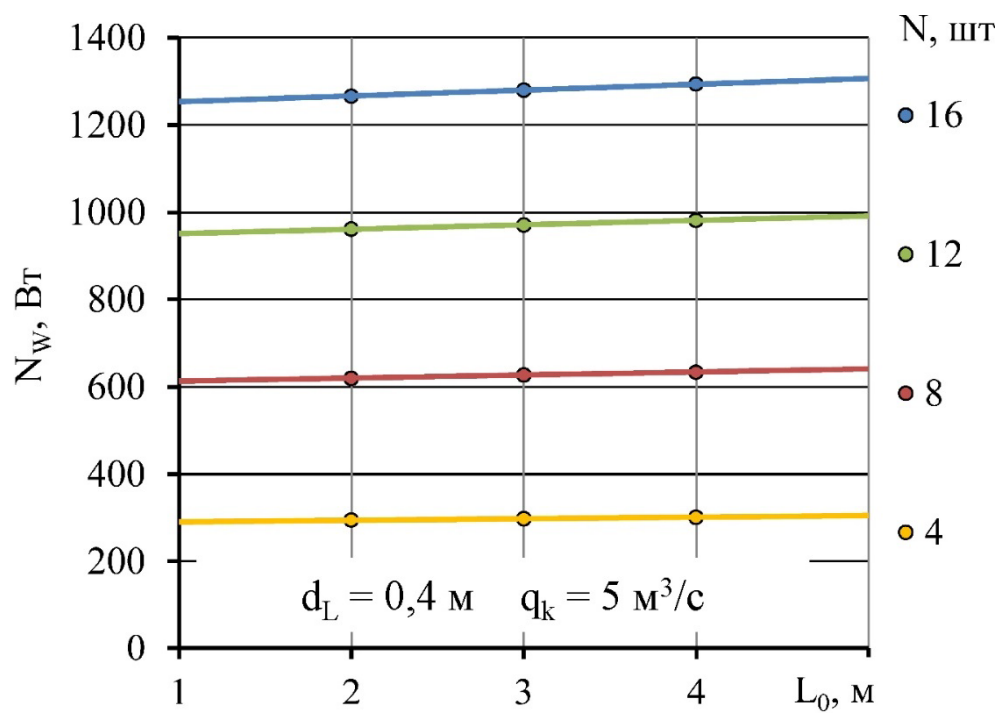
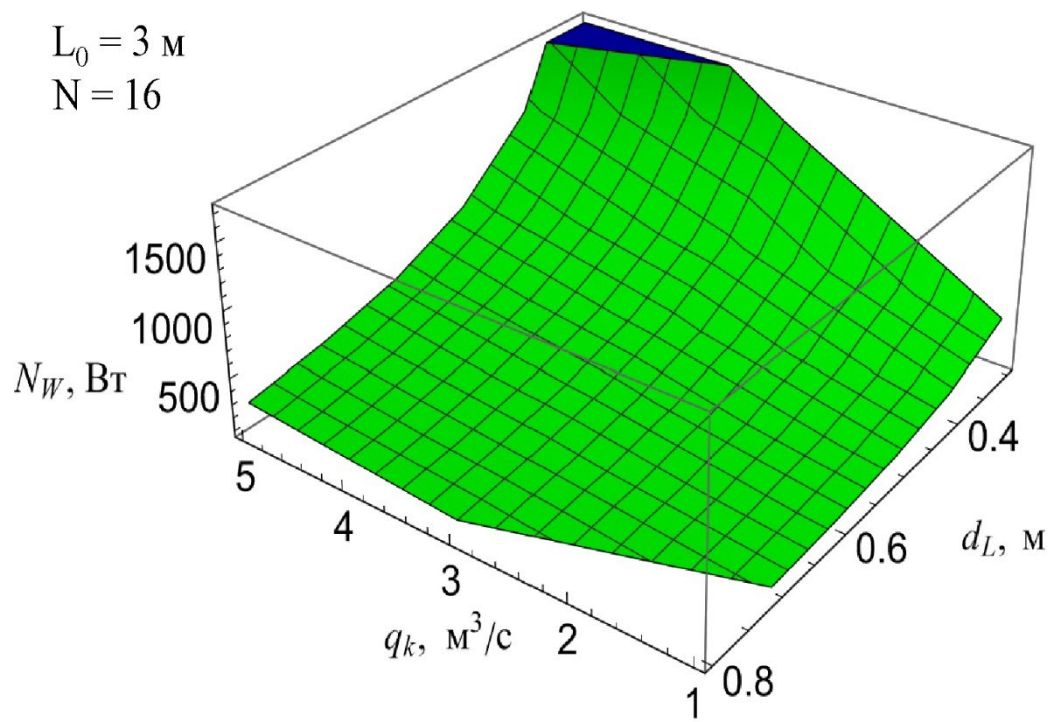


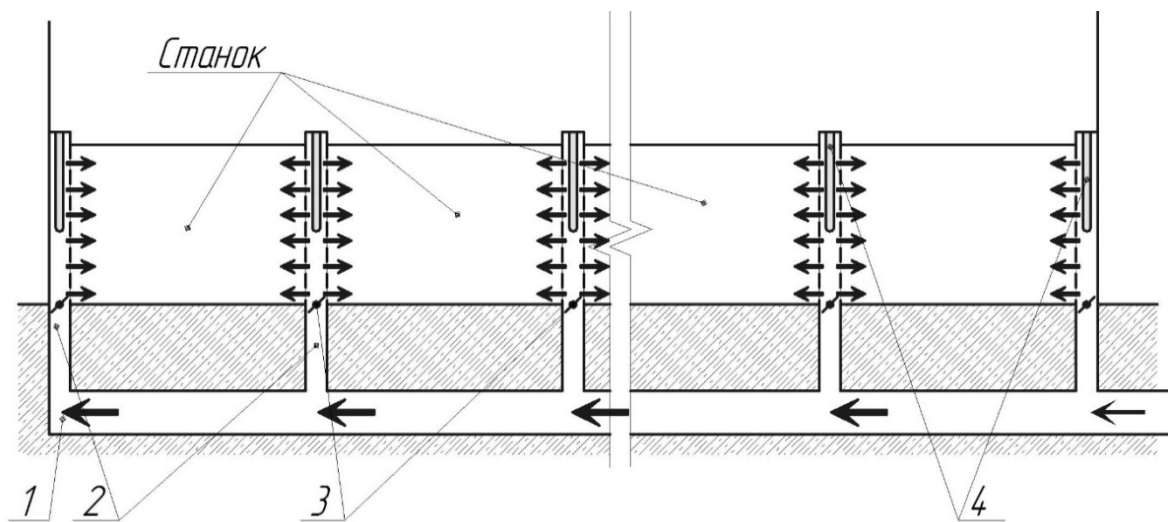
Рисунок 3.8 – Залежність потужності N_{W1} від ефективного діаметра центрального повітропроводу d_L , витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N

Проведений аналіз рис. 3.7–3.8 показав, що зі збільшенням витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N значення

вtrat тиску ΔP_1 та потужності N_{W1} , що необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему видалення забрудненого повітря, збільшуються. Водночас зі збільшенням ефективного діаметра центрального повітропроводу d_L значення втрат тиску ΔP_1 та потужності N_{W1} зменшуються.

3.4 Обґрунтування вентиляційної системи нагнітання чистого повітря

Вентиляційна система нагнітання чистого повітря (рис. 3.9) у кожному станку містить патрубки для нагнітання повітря із встановленими нагнітальними заслінками із сервоприводами.



1 – центральний повітропровід для нагнітання повітря;

2 – патрубки для нагнітання повітря; 3 – нагнітальні заслінки

із сервоприводами; 4 – нагрівальні елементи

Рисунок 3.9 – Технологічна схема вентиляційної системи нагнітання чистого повітря

Як зазначено у розділі 3.1 вентиляційна система нагнітання чистого повітря у кожному станку містить патрубки для нагнітання повітря із встановленими нагнітальними заслінками із сервоприводами. Для забезпечення стабільного атмосферного тиску в області станка необхідно, щоб кількість

втяжного повітря дорівнювала кількості припливного повітря за одиницю часу. Тому об'ємні витрати повітря після нагнітальних заслінок повинні дорівнювати

$$q_i' = q_i, \quad (3.33)$$

де q_i' – об'ємні витрати повітря через відкриту i -у нагнітальну заслінку із сервоприводом, $\text{м}^3/\text{с}$;

q_i – об'ємні витрати повітря через відкриту i -у втяжну заслінку із сервоприводом, $\text{м}^3/\text{с}$.

Припустимо, що в патрубку для нагнітання повітря є повздовжня щілина, яка має зміну ширину δ_y' по всій її довжині. Задачею аналітичних досліджень є визначення залежності ширини щілини від координати вздовж патрубка для нагнітання повітря (тобто функція $\delta_y'(y)$), яка б забезпечила рівномірну подачу повітря по висоті у станок. Ще однією умовою є технологічність виконання даної щілини.

Приймаємо початок координат від заглушеного кінця патрубка для нагнітання повітря (верхня його точка). Направимо вісь O_y назустріч потоку повітря. Побудуємо у патрубку поперечний переріз у (рис. 3.10). Ширину щілини δ_y' за умови рівномірного роздавання повітря можна визначити таким чином:

$$\delta_y' = \frac{q_i'}{H' \cdot V_y'} = \frac{F' \cdot w_k'}{H' \cdot V_y'}, \quad (3.34)$$

де H' – висота патрубка для нагнітання повітря, м;

V_y' – швидкість потоку повітря на висоті у, м/с;

F' – площа перерізу патрубка для нагнітання повітря, м^2 ;

w_k' – швидкість потоку повітря на вході у патрубок для нагнітання повітря, м/с.

Нормальна швидкість потоку повітря у щілині визначається за формулою:

$$V_y' = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_y'}, \quad (3.35)$$

де $\Delta p_y'$ – зміна тиску повітря на висоті у, м.

Складемо рівняння Бернуллі для перерізів патрубку для нагнітання повітря $y = 0$ (у верхній точці) і y :

$$\Delta p_y' + \frac{\rho (w_y')^2}{2} = \Delta p_0' + \int_y^0 \frac{\lambda}{d_H'} \frac{\rho (w_y')^2}{2} dy, \quad (3.36)$$

де $d_H' = \frac{4F'}{P'}$ – зміна тиску повітря на висоті y , м;

P' – периметр перерізу патрубку для нагнітання повітря, м.

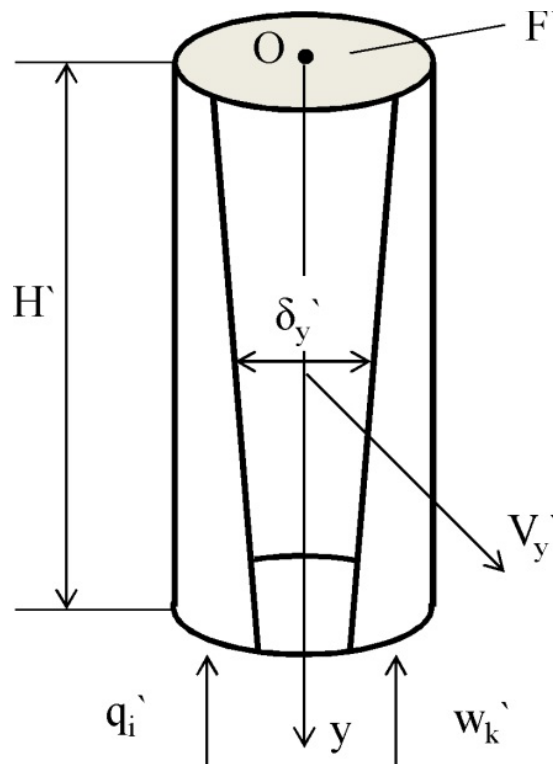


Рисунок 3.10 – Розрахункова схема патрубку
для нагнітання повітря із повздовжньою щілиною

За рівномірного роздавання повітря

$$w_y' = w_k' \cdot \frac{y}{H'}. \quad (3.37)$$

Підставляючи у рівняння Бернуллі w_y' та інтегруючи його отримуємо

$$\Delta p_y' = \Delta p_0' - \frac{\rho}{2} \left(\frac{w_k'}{H'} \right)^2 \left(\frac{\lambda}{3d_H'} y - 1 \right) y^2. \quad (3.38)$$

Підставляючи в (3.34) залежності (3.38) і (3.35) маємо

$$\delta_y' = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{(\delta_0')^2} - \frac{\mu^2 y^2}{(F')^2} \left(\frac{\lambda}{3d_H'} y - 1 \right) \right)}} \quad (3.39)$$

де δ_0' – ширина щілини біля закритого кінця патрубку для нагнітання повітря, м.

Приймаємо ширину щілини біля закритого кінця патрубку для нагнітання повітря рівною

$$\delta_0' = \frac{q_i'}{H' \cdot V_0'} \quad (3.40)$$

Враховуючи залежність (3.39) і формулу (3.40) отримуємо вираз для ширини щілини біля закритого кінця патрубку для нагнітання:

$$\delta_y' = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{H' \times V_0'}{q_i'} \right)^2 - \frac{\mu^2 y^2}{(F')^2} \left(\frac{\lambda}{3d_H'} y - 1 \right) \right)}} \quad (3.41)$$

Графік залежності (3.39) з урахуванням (3.41) побудуємо на рис. 3.11.

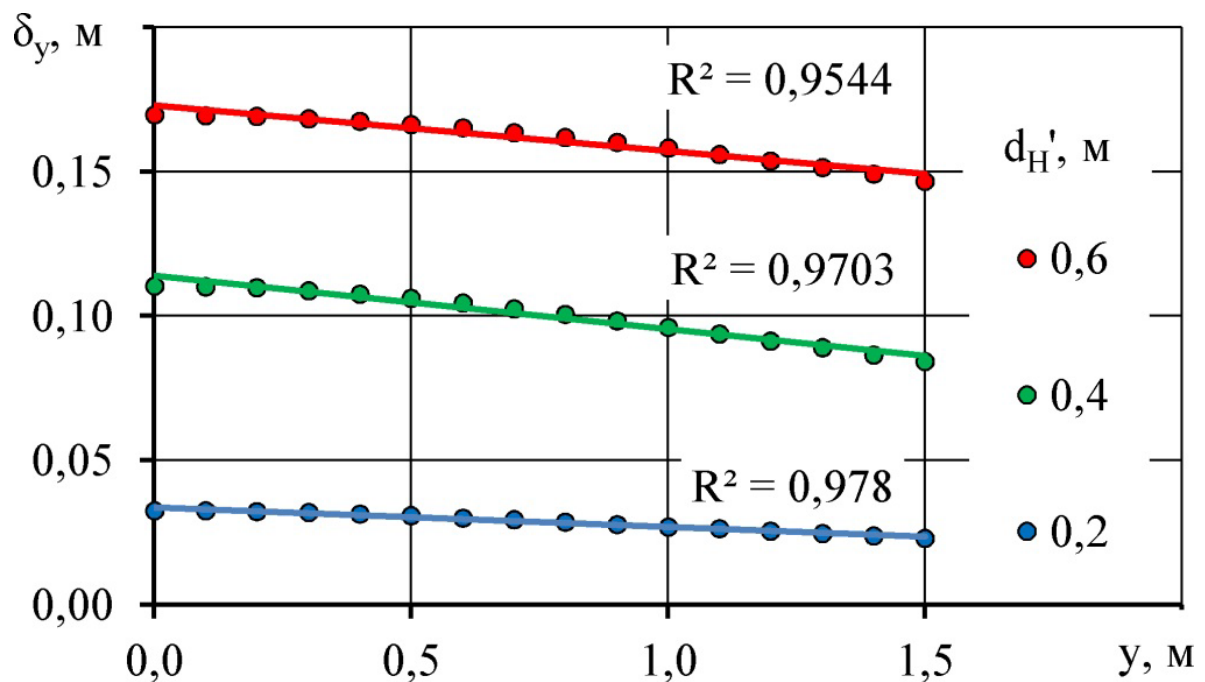


Рисунок 3.11 – Залежність ширини щілини δ_y' від її розташування по осі Y для різних ефективних діаметрів патрубка для нагнітання повітря d_H'

У зв'язку із тим, що виготовлення щілини із розрахованою змінною шириною призведе до значних економічних витрат, прийнято рішення апроксимувати отримані дані у вигляді прямої. Провівши зазначену апроксимацію залежностей рис. 3.11 спостерігається висока кореляція даних $R^2 = 0,95-0,98$. Для подальшого використання залежності (3.39) представимо її у вигляді рівняння прямої:

$$\delta_y'(y) = k'y + b', \quad (3.42)$$

де k' , b' – невідомі коефіцієнти.

Згідно рівняння (3.39) і (3.42):

$$\begin{cases} \delta_y'(0) = \delta_0' = b', \\ \delta_y'(H') = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{H' \cdot V_0'}{q_i'}\right)^2 - \frac{\mu^2 (H')^2}{(F')^2} \left(\frac{\lambda}{3d_H'} H' - 1\right)\right)}} = k' H' + b'. \end{cases} \quad (3.43)$$

Розв'язуючи систему (3.43) разом з (3.41) остаточно маємо апроксимоване рівняння для ширини щілини патрубку для нагнітання повітря:

$$\delta_y'(y) = \frac{1}{(H')^2} \left(\left(\left(\frac{V_0'}{q_i'} \right)^2 - \frac{\mu^2}{(F')^2} \left(\frac{\lambda}{3d_H'} H' - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{q_i'}{V_0'} \right) y + \frac{q_i'}{H' \cdot V_0'}. \quad (3.44)$$

Враховуючи умову (3.33) і визначення об'ємних витрат повітря отримуємо

$$\sigma_i' = \frac{q_i'}{w_{ki}'}, \quad (3.45)$$

де σ_i' – площа отвору, що утворився шляхом відкриття нагнітальної заслінки і-ого патрубку для нагнітання повітря, m^2 ;

w_{ki}' – швидкість потоку повітря на вході у і-ий патрубок для нагнітання повітря, m/s .

За умови відкриття усіх нагнітальних заслінок, тобто $\sigma_i' = F'$ необхідно забезпечити рівномірність розподілу повітря системою нагнітання. Для цього припустимо, що центральний повітропровід для нагнітання повітря повинен мати клиноподібну форму довжиною L' з постійною висотою b' , з початковою

шириною a_N' і кінцевою a_1' . Вздовж центрального повітропроводу рівномірно розміщено N' патрубків для нагнітання повітря площиною перерізу F' (рис. 3.12). Пронумеруємо патрубки для нагнітання проти руху потоку повітря і проведемо поперечний переріз перед кожним патрубком.

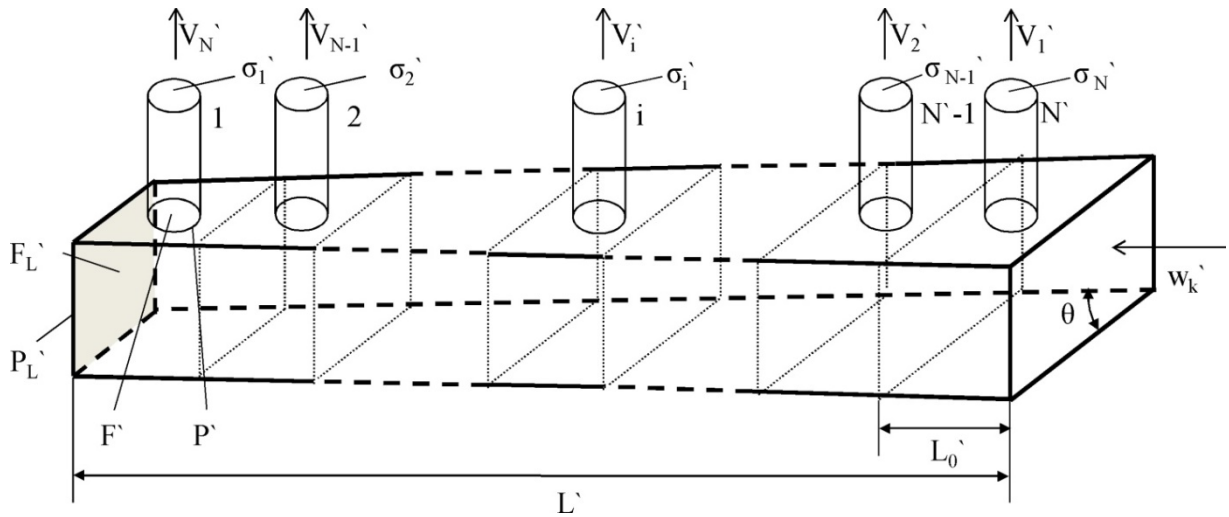


Рисунок 3.12 – Розрахункова схема центрального повітропроводу для нагнітання повітря

Для подальших розрахунків визначимо такі параметри:

– еквівалентний діаметр

$$d_{i-1,x}' = \frac{2a_{i-1,x}' \cdot b'}{a_{i-1,x}' + b'}, \quad (3.46)$$

– площа перерізу

$$F_{i-1,x}' = a_{i-1,x}' \cdot b', \quad (3.47)$$

– ширина центрального повітропроводу

$$a_{i-1,x}' = a_{i-1}' + 2x' \operatorname{tg} \theta, \quad (3.48)$$

де x' – відстань від перерізу $i-1$ до перерізу x , м;

θ – боковий кут клина центрального повітропроводу, м.

Рівняння Бернуллі для i -го та $i-1$ -ого перерізу рівняння має вигляд

$$\Delta p_i' + \frac{\rho}{2} (w_i')^2 = \Delta p_{i-1}' + \frac{\rho}{2} (w_{i-1}')^2 + \int_0^{L_0'} \frac{\lambda}{d_{i-1,x}'} \frac{\rho (w_{i-1,x}')^2}{2} dx + \alpha \frac{\rho}{2} (w_i' - w_{i-1}')^2, \quad (3.49)$$

де L_0' – відстань між суміжними перерізами, м;

$d_{i-1,x}$ – еквівалентний діаметр повітропроводу в перерізі, який віддалений на відстані x від $i-1$ -го перерізу, м;

$w_{i-1,x}$ – швидкість у центральному повітропроводі у перерізі з діаметром $d_{i-1,x}$, м/с;

α – коефіцієнт пом'якшення удару, $\alpha = 0,55$.

Використовуючи визначення надлишкового тиску отримуємо

$$\Delta p_i = \frac{\rho(V_i')^2}{2\mu^2}, \quad \Delta p_{i-1} = \frac{\rho(V_{i-1}')^2}{2\mu^2}, \quad (3.50)$$

де V_i' – швидкість у i -ому патрубку, м/с.

Швидкості в середині центрального повітропроводу можна розрахувати за формулами

$$w_i' = \frac{q_i'}{F_{Li}}, \quad w_{i-1}' = \frac{q_{i-1}'}{F_{Li-1}}, \quad w_{i-1,x}' = \frac{q_{i-1}'}{F_{Li-1,x}}, \quad (3.51)$$

де F_{Li} , F_{Li-1} , $F_{Li-1,x}$ – площі перерізів, м².

Швидкість витікання можна визначити за формулами

$$V_i' = \frac{1}{F'}(q_i' - q_{i-1}'), \quad V_{i-1}' = \frac{1}{F'}(q_{i-1}' - q_{i-2}'), \quad (3.52)$$

де F' – площі перерізу патрубка, м².

Підставляючи в рівняння (3.49) вирази (3.50)-(3.52)

$$\begin{aligned} \frac{(V_i')^2}{\mu^2} + \left(\frac{V_i' F' + q_{i-1}'}{a_i' b'} \right)^2 &= \frac{(V_{i-1}')^2}{\mu^2} + \left(\frac{q_{i-1}'}{a_{i-1}' b'} \right)^2 + \alpha \left(\frac{V_i' F' + q_{i-1}'}{a_i' b'} - \frac{q_{i-1}'}{a_{i-1}' b'} \right)^2 + \\ &+ \lambda (q_{i-1}')^2 \times \\ &\times \left[\frac{1}{2(b')^2 \operatorname{tg} \theta} \left[\frac{1}{a_{i-1}' b'} + \frac{1}{2(a_{i-1}')^2} - \frac{1}{a_{i-1}' b' + 2L_0' b' \operatorname{tg} \theta} - \frac{1}{2(a_{i-1}' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta)^2} \right] \right], \end{aligned} \quad (3.53)$$

Підставивши вираз $q_{i-1}' = q_i' - V_i' F'$ в рівняння (3.53) і прийнявши умову рівності швидкостей $V_i = V$ отримуємо

$$\begin{aligned} \left(\frac{V F' + q_{i-1}'}{a_i'} \right)^2 &= \left(\frac{q_{i-1}'}{a_{i-1}'} \right)^2 + \alpha \left(\frac{V F' + q_{i-1}'}{a_i'} - \frac{q_{i-1}'}{a_{i-1}'} \right)^2 + \lambda (q_{i-1}')^2 \times \\ &\times \left[\frac{1}{2 \operatorname{tg} \theta} \left[\frac{1}{a_{i-1}' b'} + \frac{1}{2(a_{i-1}')^2} - \frac{1}{a_{i-1}' b' + 2L_0' b' \operatorname{tg} \theta} - \frac{1}{2(a_{i-1}' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta)^2} \right] \right]. \end{aligned} \quad (3.54)$$

Підставивши вираз $a_{i-1}' = a_i' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta$ в рівняння (3.54) отримуємо

$$\begin{aligned} \left(\frac{q_i'}{a_i'} \right)^2 = & \left(\frac{q_i' - V'F'}{a_i' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta} \right)^2 + \alpha \left(\frac{q_i'}{a_i'} - \frac{q_i' - V'F'}{a_i' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta} \right)^2 + \frac{\lambda (q_i' - V'F')^2}{2 \operatorname{tg} \theta} \times \\ & \times \left[\frac{1}{(a_i' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta) b'} + \frac{1}{2(a_i' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta)^2} - \right. \\ & \left. - \frac{1}{(a_i' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta) b' + 2L_0' b' \operatorname{tg} \theta} - \frac{1}{2(a_i' + 4L_0' \operatorname{tg} \theta)^2} \right]. \end{aligned} \quad (3.55)$$

Розглянувши останній переріз і підставляючи $q_N' = N' V' F'$ остаточно маємо рівняння

$$\begin{aligned} \left(\frac{N'}{a_N'} \right)^2 - \left(\frac{N' - 1}{a_N' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta} \right)^2 - \alpha \left(\frac{N'}{a_N'} - \frac{N' - 1}{a_N' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta} \right)^2 - \\ - \frac{\lambda (N' - 1)^2}{2 \operatorname{tg} \theta} \left[\frac{1}{(a_N' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta) b'} + \frac{1}{2(a_N' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta)^2} - \right. \\ \left. - \frac{1}{(a_N' + 2L_0' \operatorname{tg} \theta) b' + 2L_0' b' \operatorname{tg} \theta} - \frac{1}{2(a_N' + 4L_0' \operatorname{tg} \theta)^2} \right] = 0. \end{aligned} \quad (3.56)$$

Розв'язуючи рівняння (3.56) відносно θ в програмному пакеті Wolfram Cloud отримуємо залежність бокового кута θ клина центрального повітропроводу від відстані між суміжними перерізами L_0' , ширини центрального повітропроводу на його початку a_N' та кількості патрубків для нагнітання N' (рис. 3.13). Як видно з рис. 3.13 кількість отворів N' майже не впливають на боковий кут θ клина центрального повітропроводу. Зі збільшенням ширини центрального повітропроводу на його початку a_N' і відстані між суміжними перерізами L_0' спостерігається зменшення бокового кута θ клина центрального повітропроводу.

Для визначення ширини центрального повітропроводу в кінці a_1' використаємо формулу [125]:

$$a_1' = a_N' - 2N'L_0' \operatorname{tg} \theta. \quad (3.57)$$

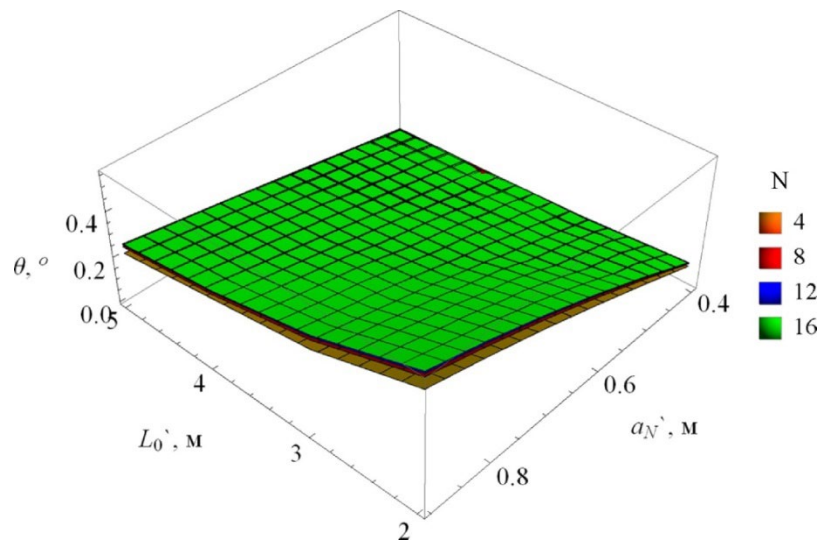


Рисунок 3.13 – Залежність бокового кута клина θ центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря від відстані між суміжними перерізами L_0' , ширини центрального повітропроводу на його початку a_N' та кількості патрубків для нагнітання N'

Графік залежності ширини центрального повітропроводу в його кінці a_1' від відстані між суміжними перерізами L_0' , ширини центрального повітропроводу на його початку a_N' та кількості патрубків для нагнітання N' представлено на рис. 3.14.

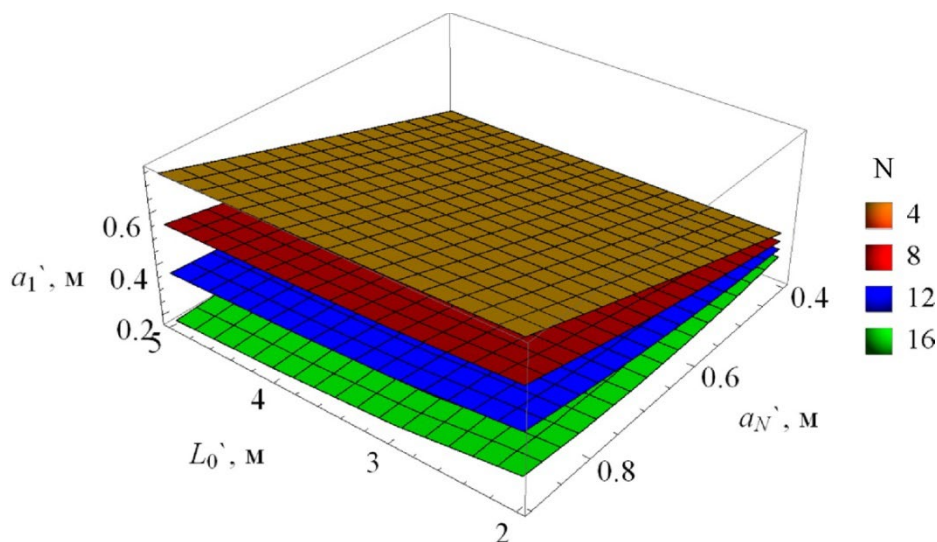


Рисунок 3.14 – Залежність ширини центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря в його кінці a_1' від відстані між суміжними перерізами L_0' , ширини центрального повітропроводу на його початку a_N' та кількості патрубків для нагнітання N'

Аналіз рис. 3.14 показує, що відстань між суміжними перерізами L_0 майже не впливає на ширину центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря в кінці a_1 . Разом з тим, зі збільшенням ширини центрального повітропроводу на його початку a_N та кількості патрубків для нагнітання N ширина центрального повітропроводу на кінці a_1 збільшується. Останнє спостереження визначається рівнянням (3.57).

3.5 Теоретичні дослідження втрат тиску вентиляційної системи нагнітання чистого повітря

Розглянемо пневматичні втрати тиску на кожній ділянці вентиляційної системи нагнітання чистого повітря згідно рисунку 3.13.

Втрати тиску на тертя в центральному повітроводі нагнітання чистого повітря змінного перерізу на всій ділянці L [240]

$$\Delta p_{Li} = \frac{(V_i')^2}{\mu^2 \left(\frac{\sigma_i'}{F_{i-1,x}} \right)^2 \left(\sum_{i=1}^N V_i' \right)^2} \frac{\rho (w_i')^2}{2}. \quad (3.58)$$

По довжині центрального повітропроводу розміщені прямокутні трійники. Втрати тиску на них можна розрахувати за формулою

$$\Delta p_{teei} = \eta_{tee} \frac{\rho}{2} ((w_i')^2 - (V_i')^2), \quad (3.59)$$

де η_{tee} – коефіцієнт місцевого опору трійника, $\eta_{tee} \approx 0,65$ [13].

На кінці центрального повітропроводу розміщене пряме коліно. Втрати тиску в коліні розраховуються за формулою

$$\Delta p_{bend1} = \alpha \rho (w_1')^2, \quad (3.60)$$

де α – коефіцієнт пом'якшення удару (для коліна постійного перерізу $\alpha = 0,55$).

Втрати тиску на тертя в патрубках постійного перерізу із щільною [13]

$$\Delta p_{Hi} = \left(\frac{(F')^2}{\mu^2 (H')^2 (\delta_0')^2} + 1 \right) \frac{\rho (w_k')^2}{2}. \quad (3.61)$$

Втрати тиску на виході з патрубків через заслінки можна розрахувати за формулою для звуження

$$\Delta p_{dampi} = \left(1 - \frac{\sigma_i'}{F'} \right) \frac{\rho (V_i')^2}{2}. \quad (3.62)$$

Втрати тиску у вентиляційній системі нагнітання чистого повітря:

$$\Delta p_2 = \sum_{i=1}^{N'} \Delta p_{L_i} + \sum_{i=2}^{N'} \Delta p_{tee i} + \Delta p_{bend 1} + \sum_{i=1}^{N'} \Delta p_{Hi} + \sum_{i=1}^{N'} \Delta p_{damp i} \quad (3.63)$$

Підставляючи в (3.30) формули (3.20)–(3.29) остаточно отримуємо

$$\begin{aligned} \Delta p_2 = & \sum_{i=1}^{N'} \frac{(V_i')^2}{\mu^2 \left(\frac{\sigma_i'}{F_{i-1,x}} \right)^2 \left(\sum_{i=1}^{N'} V_i' \right)^2} \frac{\rho (w_i')^2}{2} + \sum_{i=2}^{N'} \eta_{tee} \frac{\rho}{2} ((w_i')^2 - (V_i')^2) \\ & + \alpha \rho (w_1')^2 + \sum_{i=1}^{N'} \left(\frac{(F')^2}{\mu^2 (H')^2 (\delta_0')^2} + 1 \right) \frac{\rho (w_k')^2}{2} + \sum_{i=1}^{N'} \left(1 - \frac{\sigma_i'}{F'} \right) \frac{\rho (V_i')^2}{2}. \end{aligned} \quad (3.64)$$

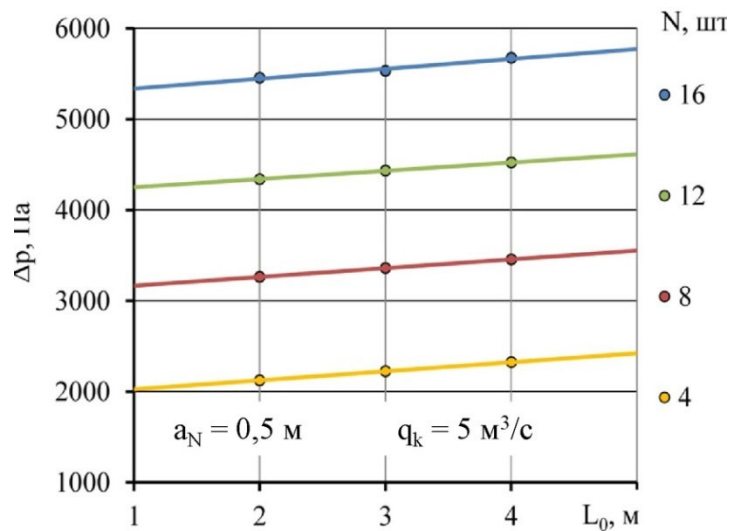
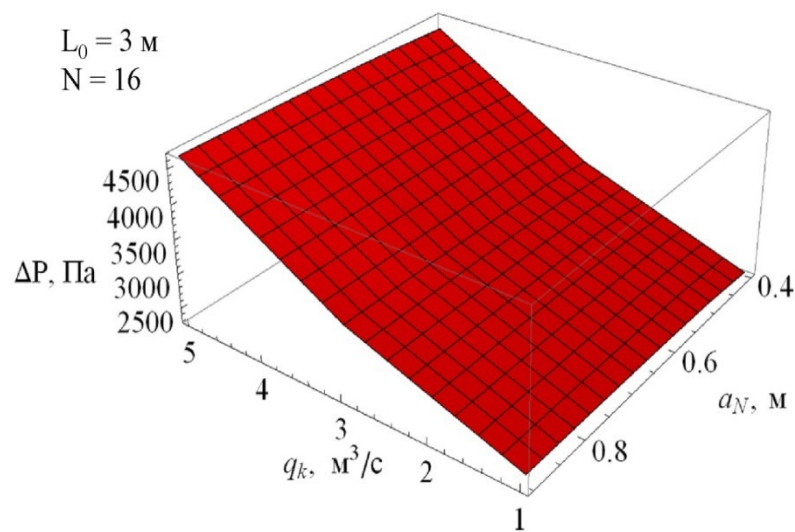


Рисунок 3.15 – Залежність втрат тиску Δp_2 від ширини центрального повітропроводу a_N , витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N

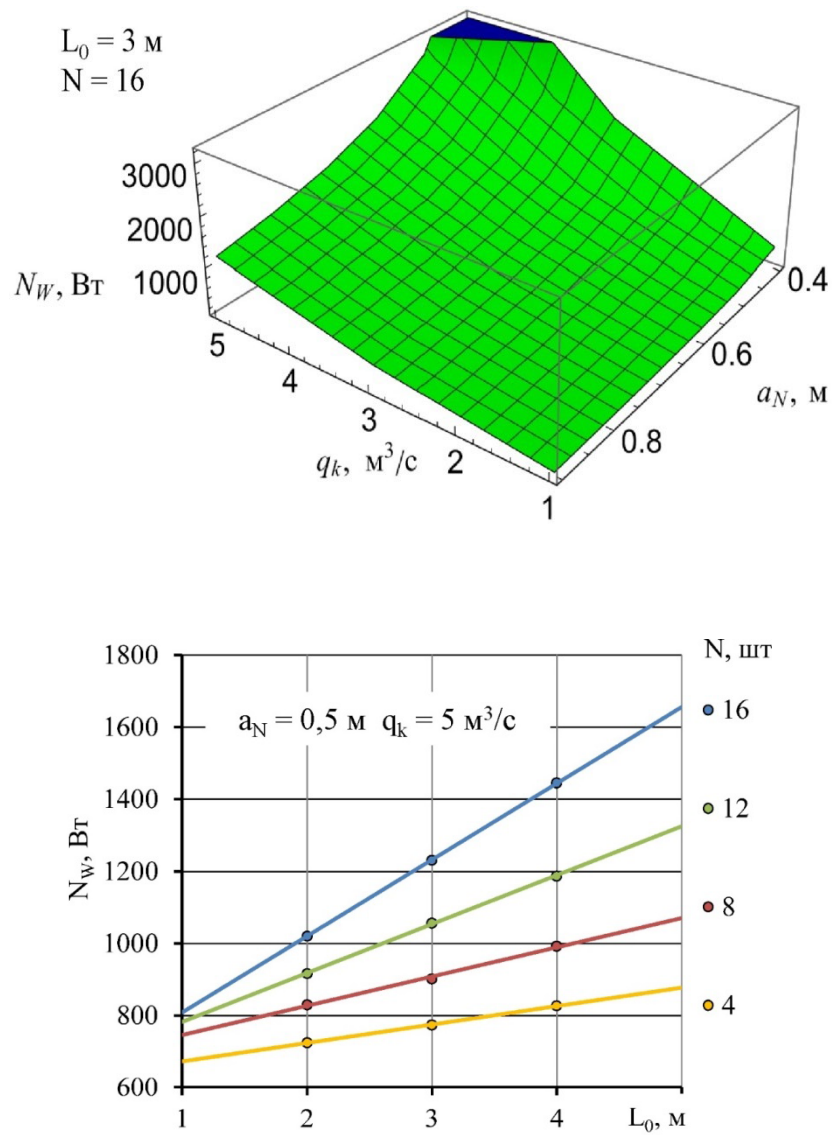


Рисунок 3.16 – Залежність потужності N_{w2} від ширини центрального повітропроводу a_N , витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N

Потужність, необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему нагнітання чистого повітря, визначається за формулою

$$N_{w1} = \frac{V \Delta p_2}{\eta_{\pi}}, \quad (3.65)$$

де η_{π} – повний ККД вентилятора, $\eta_{\pi} = 0,8$ [13].

Враховуючи числові значення параметрів згідно розділу 3.2 отримуємо графік залежності втрат тиску (рис. 3.15) і потужності (рис. 3.16), що необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему нагнітання чистого

повітря, від початкової ширини центрального повітропроводу, витрат повітря через систему, довжини між патрубками системи і їх кількості.

Проведений аналіз рис. 3.15–3.16 показав, що зі збільшенням витрат повітря через систему q_k значення втрат тиску Δp_2 і потужності N_{W2} , що необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему нагнітання чистого повітря, зменшується. Початкова ширина центрального повітропроводу a_N не суттєво впливає на втрати тиску Δp_2 . Однак зі зменшенням ширини центрального повітропроводу a_N потужність N_{W2} збільшується, що пов'язано зі збільшенням швидкості повітря в системі за однакових витрат повітря q_k . Збільшення довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N призводить до збільшення значення втрат тиску ΔP_2 і потужності N_{W2} .

3.6 Теоретичні дослідження втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу

Теплообмінник побічно-випарного типу виконаний у вигляді системи каналів, яка представлена на рис. 3.17. Згідно рис. 3.1 теплообмінник містить незалежні робочі канали та з'єднанні вологі й сухі канали.

Розглянемо спочатку рух повітря через робочі канали. При цьому повітря проходить три ділянки. Перша ділянка – це розподіл потоку повітря з повітропроводу великої площі поперечного перерізу у канали меншої площі. Втрати тиску розраховуються за формулою

$$\Delta p_{\text{тк}} = \eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) \frac{\rho (w_T)^2}{2}, \quad (3.66)$$

де η_1 – коефіцієнт пом'якшення удару, $\eta_1 = 0,5$;

N_k – кількість каналів;

F_T – площа перерізу вхідного повітропроводу, м^2 ;

F_k – площа перерізу каналу, м^2 ;

w_T – середня швидкість потоку повітря в робочих каналах теплообмінника побічно-випарного типу.

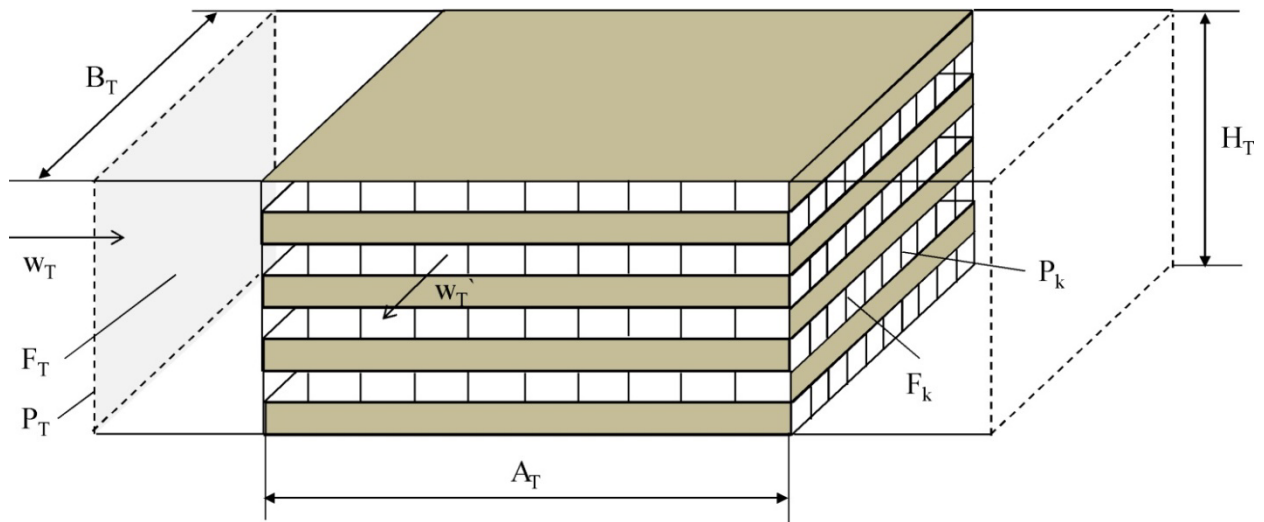


Рисунок 3.17 – Розрахункова схема теплообмінника побічно-випарного типу

Друга ділянка – це переміщення потоку повітря по каналам. Втрати тиску розраховуються за формулою

$$\Delta p_k = 0,11 N_k \frac{P_k A_T}{4 F_k} \frac{\rho w_T^2}{2} \sqrt[4]{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \times w_k \times \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}}, \quad (3.67)$$

де P_k – периметр перерізу каналу, м;

A_T – довжина робочого каналу, м;

ψ_k – еквівалентна шорсткість стінок робочого каналу [13];

μ_a – динамічна в'язкість повітря, $\mu = 18,27 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ [13].

Третя ділянка – це злиття потоку повітря з каналів у повітропровід великого діаметру. Втрати тиску розраховуються за формулою

$$\Delta p_{kT} = \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right)^2 \frac{\rho (w_T)^2}{2}, \quad (3.68)$$

де η_2 – коефіцієнт пом'якшення удару, $\eta_2 = 0,5$.

Наступним етапом розглянемо рух повітря через з'єднання вологі і сухі канали. При цьому повітря проходить п'ять ділянок. Перша ділянка – це розділення потоку повітря з повітропроводу великого діаметру у канали меншого діаметру. Втрати тиску $\Delta p'_{kT}$ розраховуються за формулою (3.66). Друга ділянка – це переміщення потоку повітря по сухим каналам. Втрати тиску $\Delta p'_k$ розраховуються за формулою (3.67). Третя ділянка –

це втрати тиску в просторовому (кільцевому) повороті на 180° $\Delta p'_{k180}$ [239]:

$$\Delta p_{k180}' = \zeta_{k80}' \frac{\rho (w_T')^2}{2}, \quad (3.69)$$

де ζ_{k180}' – коефіцієнт місцевого опору для просторового (кільцевого) повороту на 180° , згідно [239] $\zeta_{k180}' = 2$.

Четверта ділянка – це переміщення потоку повітря по вологим каналам. Втрати тиску $\Delta p_k''$ розраховуються за формулою (3.67). П'ята ділянка – це злиття потоку повітря з вологих каналів у повітропровід великого діаметру. Втрати тиску $\Delta p_{kT}''$ розраховуються за формулою (3.68).

Загальні втрати тиску через теплообмінник побічно-випарного типу дорівнюють сумі втрат тиску на всіх вищезазначених ділянках. Враховуючи однакову кількість N_k і розмір (площа F_k і периметр P_k) робочих, сухих і вологих каналів отримуємо формулу для розрахунку втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу

$$\begin{aligned} \Delta p_T = & \Delta p_{Tk} + \Delta p_k + \Delta p_{kT} + \Delta p_{Tk}' + \Delta p_k' + \Delta p_{k180}' + \Delta p_k'' + \Delta p_{kT}'' = \\ = & \frac{\rho (w_T)^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) + 0,11 N_k \frac{P_k A_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot w_T \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} + \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right)^2 \right] + \\ & + \frac{\rho (w_T')^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) + 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot w_T' \cdot \rho} + \frac{\psi_k' P_k}{4 F_k}} + \zeta_{k80}' + \right. \\ & \left. + 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot w_k' \cdot \rho} + \frac{\psi_k' P_k}{4 F_k}} + \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (3.70)$$

де B_T – довжина сухого і вологого каналів, м;

ψ_k' – еквівалентна шорсткість стінок сухого і вологого каналів [13];

w_T' – середня швидкість потоку повітря в сухих і вологих каналах теплообмінника побічно-випарного типу, м/с.

Побудуємо залежності втрат тиску через теплообмінник побічно-випарного типу Δp_T від кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови $w_T' = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло). Для цього використаємо залежності периметрів каналів різної форми від їх площі:

– квадрат: $P_k = 4 \sqrt{F_k}, \quad (3.71)$

– рівносторонній трикутник: $P_k = 2\sqrt{3F_k\sqrt{3}},$ (3.72)

– коло: $P_k = 2\sqrt{\pi F_k}.$ (3.73)

Залежність (3.70) і перерахована потужність, що необхідна для прокачування повітря через теплообмінник побічно-випарного типу, за формулою (3.65) представлені на рис. 3.18-3.19.

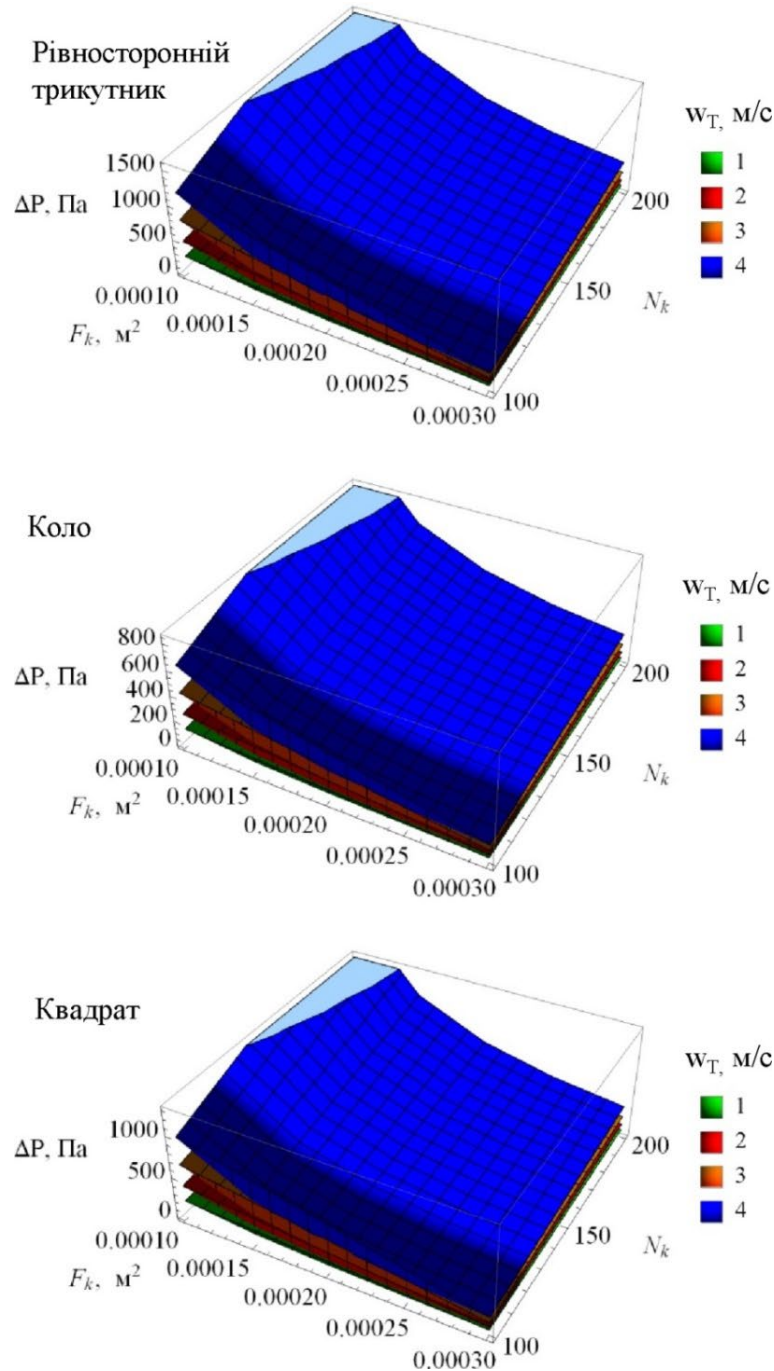


Рисунок 3.18 – Залежність втрат тиску ΔP_T від кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови $w_T' = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло)

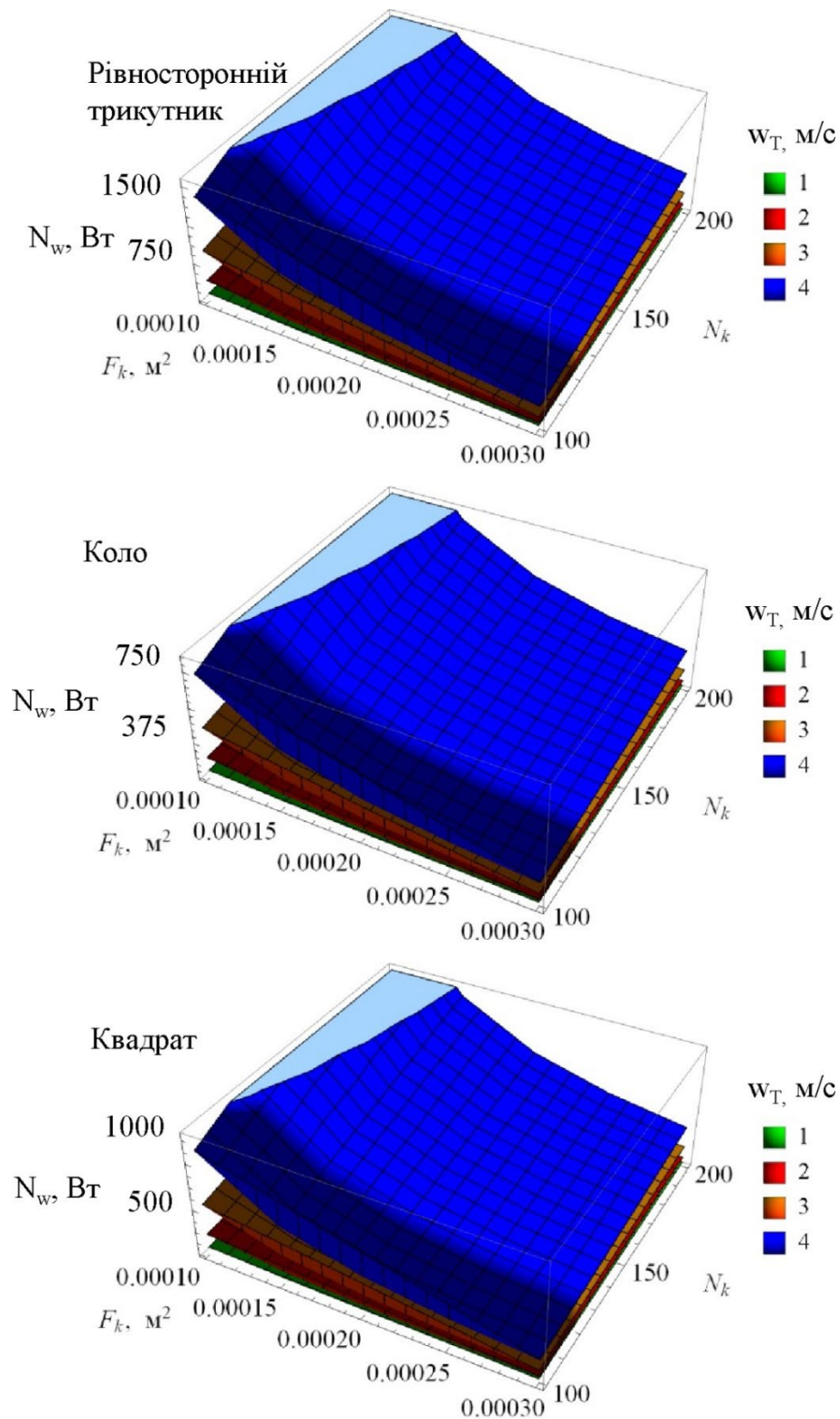


Рисунок 3.19 – Залежність потужності N_{w1} від кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови $w_T' = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло)

Аналіз рис. 3.18-3.19 дозволяє стверджувати, що зі збільшенням площі перерізу каналів F_k спостерігається зменшення втрат тиску Δp_T і потужності

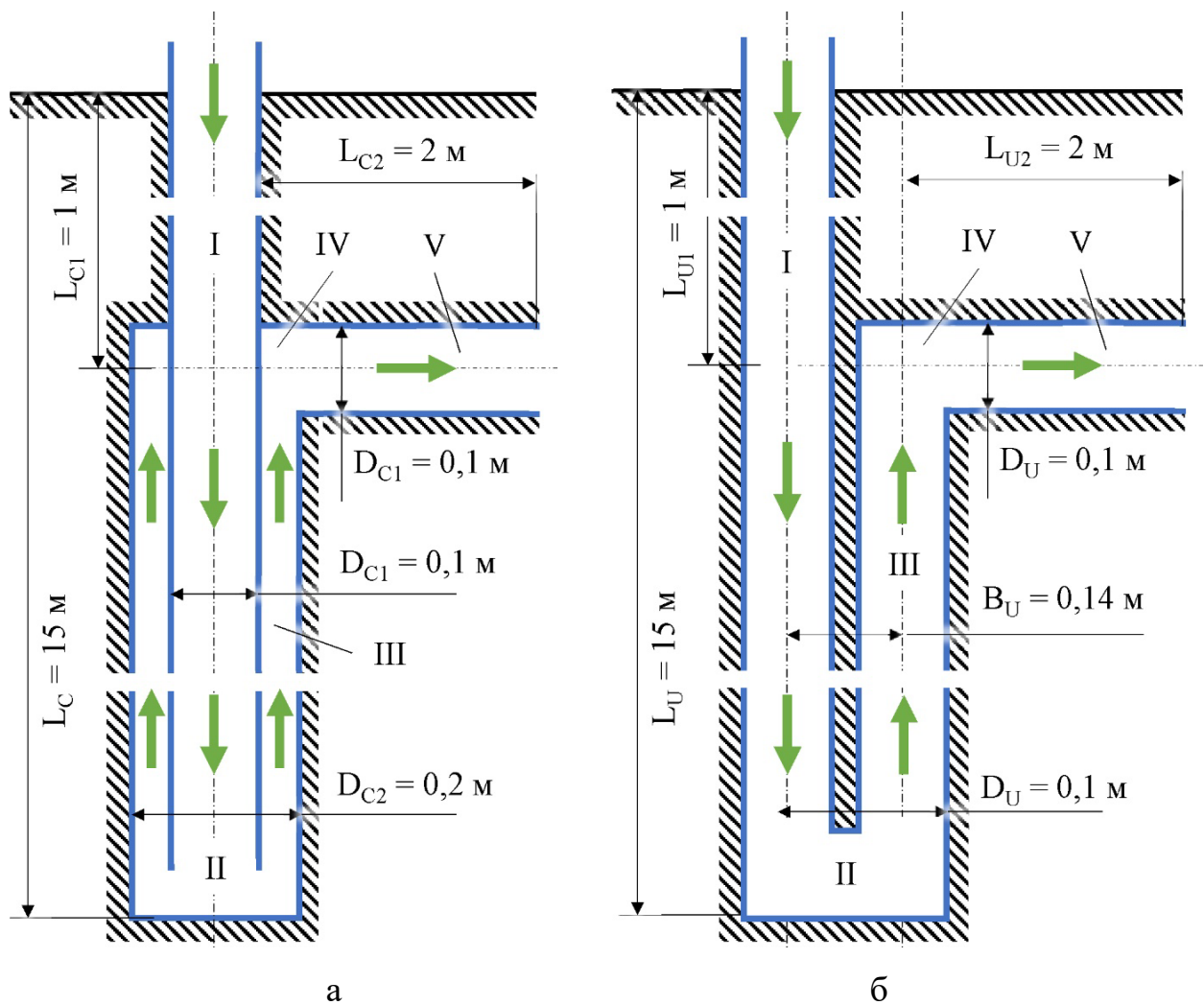
N_{w1} , що необхідна для прокачування повітря через теплообмінник побічно-випарного типу. Разом з тим, збільшення середньої швидкості повітря в каналах w_T і їх кількості N_k призводить до збільшення втрат тиску Δp_T і потужності N_{w1} . Найбільш ефективну форму каналів (зменшення тиску на 23 %) в аспекті втрат тиску мають канали з поперечним перерізом у формі кола.

3.7 Аналітичні дослідження втрат тиску ґрунтового теплообмінника

Враховуючи аналіз попередніх досліджень (розділ 1) щодо конструктивно-технологічної схеми ґрунтового повітряного теплообмінника розглянемо два варіанти, які є найбільш економічними в розрізі їх виготовлення. Перший варіант ґрунтується на дослідженнях Ковязіна О. С. і Долгих Д. О. [242, 243, 244] – концентричний вертикальний ґрунтовий теплообмінник. При чому за конструктивно-технологічні параметри обрано саме ті, які отримані за результатами експериментальних досліджень (рис. 3.20, а). Другий варіант є більш класичний – U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник [245, 246] (рис. 3.20, б).

Згідно досліджень [247] (носієм використана вода) для короткочасної роботи найбільш ефективним є концентричний теплообмінник, однак при тривалій роботі його ефективність спадає на 18–20 %. Окрім цього, власний досвід дослідження концентричних теплообмінників [248] показує, що концентричне розташування труби в трубі призводить до вторинної зміни температури через внутрішні стінки. Це негативно впливає на процес підігрівання або охолодження потоку повітря в ґрунті. Відмітимо, що при тепловій ізоляції внутрішніх стінок з'являється достатньо велика не робоча зона, яка призводить лише до втрат тиску.

Тому першим етапом визначення найбільш раціональної схеми ґрунтового повітряного теплообмінника є розрахунок потужності для прокачування повітря.



а – концентричний; б – U-подібний

Рисунок 3.20 – Розрахункова схема вертикальних ґрунтових теплообмінників

Розділимо шлях проходження повітря на 5 ділянок. Згідно [240, 241] зведемо втрати тиску по кожній ділянці у табл. 3.1.

Втрати тиску в теплообміннику можна розрахувати як суму всіх втрат тиску на кожній ділянці

$$\Delta p_{ST} = \Delta p_I + \Delta p_{II} + \Delta p_{III} + \Delta p_{IV} + \Delta p_V. \quad (3.74)$$

Таблиця 3.1 – Пневматичні втрати тиску на всіх ділянках вертикальних ґрунтових теплообмінників

Ділянка	Концентричний	U-подібний
I	$\Delta p_{CI} = 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_C}{2TD_{CI}} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{CI}^2} \right)^2 \times \left(\sqrt[4]{\frac{17\mu T \pi D_{CI}}{273q_{in}\rho_{н.у.}} + \frac{\psi}{D_{CI}}} \right) \quad (3.75)$	$\Delta p_{UI} = 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_U}{2TD_{UI}} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{UI}^2} \right)^2 \times \left(\sqrt[4]{\frac{17\mu T \pi D_{UI}}{273q_{in}\rho_{н.у.}} + \frac{\psi}{D_{UI}}} \right) \quad (3.80)$
II	$\Delta p_{CII} = \zeta_{CII} \frac{273 \rho_{н.у.}}{2T} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{CI}^2} \right)^2 \quad (3.76)$	$\Delta p_{UII} = 2 \frac{273 \alpha \rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{UI}^2} \right)^2 \quad (3.81)$
III	$\Delta p_{CIII} = 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} (L_C - L_{CI})}{2T \sqrt{D_{C2}^2 - D_{CI}^2}} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{CI}^2} \right)^2 \times \left(\sqrt[4]{\frac{17\mu T \pi D_{CI}^2}{273q_{in} \sqrt{D_{C2}^2 - D_{CI}^2} \rho_{н.у.}} + \frac{\psi}{\sqrt{D_{C2}^2 - D_{CI}^2}}} \right) \quad (3.77)$	$\Delta p_{UIII} = 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} (L_U - L_{UI})}{2TD_{UI}} \times \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{UI}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17\mu T \pi D_{UI}}{273q_{in}\rho_{н.у.}} + \frac{\psi}{D_{UI}}} \right) \quad (3.82)$
IV	$\Delta p_{CIV} = \frac{273 \alpha \rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{CI}^2} \right)^2 \quad (3.78)$	$\Delta p_{UIV} = \frac{273 \alpha \rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{UI}^2} \right)^2 \quad (3.83)$
V	$\Delta p_{CV} = 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_{C2}}{2TD_{CI}} \times \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{CI}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17\pi D_{CI} \mu T}{273q_{in}\rho_{н.у.}} + \frac{\psi}{D_{CI}}} \right) \quad (3.79)$	$\Delta p_{UV} = 0,11 \frac{273 \rho_{н.у.} L_{U2}}{2TD_{UI}} \times \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{UI}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17\pi D_{UI} \mu T}{273q_{in}\rho_{н.у.}} + \frac{\psi}{D_{UI}}} \right) \quad (3.84)$

де $\rho_{н.у.} = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря за нормальних умов [249];

L – довжина повітропроводу, м;

T – температура потоку повітря, К;

273 – температура 0 °С, К;

D – діаметр повітропроводу, м;

q_{in} – вхідні витрати потоку повітря, м³/с;

$\mu = 18,27 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$ – динамічна в'язкість повітря;

$\psi = 0,1 \text{ мм}$ (для поліетилену) – еквівалентна шорсткість стінок повітропроводу;

$\zeta = 2$ – коефіцієнт місцевого опору для просторового (кільцевого) повороту на 180° при нагнітанні;

$\alpha = 0,55$ – коефіцієнт пом'якшення удару (для коліна постійного перерізу).

Потужність, що необхідна для прокачування повітря через вертикальний теплообмінник, визначається за формулою

$$N_{ST} = \frac{q_{in} \Delta p_{ST}}{\eta_n}, \quad (3.85)$$

де η_n – повний ККД вентилятора, $\eta_n = 0,8$ [126].

Провівши спільний розрахунок залежностей (3.75)–(3.84) в програмі Wolfram Cloud отримані залежності зміни потужності, що витрачається, N_{ST} U-подібного ґрунтового вертикального теплообмінника від його довжини L_{U1} , діаметра D_{U1} і подачі потоку повітря q_{in} , які наведені на рис. 3.21.

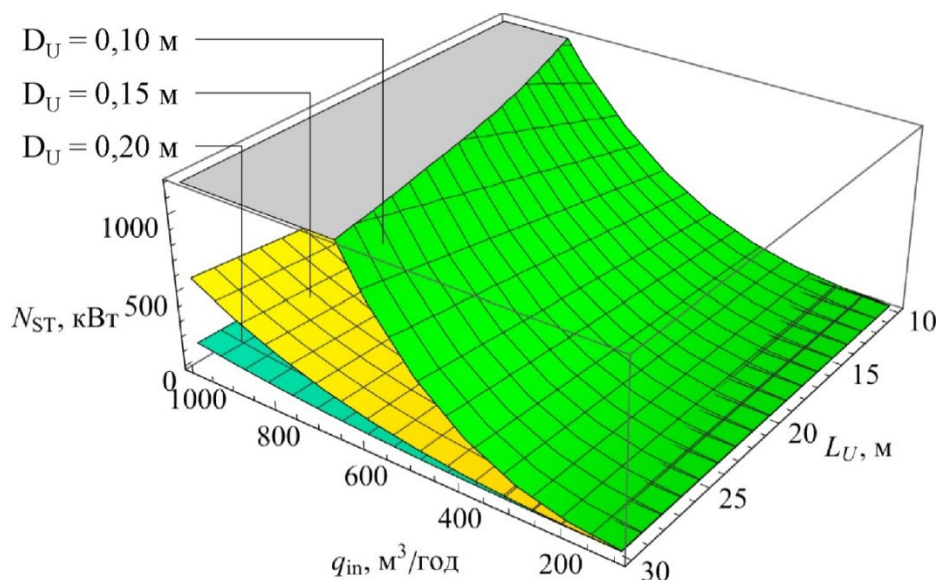


Рисунок 3.21 – Залежності зміни потужності N_{ST} U-подібного ґрунтового вертикального теплообмінника від його довжини L_{U1} , діаметра D_{U1} і подачі потоку повітря q_{in}

Порівнюючи значення потужності концентричного і U-подібного теплообмінника встановлено, що для останнього потужність вище на 0,9–1,7 %. Тобто втрати тиску обох варіантів ґрунтових вертикальних теплообмінників є майже однаковими. Тому для оцінки ефективності необхідно дослідити їх теплову потужність.

3.8 Висновки до розділу

1. За результатами аналітичних досліджень автоматичної вентиляційної системи видалення забрудненого повітря свинарника розроблено методику на основі, якої реалізовано алгоритм, що дозволяє розраховувати площі отворів (3.19), які утворюють витяжні заслінки із сервоприводами у патрубках для

видалення повітря. Враховуючи конструктивно-технологічні параметри вентиляційної системи видалення забрудненого повітря ($L, P, \rho, q_k, F, \mu; p_a, \lambda; n_{g \text{ norm}}$) та розподіл концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) n_g над станками визначено розподіл швидкостей у патрубках для видалення повітря V_i (3.18) і діаграму розподілу площі отворів σ_i , що утворюють витяжні заслінки із сервоприводами у патрубках для видалення повітря.

2. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску вентиляційної системи видалення забрудненого повітря свинарника отримані залежності зміни втрат тиску Δp_1 ((3.31), рис. 3.7) і потужності N_{W1} ((3.32), рис. 3.8), що необхідна для прокачування повітря через неї, від ефективного діаметра центрального повітропроводу d_L , витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N .

3. За результатами аналітичних досліджень параметрів щілини патрубка для нагнітання повітря з умови рівномірного розподілу повітря отримано апроксимоване рівняння для її ширини δ_y' (3.44) в залежності від розташування по осі Y для різних ефективних діаметрів патрубка d_H' .

4. Для системи нагнітання чистого повітря поставлена умова, згідно якої при відкритті всіх нагнітальних заслінок необхідно забезпечити рівномірність розподілу 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 залежність (3.56) бокового кута клина θ (рис. 3.13) центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря і його ширини на кінці a_1' (рис. 3.14) від відстані між суміжними перерізами L_0' , ширини центрального повітропроводу на його початку a_N' та кількості патрубків для нагнітання N' .

5. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску вентиляційної системи нагнітання чистого повітря свинарника отримані залежності зміни втрат тиску Δp_2 ((3.64), рис. 3.15) і потужності N_{W2} ((3.65), рис. 3.16), що необхідна для прокачування повітря через неї, від ширини центрального

повітропроводу a_N , витрат повітря через систему q_k , довжини між патрубками системи L_0 і їх кількості N .

6. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску повітряного теплообмінника побічно-випарного типу отримані залежності втрат тиску Δp_T ((3.70), рис. 3.18) і потужності N_T ((3.65), рис. 3.19) від кількості каналів N_k , площі перерізу каналів F_k , середньої швидкості повітря в каналах за умови $w_T' = w_T$ і їх форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло). Встановлено, що найбільш ефективну форму каналів з урахуванням умови однакової площі в аспекті втрат тиску (зменшення втрат тиску на 23 %) мають канали з поперечним перерізом у формі кола.

7. За результатами аналітичних досліджень втрат тиску Δp_{ST} (3.74)–(3.84) у вертикальних ґрунтових теплообмінниках для двох запропонованих схем (концентричний і U-подібний) встановлено, що потужність N_{ST} (3.85) U-подібного теплообмінника вища на 0,9–1,7 %. Тобто можна прийняти, що втрати тиску для обох варіантів ґрунтових вертикальних теплообмінників є майже однаковими. Встановлена залежність зміни потужності N_{ST} U-подібного ґрунтового вертикального теплообмінника від його довжини L_{U1} , діаметра D_{U1} і подачі потоку повітря q_{in} (рис. 3.21).

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [233, 250, 251, 252].

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОМАСООБМІНУ СИСТЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

4.1 Фізико-математична модель теплообмінника побічно-випарного типу

Опис процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу є складним і вимагає розв'язання багатьох важливих математичних задач (наприклад, алгоритмічного розв'язання сполученого тепломасообміну на поверхні з наявними стінками). Особливо важливою є розробка ефективного алгоритму, який дозволяє розрахувати диференціальні рівняння тепломасообміну в частинних похідних.

Аналіз основних циклів випарного охолодження (розділ 1) дозволив підготувати вихідні припущення для фізико-математичної моделі перехресного теплообмінника побічно-випарного типу:

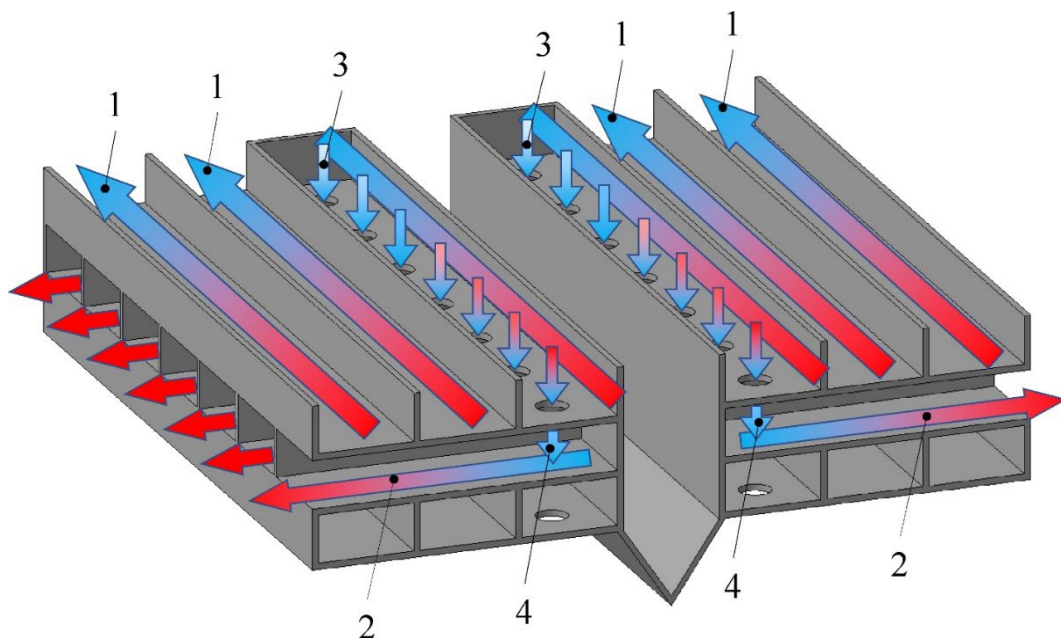
- втрати теплоти в навколишнє середовище незначні;
- стабільна з часом робота теплообмінника побічно-випарного типу;
- рушійною силою масообміну є градієнт відношення вологості (парціальний тиск водяної пари);
- повітряний потік – це ідеальна, нестислива газова суміш сухого повітря та водяної пари;
- потік повітря відбувається в поздовжньому напрямку і не змішується по вертикалі;
- поздовжня молекулярна дифузія водяної пари в повітрі і поздовжня теплопровідність вздовж стінки, а також всередині рідини в напрямку повітряного потоку є незначними;
- водяна плівка є постійною за рахунок дифузії;
- кінетичні властивості повітряного потоку та водяної плівки є постійними і дорівнюють середнім значенням об'єму;

- стіни проходу непроникні для масообміну;
- витрата води відповідає достатньому випаровуванню та підтримані матеріалу плит у гігроскопічному насиченому стані, що призводить до того, що теплоємність повітряного потоку буде набагато більшою, ніж теплоємність водяної плівки.

Температура водяної плівки, відчутний коефіцієнт теплопередачі і коефіцієнт Люїса залежать від умов експлуатації [253].

У цьому розділі представлена модель досліджуваної одиниці теплообмінника побічно-випарного типу. На рис. 4.1 показана конструктивно-технологічна схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу: це перфорований теплообмінник, робота якого заснована на багаторазовому розгалуженні повітря від сухого каналу до вологого каналу через перфорацію по їх довжині [81]. Ця конфігурація була додатково удосконалена в США компанією Idalex Inc. і Coolerado Corp., де вологий і сухий канали розділені на дві окремі секції, що дозволяє попередньо охолодити потоки сухого повітря перед їх надходженням у вологий канал. Механізм функціонування теплообмінника побічно-випарного типу описано таким чином. Частина поверхні на сухому боці призначена для проходження первинного повітря (рис. 4.1), а решта – для робочого повітря (робоче повітря в сухих каналах на рис. 4.2). Робоче повітря спочатку надходить у сухі паралельні канали, де його попередньо охолоджують, а потім розділяють на кілька потоків, які спрямовуються у вологі канали. На ділянці, де затримується робоче повітря, є численні отвори, які рівномірно розподілені, і кожен з них дозволяє певному відсотку повітря проходити через вологу сторону стінки каналу. Повітря поступово надходить на вологу сторону (робоче повітря у вологих каналах на рис. 4.1), протікаючи вздовж сухої сторони, утворюючи рівномірний розподіл повітряних потоків по вологій поверхні. Попередньо охолоджене повітря, що подається на вологу сторону, рухається по вологій поверхні по каналах, розташованих під прямим кутом до сухих каналів, поглинаючи теплоту від робочого повітря. Завдяки ефекту попереднього охолодження робоче повітря у

вологій стороні (вологий канал робочого повітря) має набагато нижчу температуру і, отже, здатне поглинати більше теплоти з двох сусідніх сторін [91, 175, 254].



1 – первинний потік повітря; 2 – робочий потік повітря у вологих каналах в робочій частині; 3 – робочий потік повітря в сухих каналах в початковій частині; 4 – робочий потік повітря у вологих каналах в початковій частині

Рисунок 4.1 – Конструктивно-технологічна схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу

У моделі для спрощення передбачається, що всі канали мають однакову висоту і ширину. Схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу разом з позначеннями, які використовується для його опису, представлена на рис. 4.2: δ – товщина, м; W – коефіцієнт теплоємності рідини, Вт/К; x – вологість; t – температура, °C; h – висота, м; L, l – довжина, м; над символом «—» – середнє значення; нижній індекс «fin» – для стінки; нижній індекс «l» – для потоку прихованого тепла; нижній індекс «o» – для виходу; нижній індекс «met» – для матеріалу; верхній індекс «p» – для робочої частини теплообмінника; верхній індекс «w» – для початкової частини теплообмінника; X, Y – координати в декартовій системі координат.

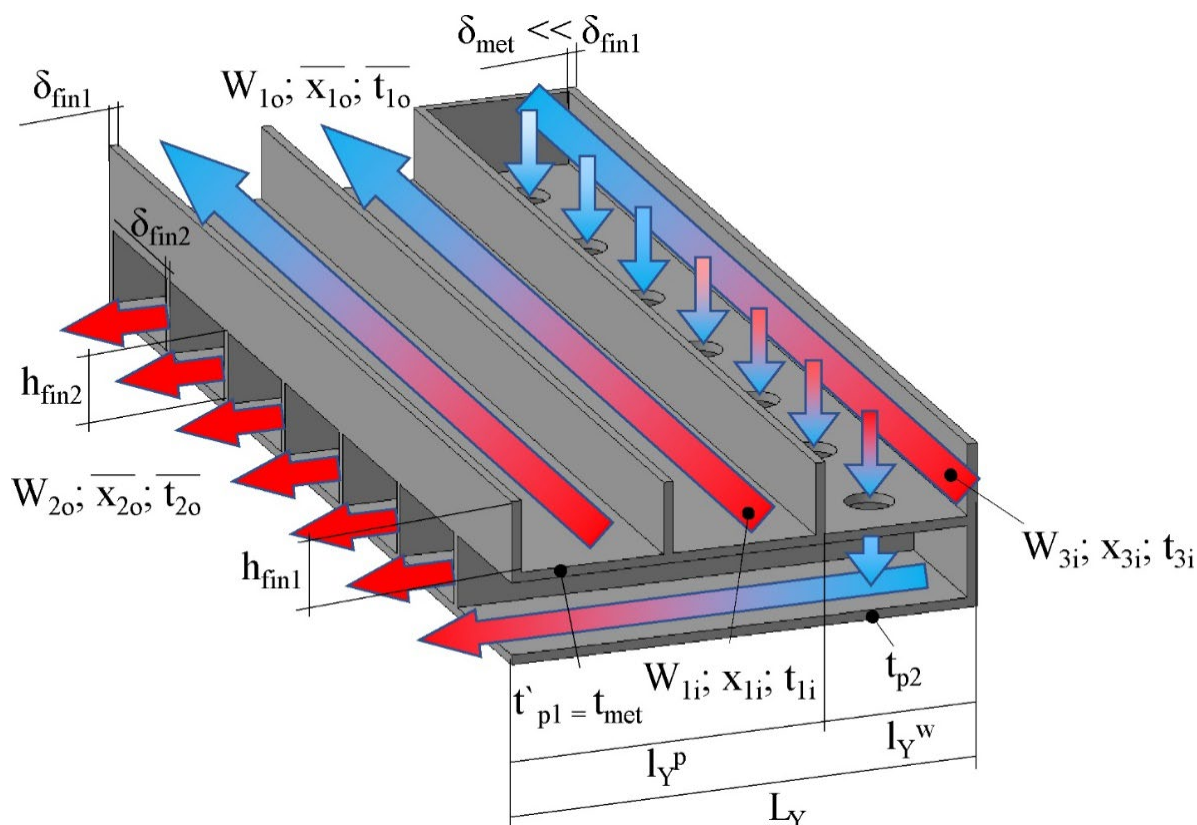


Рисунок 4.2 – Схема перехресного теплообмінника побічно-випарного типу

Розробка математичної моделі потребує розв'язання основної задачі, пов'язаної з алгоритмічним описом перемішування повітряних потоків у вихідній частині агрегату, зумовленого нетиповою схемою управління повітряним потоком у каналах розглянутого пристрою. У зв'язку з цим основні диференціальні рівняння теплового та масового балансу слід доповнити алгебраїчними рівняннями, що описують змішування повітряних потоків.

З точки зору процесів тепломасообміну, що відбуваються в каналах, можна розділити на дві основні секції (рис. 4.3): перша – типовий перехресний непрямий випарний охолоджувач (частина продукту, яка відповідає за охолодження первинного повітряного потоку), а другий відповідає за попереднє охолодження робочого повітряного потоку та формування ефективного розподілу температури на вході до вологих каналів у робочій частині теплообмінника. У зв'язку з цим, залежно від розрізу, що аналізується, робочий повітряний потік буде розглядатися і позначено як три різні потоки 2, 3, 4.

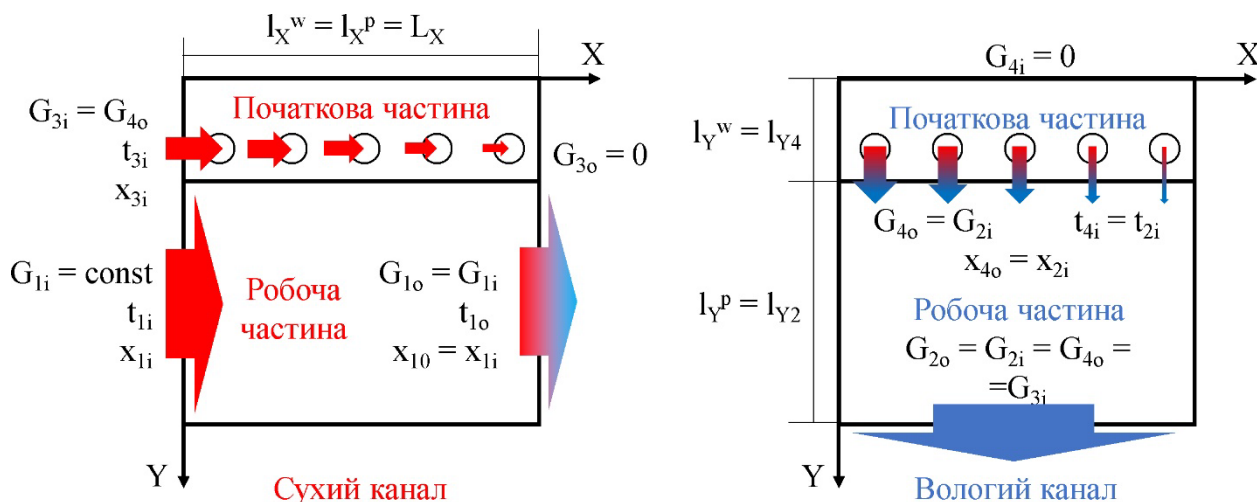


Рисунок 4.3 – Розрахункова модель теплообмінника побічно-випарного типу

У робочій частині попередньо охолоджений робочий повітряний потік 2 обмінюється теплом з основним повітряним потоком 1, як у типовому непрямому випарному охолоджувачі з поперечним потоком (але з нерівномірним початковим розподілом температури і вологості робочого повітряного потоку на вхідній частині канал 2). Потік повітря 3 (сухі канали в початковій частині) і 4 (вологі канали в початковій частині) відповідають за попереднє охолодження робочого повітря. Вищезгадані частини робочого повітря будуть позначені кількісно рівними повітряними потоками 2, 3 і 4, де 2 – потік повітря продукту 1, 3 – робоче повітря в сухих вихідних каналах, 4 – робоче повітря у вологому початковому каналі. Для рис. 4.3 позначення наступні: G – масовий потік вологого повітря, кг/с; нижній індекс «i» – для входу.

Рівняння балансу для повітряного потоку 3 розглядають лише теплообмін, а набір рівнянь для повітряних потоків 2 і 4 описує комбінований тепло- і масообмін. Потоки 3 і 4 змішуються у вологих каналах у початковій частині (рис. 4.3). Потік повітряної маси у вологому проході 4 збільшується паралельно осі Y , оскільки окремі частини потоку 3 надходять окремо в канали, і вони збільшують потік повітря 4 після кожного отвору.

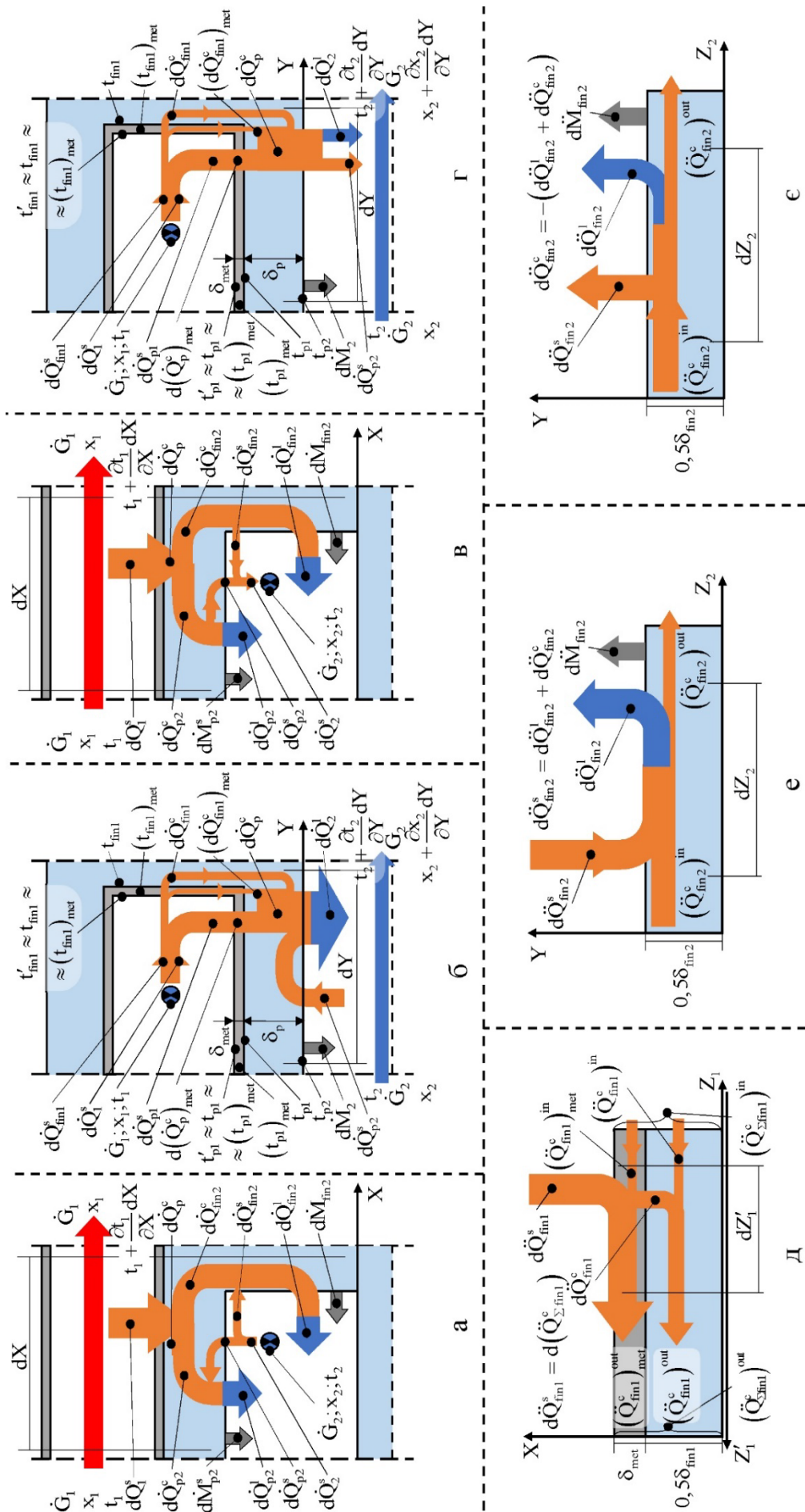
Математична модель теплообмінника побічно-випарного типу з поперечним потоком була розроблена з урахуванням тепломасового балансу у

вигляді диференціальних рівнянь у похідних, складених для розділених повітряних потоків та реалізованих в ортогональній системі координат (рис. 4.4). Модель передбачає різні характеристики тепловіддачі на початку і на виході з вологими каналами (рис. 4.4, а–г). Основним доповненням до моделі перехресного повітроохолоджувача є тепломасообмін через конструкцію стінок в сухому та вологому каналах (рис. 4.4). Передача теплоти через стінки в сухому каналі (рис. 4.4, д) і в вологому каналі (рис. 4.4, е–є) вимагає розв’язування додаткової системи диференціальних рівнянь і застосування різних алгоритмів розрахунків енергетичного балансу.

Для рис. 4.3 позначення наступні: M – швидкість масообміну водяної пари, кг/с; Q – швидкість тепловіддачі, Вт; над символом « $\cdot$ » – для елементарної поверхні пластини; над символом « $\ddot{\cdot}$ » – для елементарної поверхні плівки; верхній індекс «с» – для передачі теплоти шляхом теплопровідності; верхній індекс «s» – для відчутного теплового потоку; верхній індекс «1» – для потоку прихованого тепла; нижній індекс «1» – для первинного (основного) потоку повітря; нижній індекс «2» – для робочого (вторинного) потоку повіт у вологих каналах робочої частини теплообмінника; нижній індекс «3» – для робочого (вторинного) потоку повітря в сухих каналах початкової частини теплообмінника; нижній індекс «4» – для робочого (вторинного) потоку повітря у вологих каналах початкової частини теплообмінника; нижній індекс «р» – для поверхні пластини; X , Y , Z – координати в декартовій системі координат.

Рівняння математичної моделі будуть представлені лише для робочої частини теплообмінника (потік первинного повітря 1 і робочий повітряний потік 2). Це впливає з того, що загальні рівняння тепломасообміну в початковій і робочій частинах ідентичні.

Різниця полягає в змінному номері метода кількості робочих потоків (N_{TU}) для повітряних потоків 3 і 4, що викликано зміною швидкості повітряного потоку коли частина повітряного потоку 3 передається у вологий канал і вони змішуються з повітряним потоком 4.



а – вхідна частина вологого каналу (детальний вигляд вологого каналу); б – вхідна частина вологого каналу (детальний вигляд вологого каналу); в – вихідна частина вологого каналу (детальний вигляд вологого каналу); г – вихідна частина вологого каналу (детальний вигляд вологого каналу); д – стінка сухого каналу; е – стінка вологого каналу на вхідній частині вологого каналу; є – стінка вологого каналу на вихідній частині вологого каналу

Для потоків повітря, що проходять, можна записати наступні рівняння балансу елементарних об'ємів у робочій частині теплообмінника (рис. 4.4, а–є).

Для потоку повітря в сухому каналі енергетичний баланс з урахуванням відчутної теплопередачі через поверхню стінки та каналні пластини має вигляд (рис. 4.4, а–є):

$$\dot{G}_1 c_{p1} \frac{\partial t_1}{\partial X} dX = -d\dot{Q}_1^s = -(d\dot{Q}_{p1}^s + d\dot{Q}_{fin1}^s), \quad (4.1)$$

де $\dot{G}_1 = \frac{dY}{L_Y} G_1;$

c_p – питома теплоємність вологого повітря, Дж/(кг·К).

Переупорядкування рівняння (4.1) дає таке співвідношення

$$\frac{\partial t_1}{\partial X} = N_{TU1}'' (t_{p1} - t_1) \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin1}}{s_{fin1}} \right) + \frac{2h_{fin1}}{s_{fin1}} (\bar{t}'_{fin1} - t_1) \right], \quad (4.2)$$

де $\bar{t}'_{fin1} = \int_{\bar{Z}_1=0}^{\bar{Z}_1=1} (t'_{fin1} - t_1) d\bar{Z}_1;$

s – крок каналів, м;

N_{TU} – кількість робочих потоків;

«'» – для температури між повітрям і водою;

«''» – для поверхні пластини.

Для повітряного потоку у вологому каналі враховуючи поєднання відчутної та прихованої теплоти енергетичний баланс перенесення через поверхню стінки та каналні пластини на вхідній частині вологого каналу має вигляд (рис. 4.4, а–б)

$$\begin{aligned} \dot{G}_2 c_{p2} \frac{\partial t_2}{\partial Y} dY &= -d\dot{Q}_2^s + \left[c_{g2} (t'_{p2} - t_2) d\dot{M}_{p2} + c_{g2} (t'_{fin2} - t_2) d\dot{M}_{fin2} \right] = \\ &= -\left[d\dot{Q}_{p2}^s + d\dot{Q}_{fin2}^s \right] + \left[c_{g2} (t'_{p2} - t_2) d\dot{M}_{p2} + c_{g2} (t'_{fin2} - t_2) d\dot{M}_{fin2} \right], \end{aligned} \quad (4.3)$$

де c_g – питома теплоємність водяної пари, Дж/(кг·К).

Енергетичний баланс на вихідній частині вологого каналу має вигляд (рис. 4.4, в–г)

$$\begin{aligned}\dot{G}_2 c_{p2} \frac{\partial t_2}{\partial Y} dY &= d\dot{Q}_2^s + \left[c_{g2} (t'_{p2} - t_2) d\dot{M}_{p2} + c_{g2} (t'_{fin2} - t_2) d\dot{M}_{fin2} \right] = \\ &= \left[d\dot{Q}_{p2}^s + d\dot{Q}_{fin2}^s \right] + \left[c_{g2} (t'_{p2} - t_2) d\dot{M}_{p2} + c_{g2} (t'_{fin2} - t_2) d\dot{M}_{fin2} \right],\end{aligned}\quad (4.4)$$

де $\dot{G}_2 = \frac{dX}{L_X} G_2,$

$$\bar{t}'_{fin2} = \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} (t'_{fin2} - t_2) d\bar{Z}_2.$$

Переупорядкування рівнянь (4.3) і (4.4) дає наступне співвідношення незалежно від аналізованої частини вологого каналу

$$\begin{aligned}\frac{\partial t_2}{\partial Y} &= N''_{TU2} \left(\frac{1}{\bar{l}_{Y2}} \right) \left\{ \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) (t'_{p2} - t_2) + \frac{2h_{fin2}}{s_{fin2}} (\bar{t}'_{fin2} - t_2) \right] + \right. \\ &+ \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) \left(\frac{\sigma_p}{Le} \right)_2 \left(\frac{c_g}{c_p} \right)_2 (t'_{p2} - t_2) (x'_{p2} - x_2) + \right. \\ &\left. \left. + \frac{2h_{fin2}}{s_{fin2}} \left(\frac{1}{Le_2} \right) \left(\frac{c_g}{c_p} \right)_2 \sigma_{fin2} (\bar{t}'_{fin2} - t_2) (\bar{x}'_{fin2} - x_2) \right] \right\}.\end{aligned}\quad (4.5)$$

Баланс маси для водяної пари всередині вологого каналу з урахуванням випаровування з поверхні пластини та стінки у вологому каналі можна записати у вигляді

$$\dot{G}_2 \frac{\partial x_2}{\partial Y} dY = d\dot{M}_2 = (d\dot{M}_{p2} + d\dot{M}_{fin2}). \quad (4.6)$$

Переупорядкування рівнянь (4.6) дає таке диференціальне рівняння

$$\frac{\partial x_2}{\partial Y} = N''_{TU2} \left(\frac{1}{\bar{l}_{Y2}} \right) \left(\frac{1}{Le_2} \right) \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) \sigma_{p2} (x'_{p2} - x_2) + \frac{2h_{fin2}}{s_{fin2}} \sigma_{fin2} (\bar{x}'_{fin2} - x_2) \right]. \quad (4.7)$$

де $\bar{x}'_{fin2} = \int_{\bar{Z}_2=0}^{\bar{Z}_2=1} (x'_{fin2} - x_2) d\bar{Z}_2.$

Баланс енергії для диференційного контрольного об'єму ребра в сухому каналі можна представити у вигляді рівняння теплопровідності, враховуючи лише відчутну теплопередачу на поверхні ребра (рис. 4.4, д)

$$\begin{cases} \left(\ddot{Q}_{\Sigma \text{finl}}^{\text{cond}}\right)^{\text{in}} + d\ddot{Q}_{\text{finl}}^{\text{s}} = \left(\ddot{Q}_{\Sigma \text{finl}}^{\text{cond}}\right)^{\text{out}}, \\ \left(\ddot{Q}_{\Sigma \text{finl}}^{\text{cond}}\right)^{\text{in}} = \left(\ddot{Q}_{\text{finl}}^{\text{cond}}\right)^{\text{in}} + \left(\ddot{Q}_{\text{finl}}^{\text{cond}}\right)_{\text{met}}^{\text{in}}, \\ \left(\ddot{Q}_{\Sigma \text{finl}}^{\text{cond}}\right)^{\text{out}} = \left(\ddot{Q}_{\text{finl}}^{\text{cond}}\right)^{\text{out}} + \left(\ddot{Q}_{\text{finl}}^{\text{cond}}\right)_{\text{met}}^{\text{out}}. \end{cases} \quad (4.8)$$

Перетворюючи систему рівнянь (4.8) і припускаючи, що $t'_{\text{finl}} = (t_{\text{finl}})_{\text{met}} = t_{\text{finl}}$, рівняння теплопровідності для зазначеної стінки можна записати у вигляді

$$\frac{\partial t_{\text{finl}}}{\partial \bar{Z}_1} = -m_{\text{finl}}^2 h_{\text{finl}}^2 (t_1 - t_{\text{finl}}), \quad (4.9)$$

де значення температурного коефіцієнта дорівнює [176]:

$$m_{\text{finl}}^2 = \frac{2\alpha_1}{\lambda_{\text{finl}} \delta_{\text{finl}} + 2(\lambda_{\text{finl}})_{\text{met}} (\delta_{\text{finl}})_{\text{met}}}. \quad (4.10)$$

За наступних граничних умов (рис. 4.5)

$$t_{\text{finl}}|_{\bar{Z}_1=0} = t'_{\text{pl}} = t_{\text{pl}}, \quad (4.11)$$

$$\left. \frac{\partial t_{\text{finl}}}{\partial \bar{Z}_1} \right|_{\bar{Z}_1=1} = 0, \quad (4.12)$$

диференціальне рівняння (4.9) можна розв'язати аналітично:

$$\left(\frac{\partial t_{\text{finl}}}{\partial \bar{Z}_1} \right)_{\bar{Z}_1=0} = m_{\text{finl}} h_{\text{finl}} (t_1 - t_{\text{pl}}) \text{th}(m_{\text{finl}} h_{\text{finl}}), \quad (4.13)$$

Використовуючи рівнянь (4.13) рівняння енергетичного балансу (4.2) можна перетворити до остаточного вигляду

$$\frac{\partial t_1}{\partial X} = N''_{\text{TU1}} (t_{\text{pl}} - t_1) \left[\left(1 - \frac{\delta_{\text{finl}}}{s_{\text{finl}}} \right) + \frac{2}{m_{\text{finl}} s_{\text{finl}}} \text{th}(m_{\text{finl}} h_{\text{finl}}) \right]. \quad (4.14)$$

Енергетичний баланс для диференційного контрольного об'єму стінки у вологому каналі слід описати з урахуванням комбінованого відчутного та прихованого теплообміну на поверхні стінки. Слід зазначити, що комбіновані рівняння тепломасообміну на поверхні стінки не можуть бути розв'язані аналітично [174, 255].

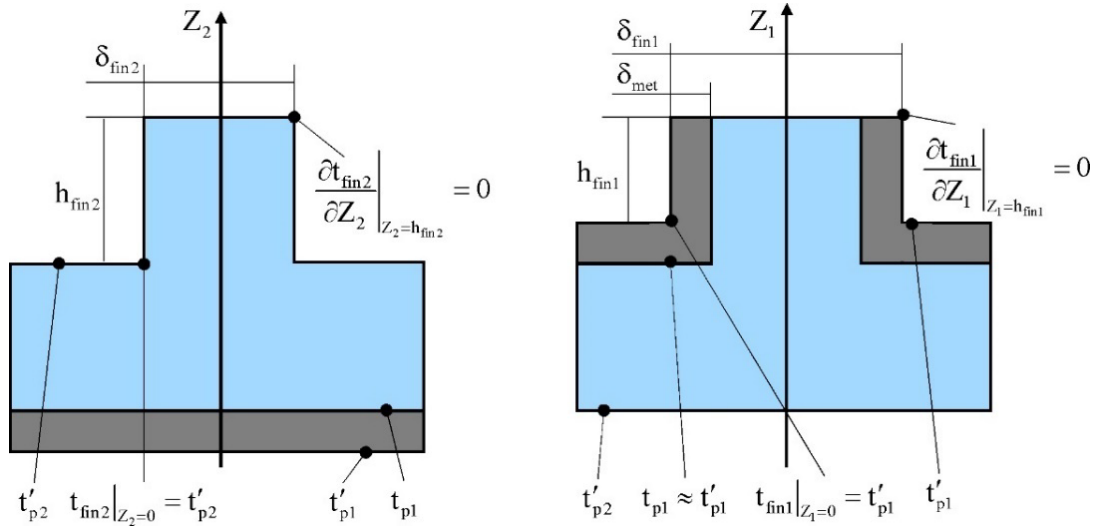


Рисунок 4.5 – Граничні умови для стінок в сухому і вологому каналах

Енергетичний баланс на вхідній частині вологого каналу (рис. 4.4, г):

$$\left(\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{cond}}\right)^{\text{in}} + d\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{s}} = d\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{l}} + \left(\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{cond}}\right)^{\text{out}}. \quad (4.15)$$

Енергетичний баланс на вихідній частині вологого каналу (рис. 4.4, є)

$$\left(\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{cond}}\right)^{\text{in}} = d\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{s}} + d\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{l}} + \left(\ddot{Q}_{\text{fin2}}^{\text{cond}}\right)^{\text{out}}. \quad (4.16)$$

Переупорядкування рівнянь (4.15) і (4.16) і вважаючи, що $t'_{\text{fin2}} = t_{\text{fin2}}$ можна отримати таке співвідношення (незалежно від аналізованої частини вологого каналу)

$$\frac{\partial^2 t_{\text{fin2}}}{\partial Z^2} = -m_{\text{fin2}}^2 h_{\text{fin2}}^2 \left[(t_2 - t'_{\text{fin2}}) - \left(\frac{\sigma_{\text{fin}}}{c_p \text{Le}} \right)_2 (x'_{\text{fin2}} - x_2) q_{\text{fin2}}^0 \right], \quad (4.17)$$

де температурний коефіцієнт ребра задається як:

$$m_{\text{fin2}}^2 = \frac{2\alpha_2}{\lambda_{\text{fin2}} \delta_{\text{fin2}}}. \quad (4.18)$$

Крім того, математична модель була доповнена розробленими рівняннями енергетичного балансу. Для поверхні стінки в сухому каналі, враховуючи перенесення через покриття та вологий матеріал (рис. 4.4, б, г)

$$d\left(\dot{Q}_{\text{plt}}^{\text{cond}}\right)_{\text{met}} = d\dot{Q}_{\text{p1}}^{\text{s}}, \quad (4.19)$$

які можна перетворити з урахуванням наступного набору рівнянь енергетичного балансу

$$\begin{cases} d\dot{Q}_{plt}^{cond} = d(\dot{Q}_{plt}^{cond})_{met} + d\dot{Q}_{\Sigma fin1}^{cond}, \\ d\dot{Q}_{\Sigma fin1}^{cond} = d\dot{Q}_{fin1}^s, \end{cases} \quad (4.20)$$

до наступної форми:

$$\dot{Q}_{plt}^{cond} = d\dot{Q}_{p1}^s + d\dot{Q}_{fin1}^s. \quad (4.21)$$

Переупорядкування рівняння (4.21) та з урахуванням аналітичного співвідношення (4.12) енергетичний баланс (4.19) можна записати у вигляді:

$$\frac{\lambda_{plt}}{\delta_{plt}}(t_{p1} - t'_{p2}) = \alpha_1(t_1 - t_{p1}) \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin1}}{s_{fin1}} \right) + \frac{2}{m_{fin1}s_{fin1}} \text{th}(m_{fin1}h_{fin1}) \right]. \quad (4.22)$$

Для поверхні структури теплообмінника (повний енергетичний баланс для сухих і вологих каналів). На вхідній частині вологого каналу (рис. 4.4, а–б)

$$d\dot{Q}_1^s + d\dot{Q}_2^s = d\dot{Q}_2^l, \quad (4.23)$$

яку можна перетворити у форму

$$(d\dot{Q}_{p1}^s + d\dot{Q}_{fin1}^s) + d\dot{Q}_{p2}^s = d\dot{Q}_{p2}^l + d\dot{Q}_{fin2}^{cond}. \quad (4.24)$$

На виїзній частині вологого проходу (рис. 4.4, в–г)

$$d\dot{Q}_1^s = d\dot{Q}_2^s + d\dot{Q}_2^l, \quad (4.25)$$

після перегрупування рівняння (4.25) можна записати так:

$$(d\dot{Q}_{p1}^s + d\dot{Q}_{fin1}^s) = d\dot{Q}_{p2}^s + d\dot{Q}_{p2}^l + d\dot{Q}_{fin2}^{cond}. \quad (4.26)$$

Перегрупування рівнянь (4.24) і (4.26) дає наступне співвідношення незалежно від аналізованої частини вологого каналу

$$\begin{aligned} & \left(\frac{W_1}{W_2} \right) N''_{TU1} (t_1 - t_{p1}) \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin1}}{s_{fin1}} \right) + \frac{2}{m_{fin1}s_{fin1}} \text{th}(m_{fin1}h_{fin1}) \right] + \\ & + N''_{TU2} (t_2 - t'_{p2}) \left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) = \\ & = N''_{TU2} \left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) \left(\frac{\sigma_p q_p^o}{c_p Le} \right)_2 (x'_{p2} - x_2) - N''_{TU2} \frac{2}{m_{fin2}^2 s_{fin2} h_{fin2}} \left(\frac{\partial t_{fin2}}{\partial \bar{Z}_2} \right)_{\bar{Z}_2=0}. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Після простого перетворення рівняння (4.27) можна адаптувати для опису початкової умови для рівняння (4.17)

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial t_{fin2}}{\partial \bar{Z}_2} \right)_{\bar{Z}_2=0} = & \frac{m_{fin2}^2 s_{fin2} h_{fin2}}{2N_{TU2}''} \left\{ \left(\frac{W_1}{W_2} \right) N_{TU1}'' (t_1 - t_{p1}) \times \right. \\ & \times \left[\left(1 - \frac{\delta_{fin1}}{s_{fin1}} \right) + \frac{2}{m_{fin1} s_{fin1}} \text{th}(m_{fin1} h_{fin1}) \right] + \\ & \left. + N_{TU2}'' \left(1 - \frac{\delta_{fin2}}{s_{fin2}} \right) \left[(t'_{p2} - t_2) + \left(\frac{\sigma_p q_p^o}{c_p Le} \right)_2 (x'_{p2} - x_2) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (4.28)$$

Після простого перетворення рівняння (4.27) можна адаптувати для опису початкової умови для рівняння (4.17).

Для завершення набору одночасних диференціальних рівнянь у похідних (4.5), (4.7), (4.9), (4.14), (4.17), (4.22), (4.28) необхідно визначити граничні умови, що встановлюють початкові значення термодинамічних параметрів обмінних потоків повітря на вході у відповідні робочі канали необхідної частини теплообмінників (рис. 4.3).

Для первинного повітряного потоку на вході в сухий канал

$$\begin{aligned} t_1 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=\bar{I}_{Y4}}} &= t_{li}, \\ x_1 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=\bar{I}_{Y4}}} &= x_{li} = \text{const.} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Для робочого повітряного потоку на вході у вологий канал

$$\begin{aligned} t_{2i} \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=\bar{I}_{Y4}}} &= t_{4o} \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=\bar{I}_{Y4}}}, \\ x_{2i} \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=\bar{I}_{Y4}}} &= x_{4o} \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=\bar{I}_{Y4}}}, \end{aligned} \quad (4.30)$$

граничні умови для стінки у вологому каналі (рис. 4.5):

$$\begin{aligned} t_{fin2} \Big|_{\bar{Z}_2=0} &= t'_{p2} = t_{p2}, \\ \frac{\partial t_{fin2}}{\partial \bar{Z}_2} \Big|_{\bar{Z}_2=1} &= 0, \end{aligned} \quad (4.31)$$

і граничні умови для ребра в сухому каналі, які раніше були представлені в рівнянні (4.11).

Розроблена «ε-N_{TU}»-модель тепломасообміну в робочій частині досліджуваного випарного охолоджувача базується на тих же балансових диференціальних рівняннях, що й для технологічної частини. З цієї причини модель робочої частини теплообмінника в представленій роботі опущена. Різниця полягає лише в інших граничних умовах для повітряних потоків, які наведені нижче.

Для робочого повітря на вході в сухий канал

$$\begin{aligned} t_3 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=1_{Y4}}} &= t_{3i} = t_{li}, \\ x_3 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=1_{Y4}}} &= x_{3i} = x_{li} = \text{const.} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Для робочого повітря на вході у вологий канал

$$\begin{aligned} t_4 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=0}} &= t_3 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=0}}, \\ x_4 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=0}} &= x_3 \Big|_{\substack{\bar{X}=0 \\ \bar{Y}=0}} = x_{3i} = x_{li} = \text{const.} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Крім того, під час інтегрування керуючих диференціальних рівнянь змінні масові витрати повітря в сухому та вологому каналах, викликані постійним змішуванням повітря з сухого каналу з повітрям у вологі канали, включаються в кожен вузол елементарного об'єму. Варто відзначити, що рівняння балансу для повітряного потоку в сухому та вологому каналах у продукті та початковій частині ідентичні. Єдина відмінність полягає в тому, що кількість робочих потоків (N_{TU}) робочих потоків 3 і 4 змінюється під час процесів тепломасообміну, оскільки їх величина витрати не є постійною (потік повітря 3 зменшується, а 4 збільшується).

Для того, щоб сформулювати повну чисельну модель тепломасообмінників побічно-випарного типу, необхідно вирішити важливу задачу: розробити алгоритмічний опис процесу змішування повітряних потоків. Це пов'язано з розподілом повітряного потоку в сухих і вологих каналах. Розробимо алгоритм, який дозволяє розрахувати рівняння в початковій і робочій частині теплообмінника. Для моделювання процесів у початковій частині застосуємо припущення про «ідеальну» перфорацію (дуже щільну і рівномірну).

Перфорація в початковій частині «ідеального» перехресного теплообмінника побічно-випарного типу в її корпусі щільна і рівномірно розподілена. Початкова і робоча частини мають прямокутну форму як у сухій, так і у вологій частині теплообмінника. Алгоритмічний опис початкової частини блоку передбачає, що процес змішування включається в процес інтегрування диференціальних рівнянь як зміна початкових умов у кожному етапі ітерації.

Алгоритм чисельного розрахунку в робочій частині обмінника наведено на рис. 4.6. Робоча частина теплообмінника розраховується як типовий перехресний повітроохолоджувач. Процеси в робочій частині теплообмінника (рис. 4.7–4.8) ускладнюються через те, що повітряні потоки 3 і 4 перемішуються у вологому каналі. Тому процес розрахунку показаний для окремих осередків у сухому та вологому каналі: опис процесів робочого повітря аналізується для повітряного потоку 3 та 4 окремо. Спочатку розглядається повітряний потік 4 у вологому каналі (рис. 4.7).

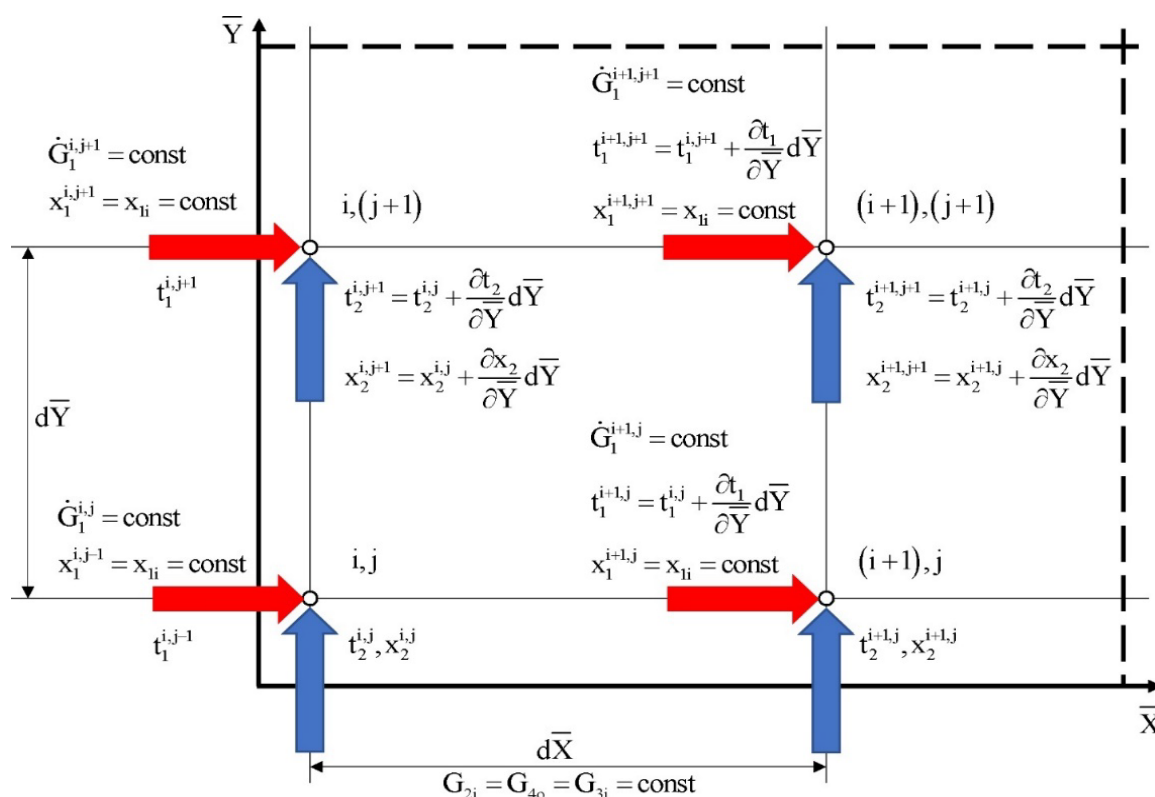


Рисунок 4.6 – Алгоритм розрахунку математичної моделі процесу тепломасообміну у робочій частині перехресного теплообмінника побічно-випарного типу

Початковими вузлами обчислення є $(i,j-1)$ і $(i+1,j-1)$. У вузли входять дві елементарні частини повітряного потоку 4 з параметрами: $t_{4i,j-1}$; $t_{4i+1,j-1}$ і $x_{4i,j-1}$; $x_{4i+1,j-1}$.

У першому вузлі: $(i,j-1)$ на його вході є два унітарних потоки повітря: частина повітряного потоку 4 з параметрами $t_{4i,j-1}$ і $x_{4i,j-1}$ і унітарна частина повітряного потоку 3 ($d\dot{G}_3$), з параметрами $t_{3j-1,i}$ і $x_{3j-1,i}=x_{3i}$.

Саме у вузлі $(i,j-1)$ ці унітарні потоки змішуються (зона змішування на рис. 4.7) і повітряний потік 4 збільшується на величину $d\dot{G}_3$ і дорівнює:

$$\dot{G}_{4*}^{i+1,j} = \dot{G}_4^{i+1,j} + d\dot{G}_4, \text{ де індекс «*» вказує на умови після змішування.}$$

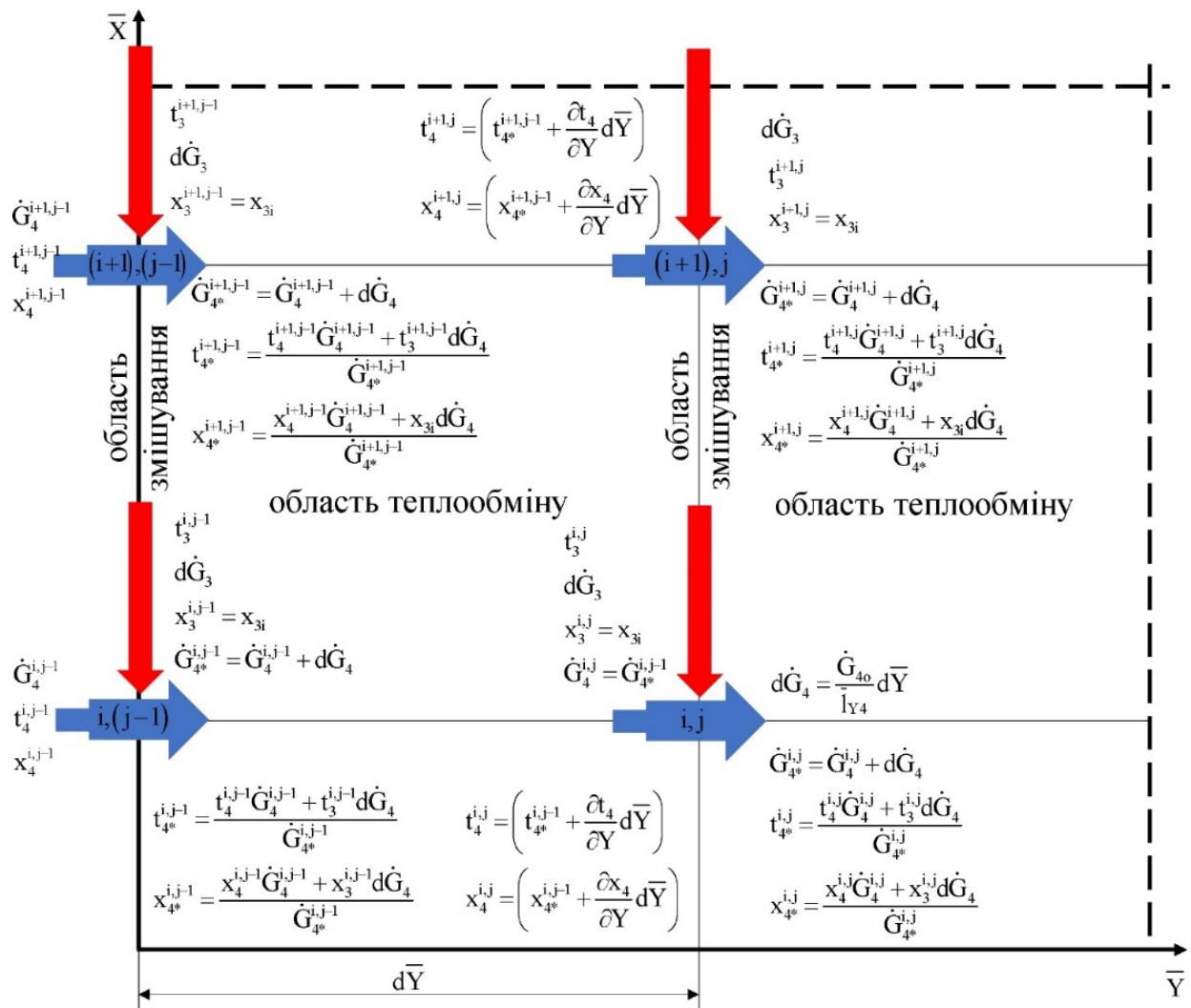


Рисунок 4.7 – Алгоритм розрахунку математичної моделі процесу тепломасообміну у вологих каналах вихідної частини перехресного теплообмінника побічно-випарного типу (робочий потік повітря 4)

Остаточні параметри повітряного потоку 4* можна визначити з теплового і масового балансу при змішуванні вологого повітря з алгебраїчним рівнянням:

$$t_{4*}^{i,j-1} = \frac{t_4^{i,j-1} \dot{G}_4^{i,j-1} + t_3^{i-1,j} \dot{G}_4}{\dot{G}_{4*}^{i,j-1}}, \quad (4.34)$$

де $d\dot{G}_4 = -d\dot{G}_3$ – частина повітряного потоку 3, що виходить із сухого каналу.

Коефіцієнт вологості повітряного потоку 4 змінився наступним чином:

$$x_{4*}^{i,j-1} = \frac{x_4^{i,j-1} \dot{G}_4^{i,j-1} + x_3^{i-1,j} \dot{G}_4}{\dot{G}_{4*}^{i,j-1}}. \quad (4.35)$$

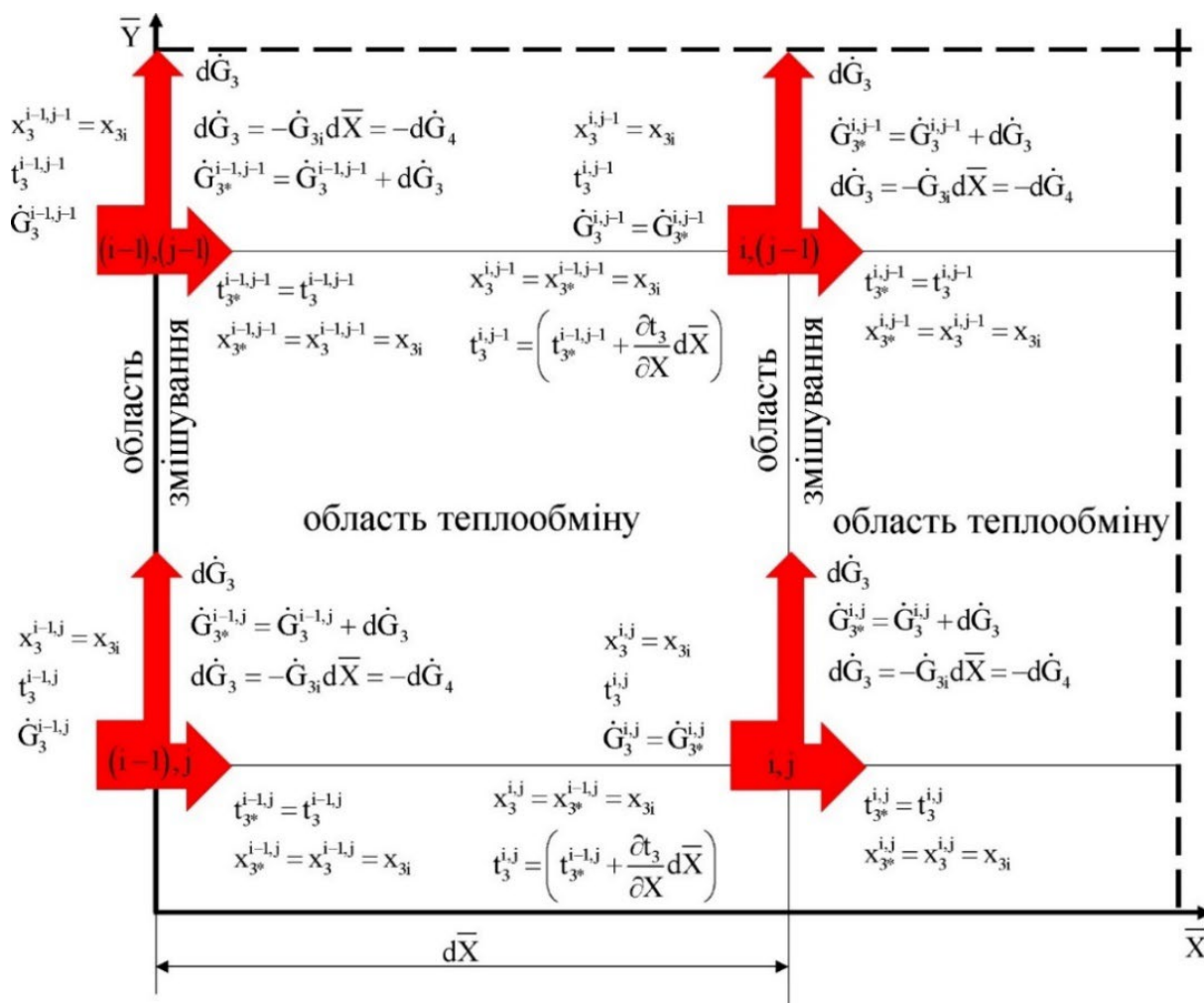


Рисунок 4.8 – Алгоритм розрахунку математичної моделі процесу тепломасообміну в сухих каналах вихідної частини перехресного теплообмінника побічно-випарного типу (робочий потік повітря 3)

Аналогічно параметри елементарного повітряного потоку 4 у вузлі $(i+1, j-1)$ після змішування задаються у вигляді:

$$t_{4*}^{i+1, j-1} = \frac{t_4^{i+1, j-1} \dot{G}_4^{i+1, j-1} + t_3^{i-1, j+1} \dot{G}_4}{\dot{G}_{4*}^{i+1, j-1}}; \quad x_{4*}^{i+1, j-1} = \frac{x_4^{i+1, j-1} \dot{G}_4^{i+1, j-1} + x_3^{i-1, j+1} \dot{G}_4}{\dot{G}_{4*}^{i+1, j-1}}. \quad (4.36)$$

Перед наступним вузлом розрахунку повітряний потік 4 обмінюється теплом з повітряним потоком 3 в сухому каналі, тому його коефіцієнт вологості змінюється на величину $\frac{\partial x_4}{\partial Y} d\bar{Y}$, а його температура змінюється на величину

$\frac{\partial t_4}{\partial Y} d\bar{Y}$ (область теплообміну, рис. 4.7). Кінцеві параметри повітряного потоку 4

після цих процесів, які стають початковими параметрами в наступних розрахункових вузлах (i, j) і $(i+1, j)$, можна розрахувати за рівняннями:

$$\begin{aligned} t_4^{i, j} &= \left(t_{4*}^{i, j-1} + \frac{\partial t_4}{\partial Y} d\bar{Y} \right); \quad x_4^{i, j} = \left(x_{4*}^{i, j-1} + \frac{\partial x_4}{\partial Y} d\bar{Y} \right); \\ t_4^{i+1, j} &= \left(t_{4*}^{i+1, j-1} + \frac{\partial t_4}{\partial Y} d\bar{Y} \right); \quad x_4^{i+1, j} = \left(x_{4*}^{i+1, j-1} + \frac{\partial x_4}{\partial Y} d\bar{Y} \right). \end{aligned} \quad (4.37)$$

У наступному розрахунковому вузлі (i, j) розглянутий елементарний повітряний потік знову змішується з частиною повітряного потоку 3 ($d\dot{G}_3$) з параметрами $t_3^{j,i}$ і $x_3^{j,i} = x_3^i$ (зона змішування, рис. 4.7). Потік повітря 4 збільшується і дорівнює $\dot{G}_{4*}^{i, j} = \dot{G}_4^{i, j} + d\dot{G}_4$. Значення співвідношення температури та вологості розраховуються за тим же методом, що й у випадку вузла $(i, j-1)$. Після змішування перед наступним вузлом розрахунку повітряний потік 4 обмінюється теплом і масою, що призводить до зміни температури на значення $\frac{\partial t_2}{\partial Y} d\bar{Y}$ та коефіцієнта вологості на $\frac{\partial x_2}{\partial Y} d\bar{Y}$ і так далі. Параметри на інших етапах розрахунку позначаються аналогічно.

Кінцеве значення масової витрати повітря $\dot{G}_{40}$ дорівнює масовій витраті повітря $\dot{G}_{2i}$ на вході в робочий повітряний канал у продуктивній частині теплообмінника: $\dot{G}_{40} = \dot{G}_{2i} = \dot{G}_{3i} = \dot{G}_{20} = \text{const.}$ Причому параметри на вході

повітряного потоку 2 дорівнюють параметрам на виході повітряного потоку 4 у вихідну частину теплообмінника (рис. 4.3): $t_{2i} = t_{4o}$, $x_{2i} = x_{4o}$.

Процеси в сухих каналах початкової частини (для повітряного потоку 3) менш складні, оскільки перемішування повітряного потоку здійснюється лише у вологому каналі 4 вихідної частини теплообмінника (рис. 4.1, 4.2, 4.3, 4.8). Тепловіддача в сухому каналі початкової частини аналізується на прикладі комірки з 4 вузлами (рис. 4.8), вихідними точками процесу розрахунку є $(j-1, i-1)$ і $(j, i-1)$. Розглянемо один вузол $(j, i-1)$. На вході повітряний потік 3 має такі параметри: $t_3^{i-1, j}$ і $x_3^{i-1, j}$. У точці $(j, i-1)$ елементарна частина повітряного потоку 3 рівна $d\dot{G}_3$ з температурою $t_3^{i-1, j}$ і відношенням вологості $x_3^{j, i-1}$ відокремлюється від повітряного потоку 3 і надходить у вологий канал, де його змішують з повітряним потоком 4 (зона змішування рис. 4.7-4.8). Потік повітря 3 зменшується на значення $d\dot{G}_3 = -d\dot{G}_4$. Передбачається, що повітряний потік 3 не змінює свою температуру під час процесу змішування ($t_3^{j, i-1} = t_{3*}^{j, i-1}$), коефіцієнт вологості також залишається незмінним ($x_3^{j, i-1} = x_{3*}^{j, i-1}$). Перед наступним розрахунковим значенням $\frac{\partial t_3}{\partial X} d\bar{X}$. (зона теплообміну – рис. 4.8).

Коефіцієнт вологості повітряного потоку 3 завжди постійний, оскільки цей повітряний потік знаходиться в сухому каналі ($x_3^i = x_3^{i, j} = x_{3*}^{i-1, j} = \text{const}$), де не відбувається масообмін. Кінцева температура повітряного потоку 3 перед наступним кроком розрахунку (початкова умова для наступного кроку) дорівнює: $t_3^{j, i} = t_3^{j, i-1} + \frac{\partial t_3}{\partial X} d\bar{X}$. У наступному розрахунковому вузлі (j, i) частина повітряного потоку $d\dot{G}_3$ з параметрами $t_3^{j, i}$ і $x_3^{j, i}$ відокремлюється і подається у вологий канал і так далі. Параметри на інших етапах обчислення позначаються аналогічно: кінцеві умови після попереднього вузла обчислення завжди є початковими умовами для наступного кроку обчислення.

Кінцевий масовий витрата повітря $\dot{G}_3$ в кінці сухої частини дорівнює нулю, через те, що повітряний потік 3 повністю надходить у вологий канал 4 (рис. 4.3).

Зазначені фізико-математичні моделі на основі складених диференціальних рівнянь, граничних і початкових умов (4.1)–(4.36) покладені в основу чисельного моделювання в програмного пакету Simcenter Star-CCM+.

4.2 Обґрунтування форми каналів теплообмінника побічно-випарного типу тваринницьких приміщень

Основними критеріями для вибору рекуперативних теплообмінників (теплоутилізаторів) є [256, 257]:

- коефіцієнт температурної ефективності, який визначається формулою [257]:

$$\eta_t = \frac{t_{k2} - t_{n2}}{t_{n1} - t_{k1}}, \quad (4.38)$$

де t_{k2} – температура припливного повітря на виході з теплообмінника (теплоутилізатора), °C;

t_{n2} – температура припливного (зовнішнього) повітря на вході в теплообмінник (теплоутилізатор), °C;

t_{n1} – температура витяжного повітря на вході в теплообмінник (теплоутилізатор), °C;

t_{k1} – температура витяжного повітря на виході з теплообмінника (теплоутилізатора), °C;

– санітарно-гігієнічні показники: забруднень, які проходять через рекуператор не повинно бути, необхідно максимально забезпечити можливість контролю за якістю повітря і його очищенням;

– енергетична ефективність: дана величина характеризує питоме енергоспоживання, тобто як багато споживає рекуперативний теплообмінник (теплоутилізатор) для повернення від видаленого повітря одиниці теплоти;

– експлуатаційні характеристики: конструкція повинна бути придатною до ремонту, мати тривалий термін служби, вимагати мінімального обслуговування;

– вартість конструкції.

Для дослідження процесу тепломасообміну теплообмінника побічно-випарного типу із різною формою каналів проведемо чисельне моделювання в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Для створення сіткових моделей континуума застосовано: генератор багатограних комірок, генератор поверхневої сітки і екструдер комірок. Базовий розмір комірки складав 0,001 м, а максимальне відношення розмірів зв'язаних ребр сітки – 1,4. Схема розташування каналів і загальний вигляд розрахованої сітки теплообмінника побічно-випарного типу приведено на рис. 4.9–4.11.

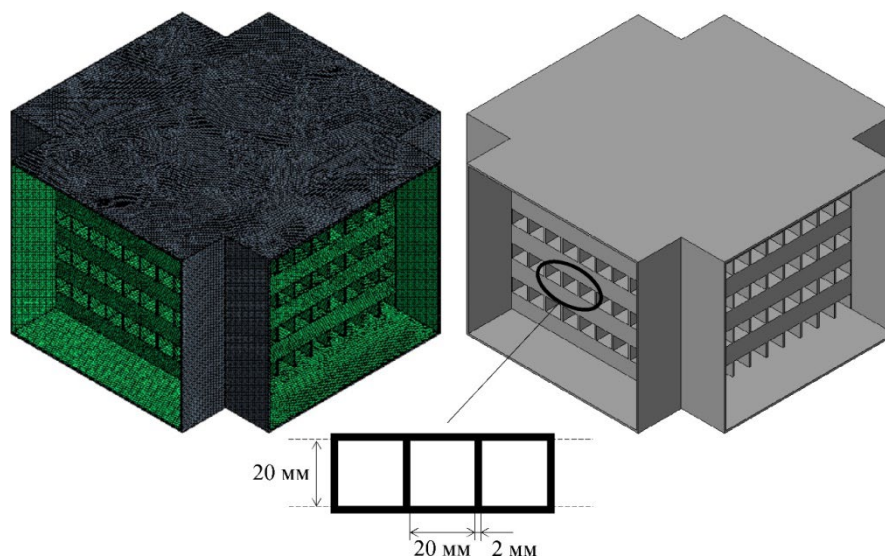


Рисунок 4.9 – Схема розташування каналів і загальний вигляд розрахованої сітки теплообмінника побічно-випарного типу із квадратними каналами

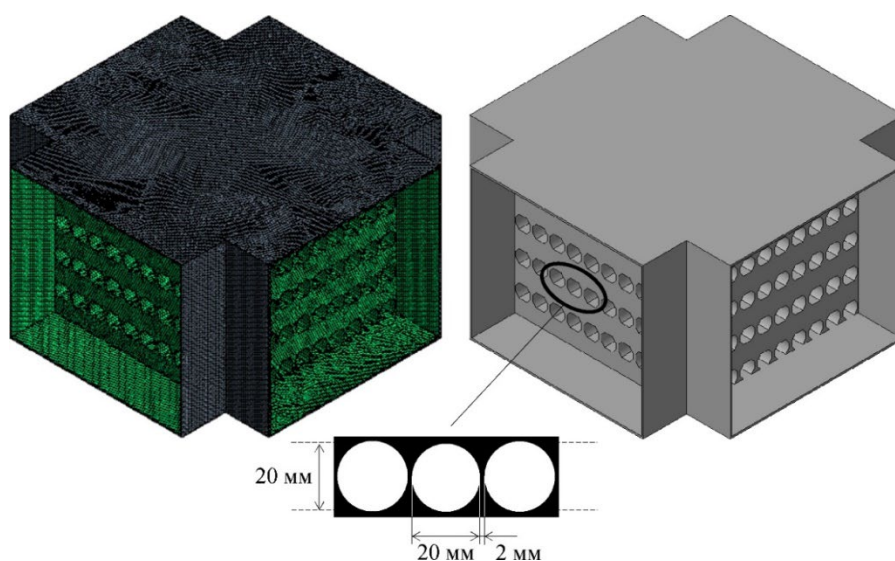


Рисунок 4.10 – Схема розташування каналів і загальний вигляд розрахованої сітки теплообмінника побічно-випарного типу із круглими каналами

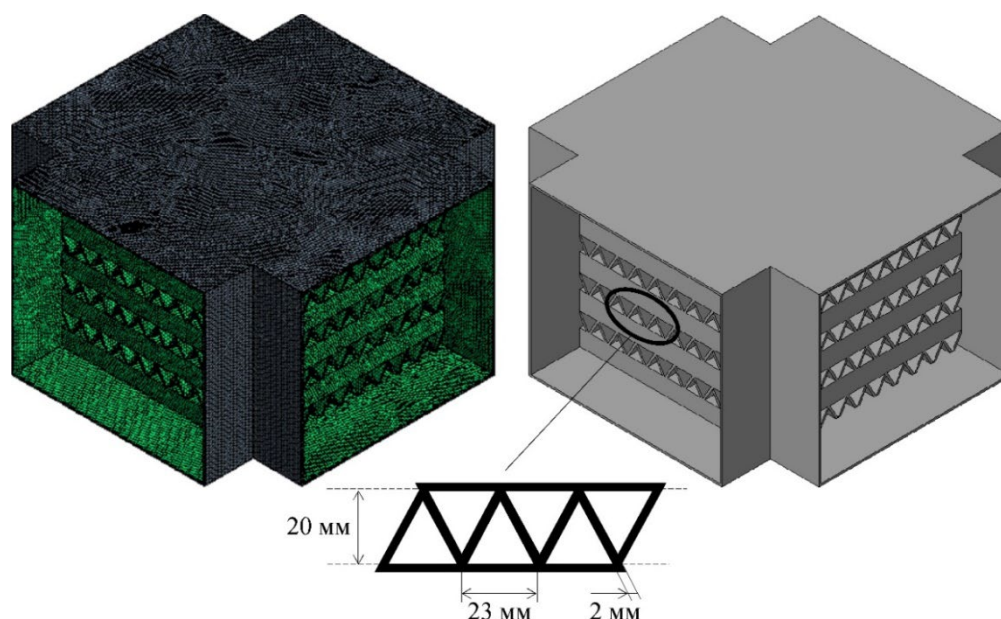


Рисунок 4.11 – Схема розташування каналів і загальний вигляд розрахованої сітки теплообмінника побічно-випарного типу із трикутними каналами

При побудові фізичних моделей сухих і вологих каналів застосовано: тривимірне моделювання, Ейлерову 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 «k-ε»-моделі турбулентності. Ейлерові фази були такі: повітря і вода. Фаза повітря підпорядковувалася моделям реального газу MACSP-PP97 (водяна пара) і турбулентної течії. Фаза води підпорядковувалася моделям реального газу Ван-дер-Ваальса і турбулентної течії.

Фізико-механічні властивості всіх фаз моделювання зведені в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Фізико-механічні властивості фаз моделювання

Властивість	Фаза повітря	Фаза води	Стінка
Динамічна в'язкість, Па·с	$1,85508 \cdot 10^{-5}$	$1,26765 \cdot 10^{-5}$	-
Молярна маса, кг/моль	28,9664	18,0153	-
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)	0,0260305	0,0253325	0,44
Питома теплоємність, Дж/(кг·К)	1003	4218	1700

При побудові фізичних моделей стінок теплообмінника застосовано: тривимірну модель матеріалу твердого тіла, постійну щільність, модель енергії роздільного твердого тіла.

Вирішувач обрано стаціонарний. Кількість внутрішніх ітерацій дорівнювала 10.

Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу і граничні умови моделювання представлено на рис. 4.12. На вході в теплообмінник потік повітря дорівнював $Q_1 = Q_2 = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, температура була $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ абсолютна вологість – $x_1 = x_2 = 5 \text{ г/кг}$. Навколо теплообмінника встановлена теплоізоляція, тобто теплообмін з навколишнім середовищем не відбувається.

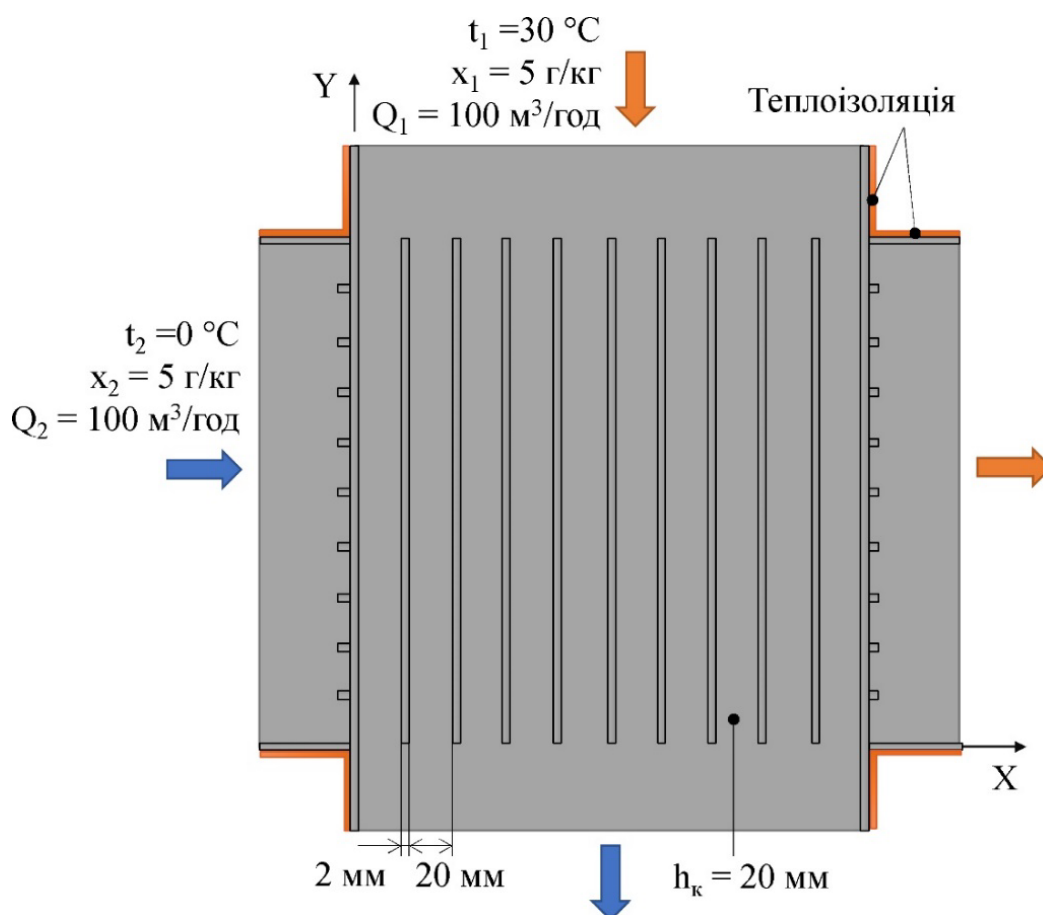


Рисунок 4.12 – Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу і граничні умови моделювання

За результатами моделювання отримано розподіл температурного поля в теплообміннику із різною формою каналів (рис. 4.13–4.18). Для поперечного

розподілу температурного поля характерне утворення циліндричного розподілу швидкості в середині каналу незалежно від його форми. Поздовжній розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного показує взаємодію двох повітряних потоків, які за рахунок теплопровідності через стінки змінюють свою температуру.

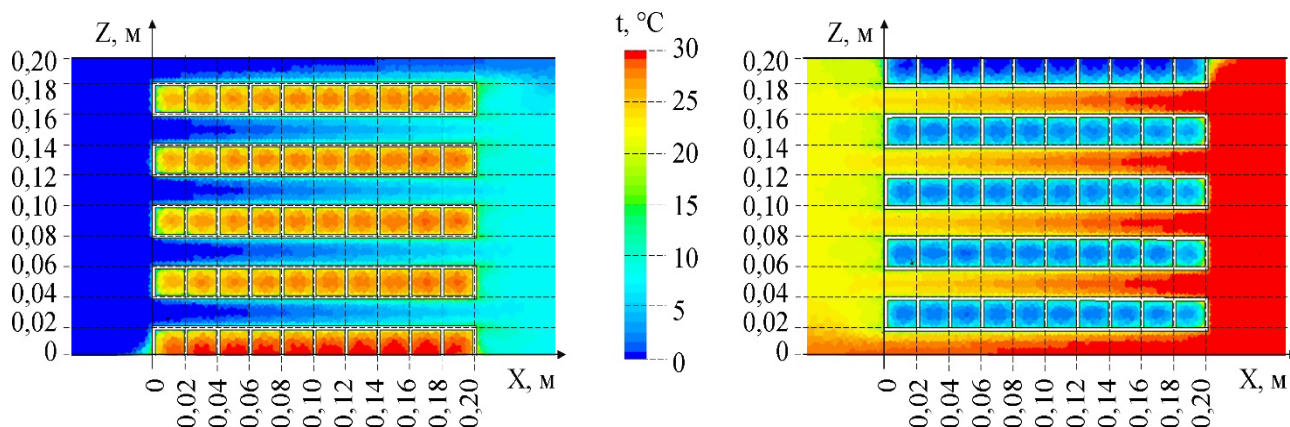


Рисунок 4.13 – Поперечний розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного типу із квадратними каналами

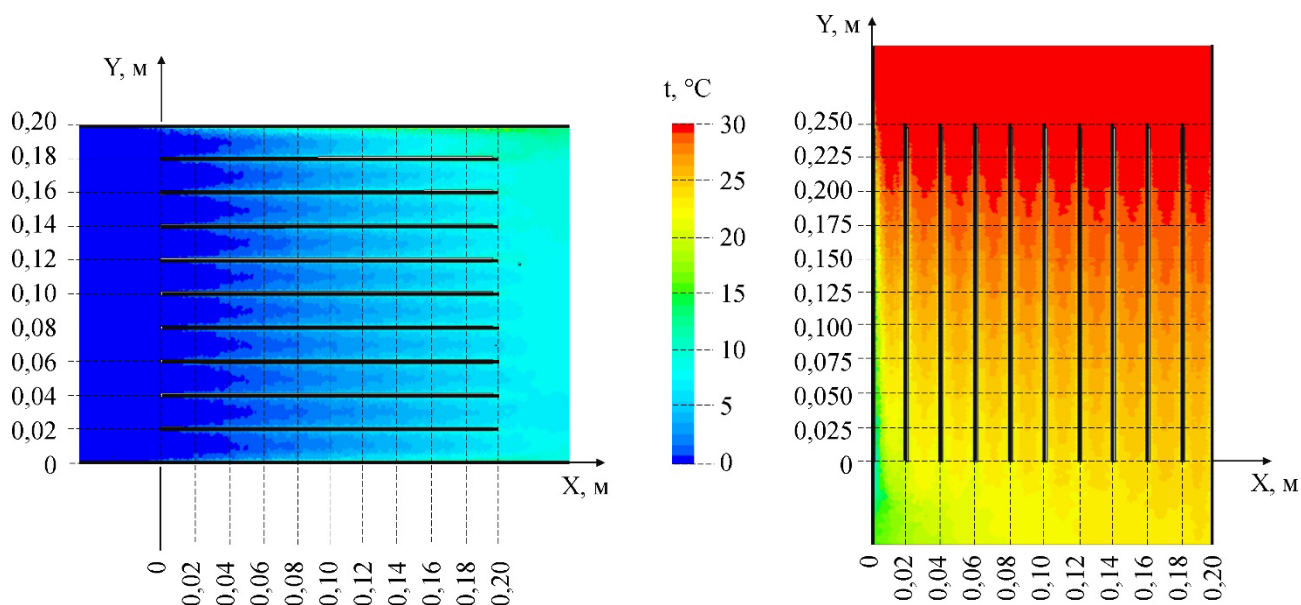


Рисунок 4.14 – Повздовжній розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного типу із квадратними каналами

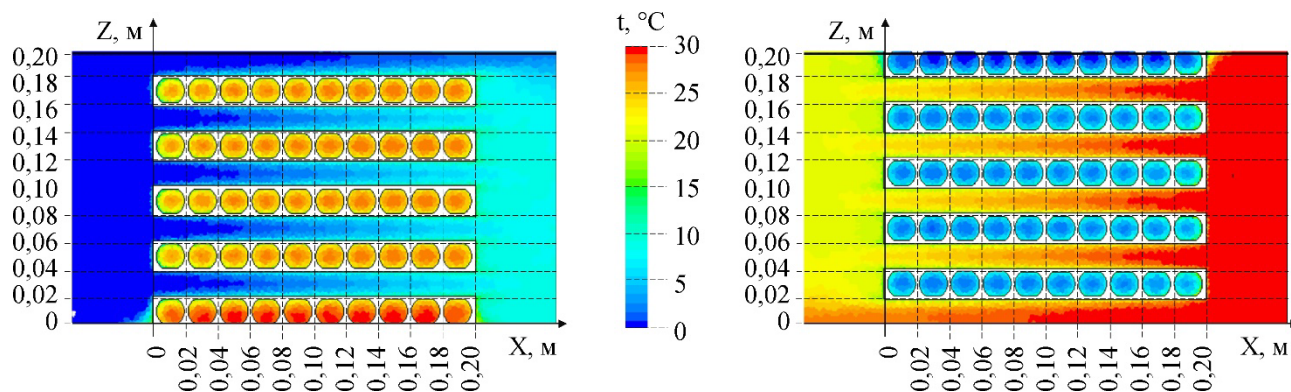


Рисунок 4.15 – Поперечний розподіл температурного поля
в теплообміннику побічно-випарного типу із круглими каналами

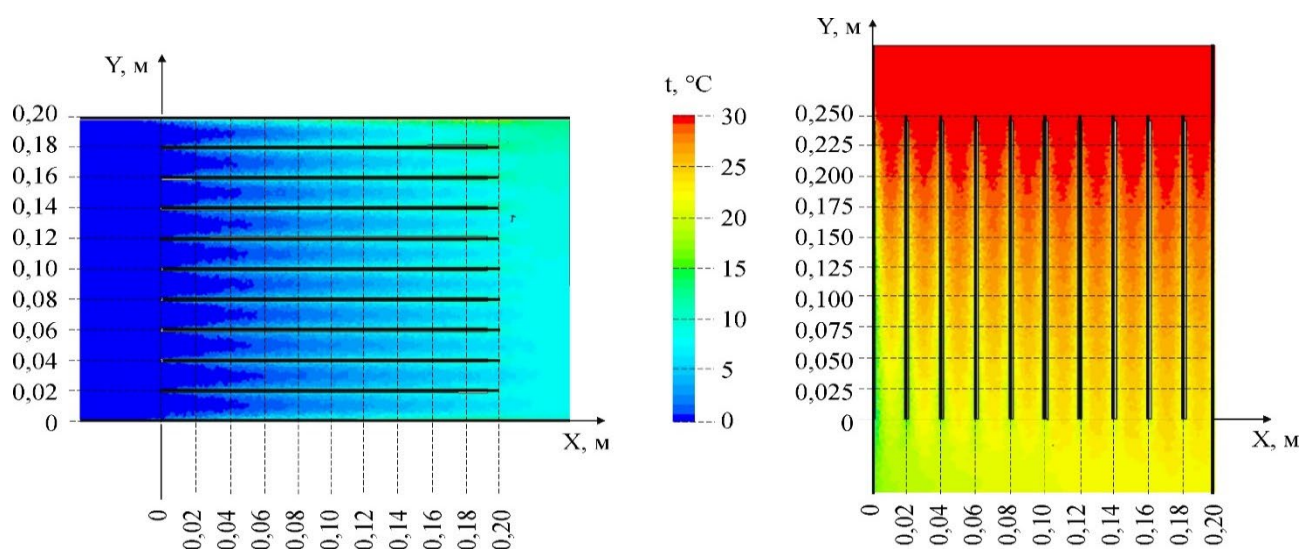


Рисунок 4.16 – Повздовжній розподіл температурного поля
в теплообміннику побічно-випарного типу із круглими каналами

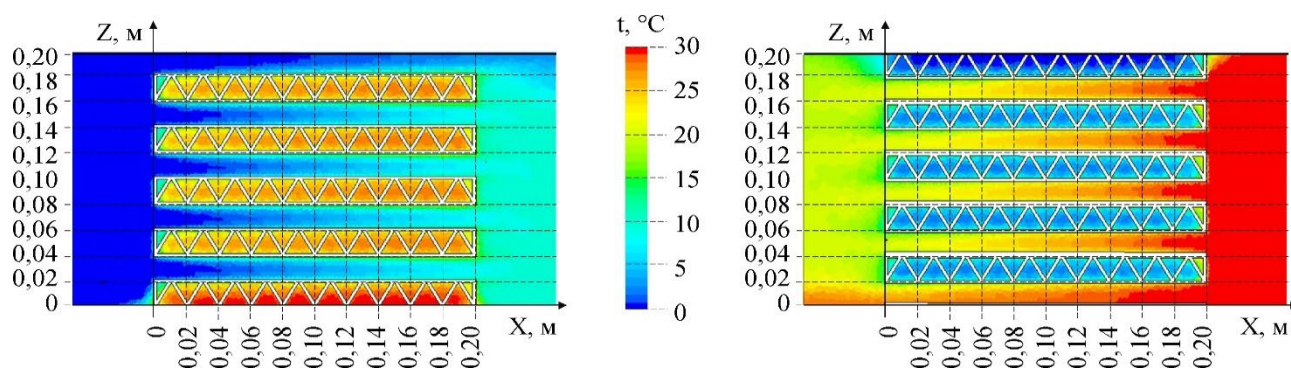


Рисунок 4.17 – Поперечний розподіл температурного поля
в теплообміннику побічно-випарного типу із трикутними каналами

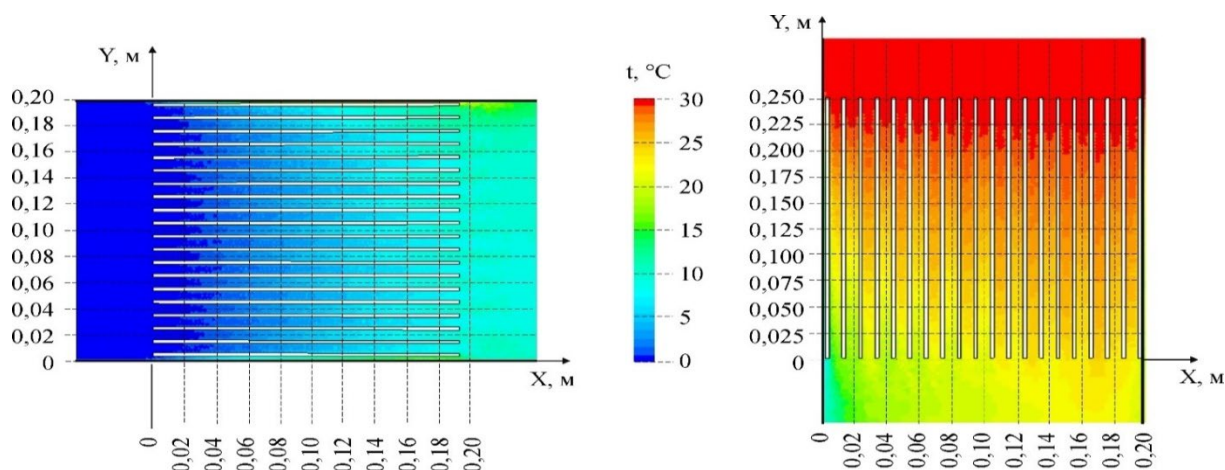


Рисунок 4.18 – Повздовжній розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного типу із трикутними каналами

Для каналів трикутної форми температура холодного потоку повітря в середньому змінюється від $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $10,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, теплого повітря – від $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $17,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коефіцієнт температурної ефективності теплообмінника із каналами квадратної форми складає $\eta_t = 0,84$.

Для каналів круглої форми температура холодного потоку повітря в середньому змінюється від $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $9,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, теплого повітря – від $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $17,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коефіцієнт температурної ефективності теплообмінника із каналами круглої форми складає $\eta_t = 0,74$.

Для каналів квадратної форми температура холодного потоку повітря в середньому змінюється від $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $11,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, теплого повітря – від $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $18,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коефіцієнт температурної ефективності теплообмінника із каналами трикутної форми складає $\eta_t = 0,97$.

Для візуалізації процесу переміщення повітряного потоку по каналах теплообмінника побудоване векторне поле швидкостей (рис. 4.19–4.21). Порівнюючи між собою розподіли повітряного потоку по всіх каналах в залежності від їх форми, можна зробити висновок, що для каналів трикутної форми спостерігається більш рівномірний потік повітря по всій площі поперечного перерізу. Середня швидкість при цьому становить $V = 0,042\text{ м/с}$, а коефіцієнт її варіації $\delta_v = 0,88$. Для каналів квадратної форми – $V = 0,039\text{ м/с}$, а коефіцієнт варіації $\delta_v = 0,84$, а для каналів круглої форми – $V = 0,046\text{ м/с}$, а коефіцієнт варіації $\delta_v = 0,81$.

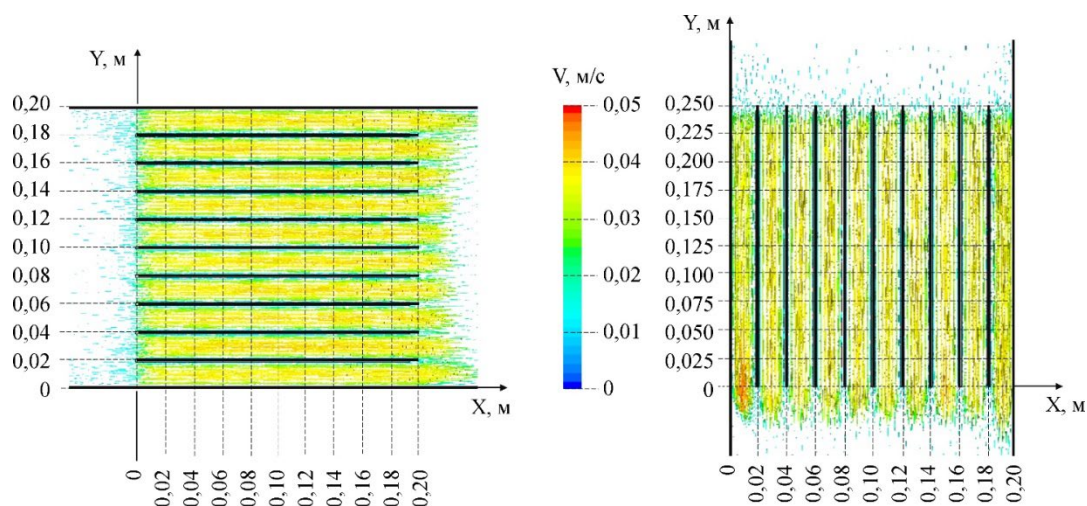


Рисунок 4.19 – Розподіл векторного поля швидкостей
в теплообміннику побічно-випарного типу із квадратними каналами

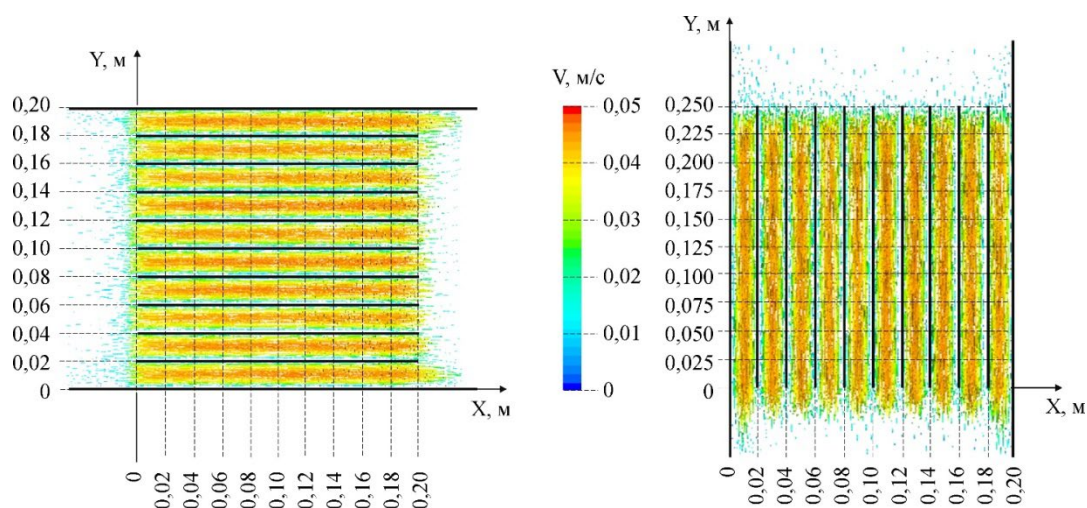


Рисунок 4.20 – Розподіл векторного поля швидкостей
в теплообміннику побічно-випарного типу із круглими каналами

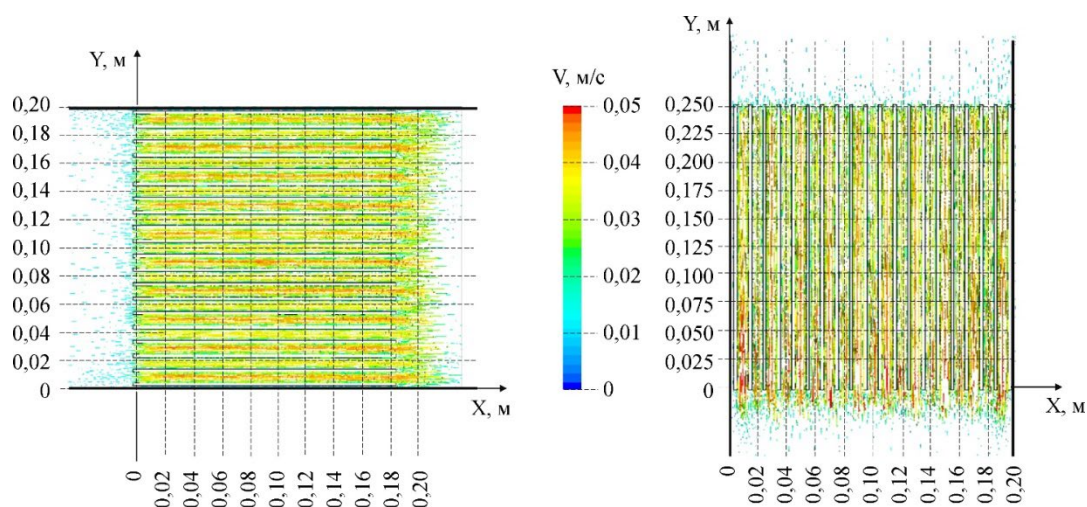


Рисунок 4.21 – Розподіл векторного поля швидкостей
в теплообміннику побічно-випарного типу із трикутними каналами

Зміна вологості потоку повітря під час його руху представлена на рис. 4.22–4.24. В процесі руху теплового повітряного потоку спостерігається значне зменшення абсолютної вологості майже до 0,01 г/кг.

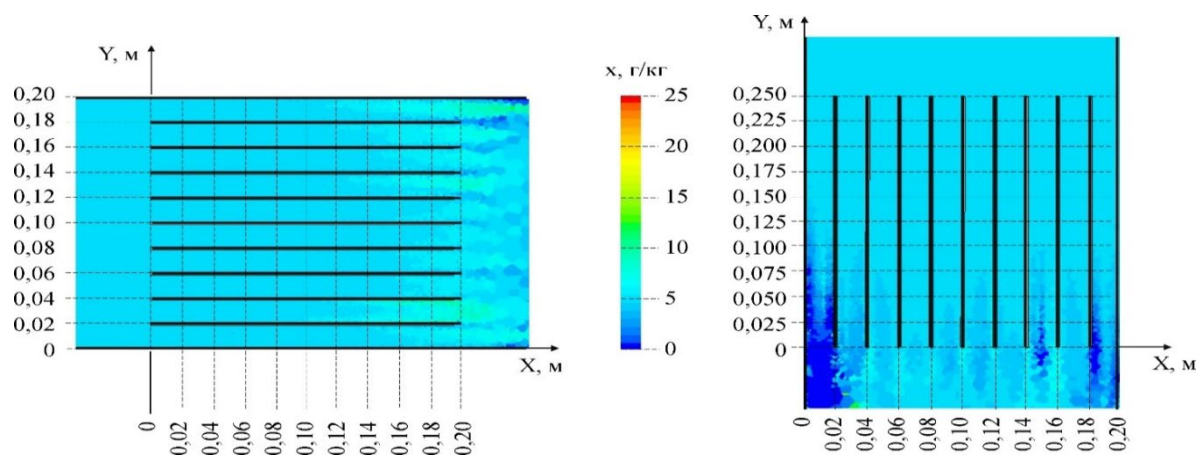


Рисунок 4.22 – Розподіл абсолютної вологості повітря
в теплообміннику побічно-випарного типу із квадратними каналами

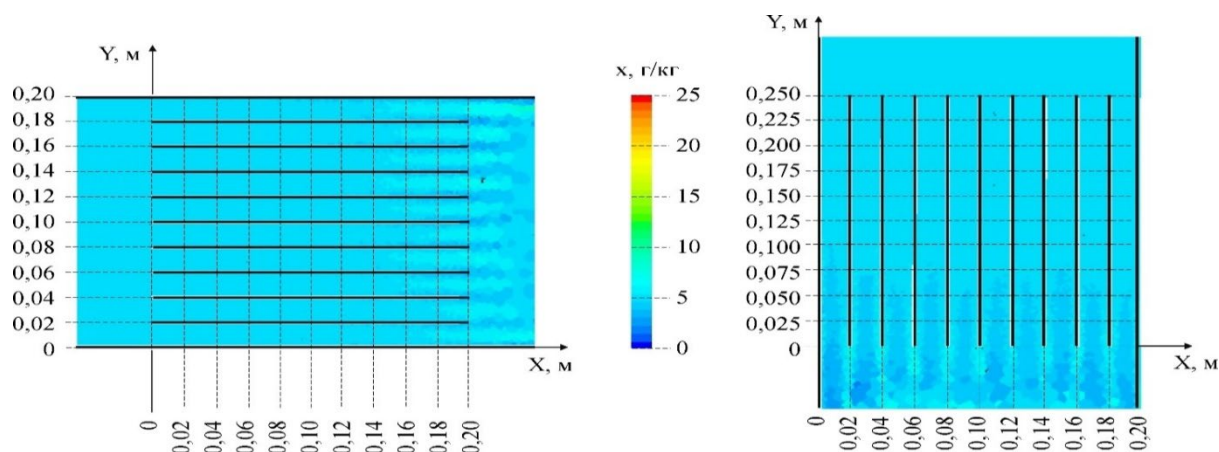


Рисунок 4.23 – Розподіл абсолютної вологості повітря
в теплообміннику побічно-випарного типу із круглими каналами

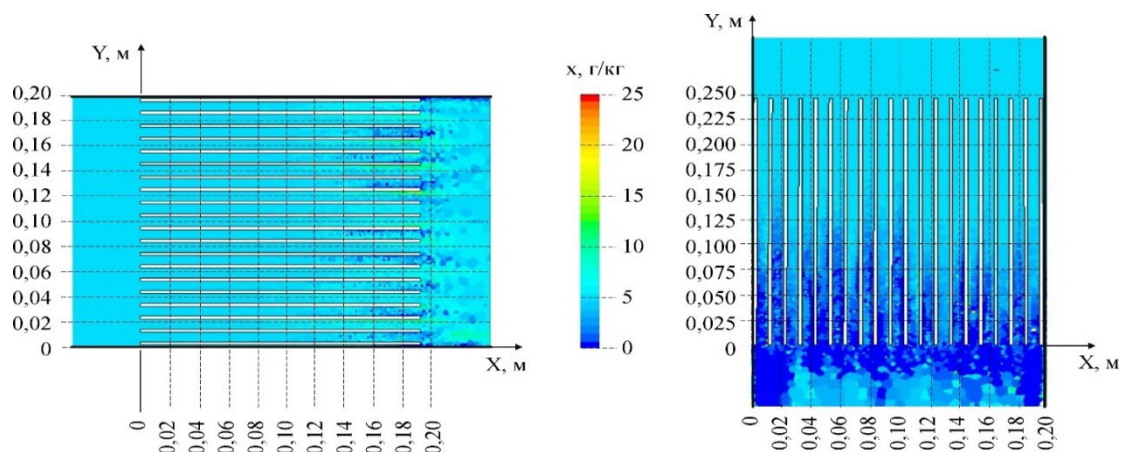


Рисунок 4.24 – Розподіл абсолютної вологості повітря
в теплообміннику побічно-випарного типу із трикутними каналами

Це пояснюється явищем конденсації. Холодне повітря охолоджує стінки теплообмінника. Під час руху теплого повітря, волога, що міститься в потоці перетворюється на рідину і осідає на холодних стінках теплообмінника. У такий спосіб зменшується абсолютна вологість теплого повітря.

Порівнюючи розподіл вологості у каналах різної форми можна стверджувати, що зменшення абсолютної вологості потоку теплого повітря відбувається інтенсивніше у теплообміннику побічно-випарного типу із трикутними каналами, що підтверджує рис. 4.24.

4.3 Результати чисельного моделювання теплообмінника побічно-випарного типу

Фізико-математичні моделі на основі складених розрахункових схем (рис. 4.3–4.8) покладені в основу чисельного моделювання в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+.

Для створення сіткових моделей континуума були обрані такі ж, що й в розділі 4.2. Загальний вигляд розрахованої сітки сухого, вологого каналів і стінок теплообмінника побічно-випарного типу приведено на рис. 4.25.

При побудові фізичних моделей сухих і вологих каналів застосовано: тривимірне моделювання, Ейлерову 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 «k-ε»-моделі турбулентності. Ейлерові фази були такі: повітря і вода. Фаза повітря підпорядковувалася моделям реального газу MACSP-PP97 (водяна пара) і турбулентної течії. Фаза води підпорядковувалася моделям реального газу Ван-дер-Ваальса і турбулентної течії.

При побудові фізичних моделей стінок теплообмінника застосовано: тривимірне моделювання матеріалу твердого тіла, постійну щільність, модель енергії роздільного твердого тіла.

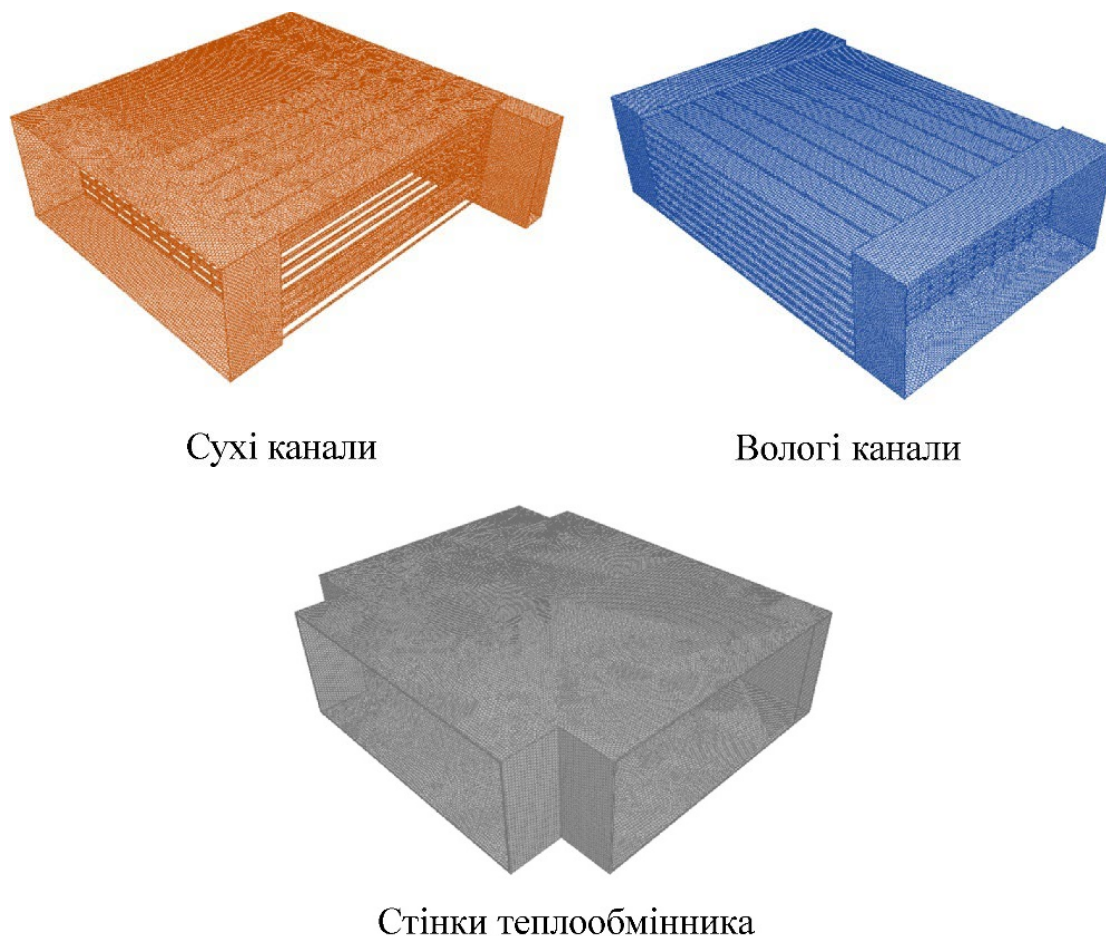


Рисунок 4.25 – Загальний вигляд розрахованої сітки частин теплообмінника побічно-випарного типу

Фізико-механічні властивості всіх фаз моделювання зведені в таблицю 4.1.

Вирішувач обрано стаціонарний. Кількість внутрішніх ітерацій дорівнювала 10.

Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу і граничні умови моделювання представлено на рис. 4.26. На вході в теплообмінник потік повітря дорівнював $Q_1 = Q_3 = 300 \text{ м}^3/\text{год}$, температура була $t_1 = t_3 = 30 \text{ °C}$, абсолютна вологість – $x_1 = x_3 = 15 \text{ г/кг}$. У вологих канал плівка води моделювалась шляхом встановлення постійної абсолютної вологості $x_v = 30 \text{ г/кг}$ біля стінок. Навколо теплообмінника встановлена теплоізоляція, тобто теплообмін з навколишнім середовищем не відбувається.

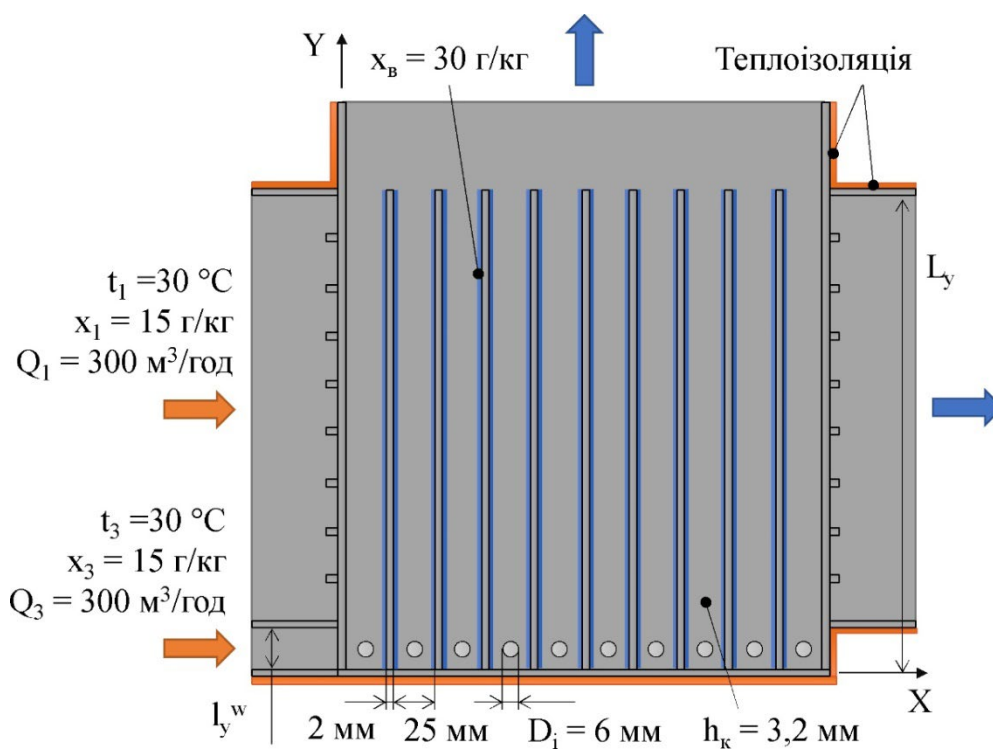


Рисунок 4.26 – Геометричні розміри теплообмінника побічно-випарного типу і граничні умови моделювання

За результатами моделювання отримано розподіл температурного поля в теплообміннику (рис. 4.27–4.28).

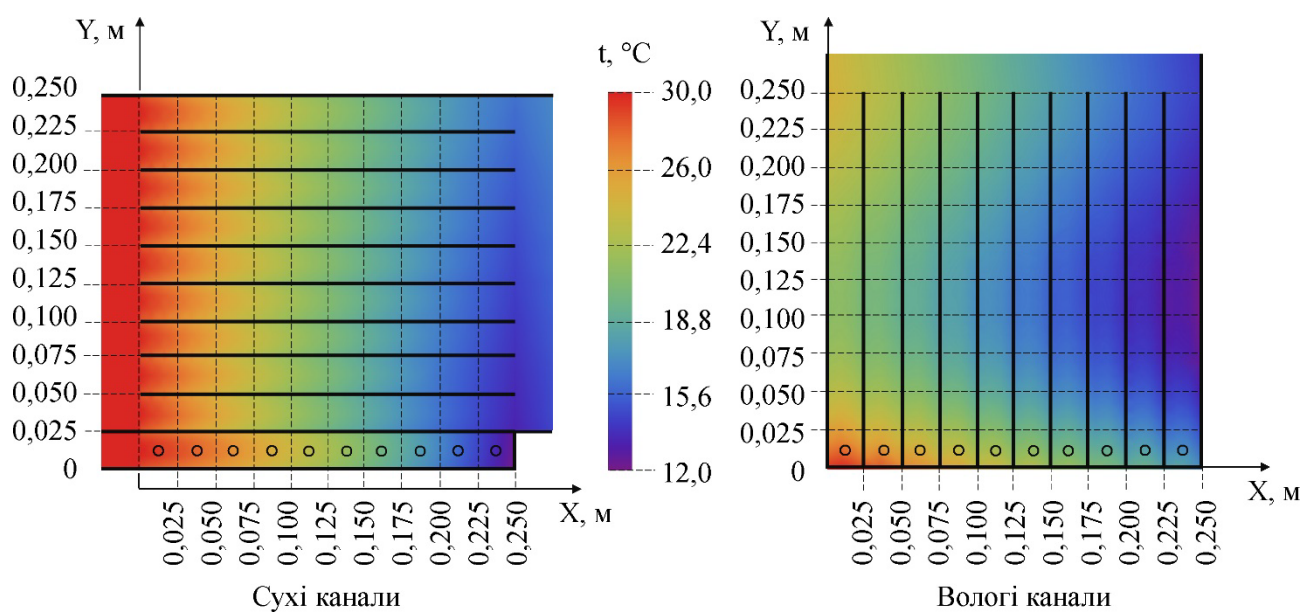


Рисунок 4.27 – Розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного типу

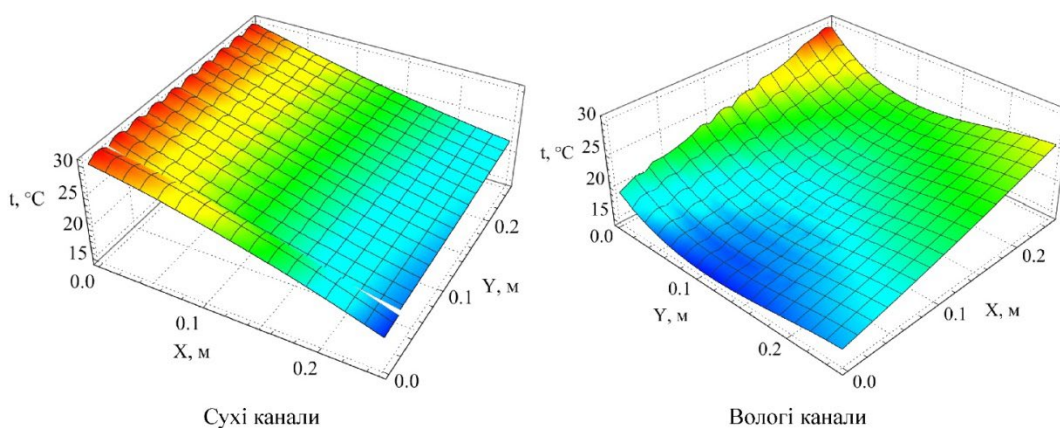


Рисунок 4.28 – Залежність температури від координат
в теплообміннику побічно-випарного типу

З рис. 4.27–4.28 видно, що повітряний потік в сухих каналах охолоджується нерівномірно: існує різниця між локальними температурами на виході між секціями майже на 3°C . Відмінності між температурними тенденціями у вологому каналі вищі, ніж у випадку сухого каналу, однак тенденція залишається подібною. Видно, що для представлених умов спостерігається тенденція зниження температури робочого повітря на початку вологого каналу і починає підвищуватися в його кінцевій частині. Більш високі температури ближче до входу в теплообмінник і нижчі в кінцевій частині сухого каналу теплообмінника.

Для візуалізації процесу переміщення повітряного потоку по каналах теплообмінника побудоване векторне поле швидкостей (рис. 4.29).

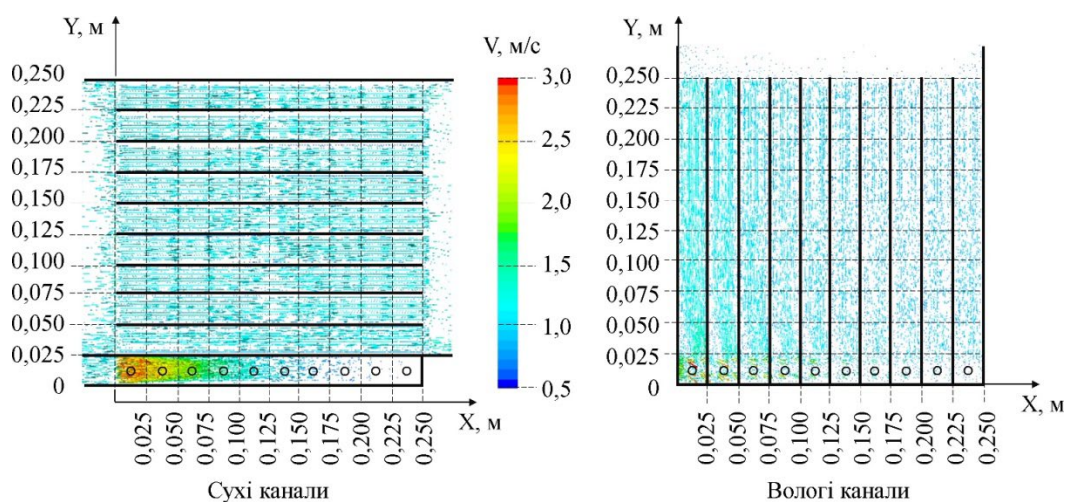


Рисунок 4.29 – Розподіл векторного поля швидкостей
в теплообміннику побічно-випарного типу

Аналіз рис. 4.29 дозволяє зробити висновок щодо необхідності вирівнювання швидкостей повітря по каналах. Так вздовж осі ОХ спостерігається зменшення швидкості потоку повітря у вологих каналах. Це пов'язано з тим, що отвори між вологими і сухими каналами мають однакову площу і розташовані на однаковій відстані. Для створення рівномірних потоків у вологих канал отвори повинні мати різний діаметр.

Зміна вологості потоку повітря під час його руху представлена на рис. 4.30. В сухих канал абсолютна вологість не змінюється і складає 15 г/кг. Водночас при потраплянні повітря у вологий канал, який насичений водою на стінках відбувається поглинання повітря вологи і збільшення її до значення 22–23 г/кг. Тобто на виході з теплообмінника повітря є більш вологим, ніж на вході.

Аналізуючи рис. 4.27–4.29 спостерігається нерівномірний розподіл температури і швидкості потоку повітря на виході з вологих каналів. Для забезпечення цієї рівномірності скористаємося умовою рівності теплових потоків по кожному з каналів, тобто

$$Q_i = \text{const} \Rightarrow S_i V_i (t_i - \bar{t}_i) = \text{const} \Rightarrow D_i^2 V_i (t_i - \bar{t}_i) = \text{const}, \quad (4.39)$$

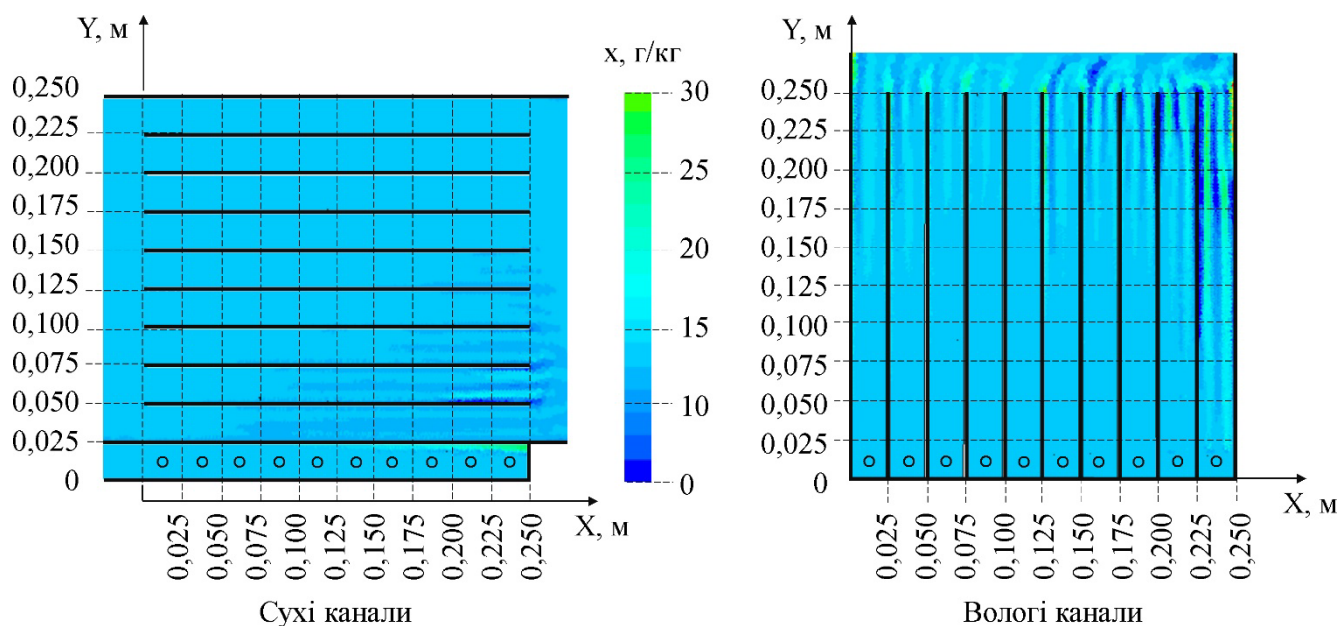


Рисунок 4.30 – Розподіл абсолютної вологості повітря

в теплообміннику побічно-випарного типу

Розв'язуючи тотожність (4.39) на основі даних рис. 4.27–4.29 в Excel, приймаючи середній діаметр отвору 6 мм маємо наступний розподіл діаметра D_i по вологим каналам, який приведено на рис. 4.31.

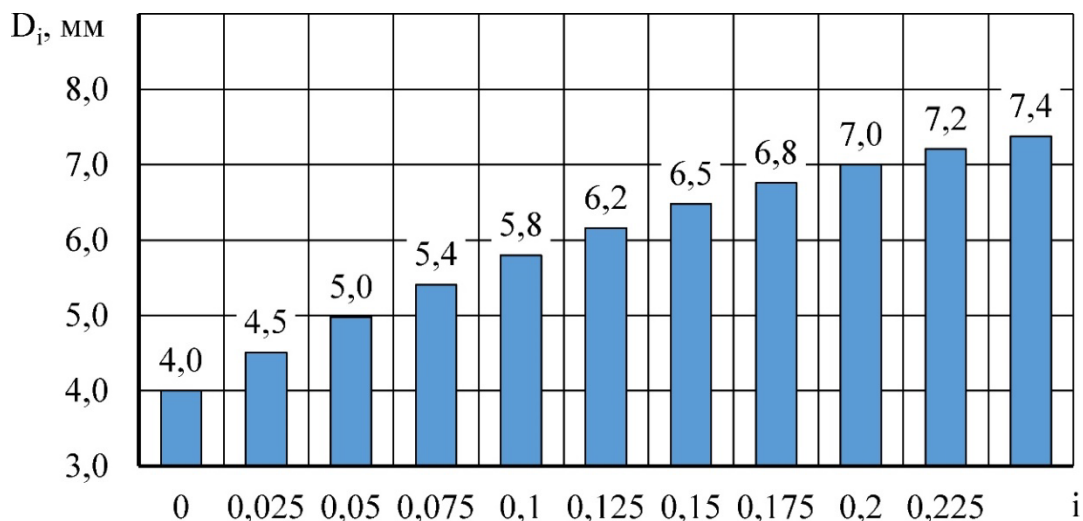


Рисунок 4.31 – Розподіл діаметра D_i по вологим каналам в теплообміннику побічно-випарного типу

Провівши чисельне моделювання враховуючи визначений розподіл діаметра отворів в програмному пакеті Simsenter Srat-CCM+ отримано розподіл температурного поля в теплообміннику (рис. 4.32–4.33).

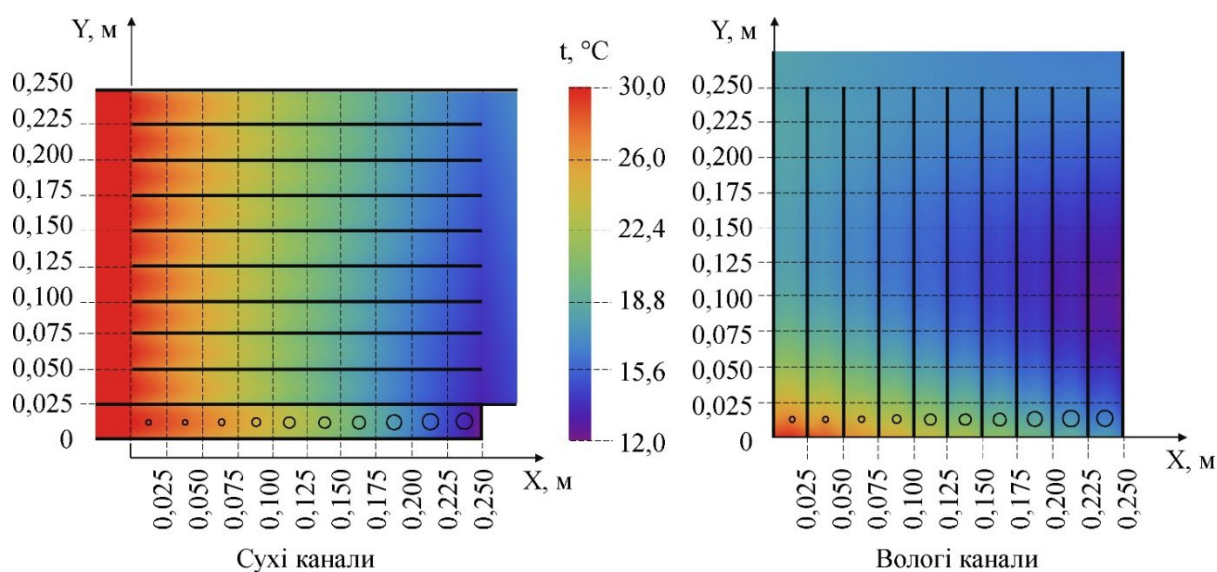


Рисунок 4.32 – Розподіл температурного поля в теплообміннику побічно-випарного типу із змінним діаметром отворів

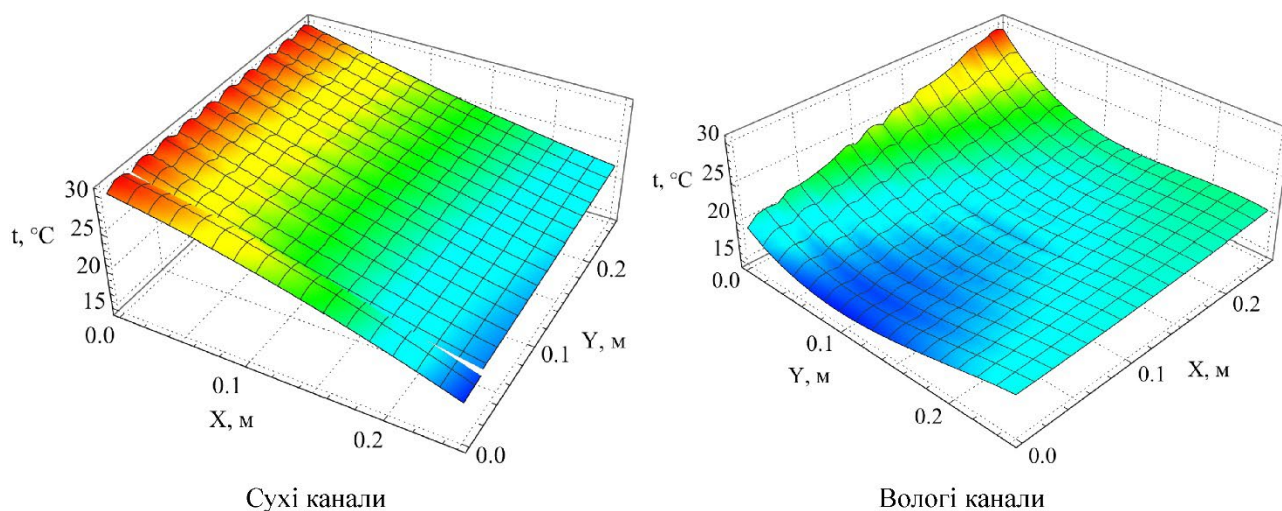


Рисунок 4.33 – Залежність температури від координат в теплообміннику побічно-випарного типу із змінним діаметром отворів

З рис. 4.32–4.33 видно, що температура повітряного потоку у вологих каналах майже вирівняна, різниця складає 1,2 °С проти 9,1 °С при однакових отворах (рис. 4.27–4.28).

Тому подальші дослідження проведемо при прийнятому розподілі діаметра D_i по вологим каналам в теплообміннику побічно-випарного типу (рис. 4.31).

Нижче описані основні критерії, які зазвичай використовуються для опису ефективності випарних охолоджувачів повітря.

Рівень температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$: основний фактор, що описує, до якого рівня випарні охолоджувачі повітря здатні охолоджувати зовнішній повітряний потік.

Коефіцієнт теплової ефективності, що визначається як відношення різниці між температурою первинного повітря на впуску t_1 та на виході $\bar{t}_1$ до різниці між температурою первинного повітря на впуску t_1 та його температурою на виході t_2 [258]:

$$\eta_t = \frac{t_1 - \bar{t}_1}{t_1 - t_2}. \quad (4.40)$$

Питома холодопродуктивність у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату $\overline{N}_t$

$$\overline{N}_t = \frac{N_t}{V} = \frac{G_1 c_{p1} (t_1 - \overline{t}_1)}{V}, \quad (4.41)$$

де $V = 2(h + \delta_p) l_X l_Y$ – об’єм конструкції теплообмінника, м³.

Факторами для чисельного моделювання є температура первинного повітря на впуску t_1 , його абсолютна вологість x_1 , витрати потоку повітря Q_1 , відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{l}_y^w = l_y^w / L_y$. Рівні варіювання факторами приведено в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Рівні варіювання факторами чисельного моделювання

Фактор	Од. вим.	Символ	Закод. символ	Рівні варіювання				
				-2	-1	0	+1	+2
Температура первинного повітря на впуску	°C	t_1	X_1	20	25	30	35	40
Абсолютна вологість первинного повітря на впуску	г/кг	x_1	X_2	5	10	15	20	25
Витрати потоку повітря на впуску	м ³ /год	Q_1	X_3	100	200	300	400	500
Відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника	—	$\overline{l}_y^w$	X_4	0,125	0,250	0,375	0,500	0,625

Чисельне моделювання проведено за повним факторним дослідом із загальною кількістю дослідів – $5^4 = 625$.

За результатами обробки даних в програмному пакеті Wolfram Cloud необхідно встановити залежності вищезазначених критеріїв ефективності випарних охолоджувачів повітря від факторів досліджень у вигляді рівнянь регресії другого порядку. Статистична обробка отриманих даних в програмному пакеті Wolfram Cloud полягала у визначенні критерію Стюдента для кожного коефіцієнта рівняння регресії і порівняння його із табличним значенням. Якщо значення критерію Стюдента, що розраховане, менше за табличне, то коефіцієнт рівняння регресії є незначущим і його можна не враховувати. Розраховане рівняння регресії перевірялося на адекватність з використанням коефіцієнта кореляції і критерію Фішера.

Обробка отриманих даних (додаток Б) в програмному пакеті Wolfram Cloud дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, що показує залежність температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$ від факторів досліджень у закодованому вигляді:

$$\begin{aligned} \bar{t}_1 = & 24,1307 + 3,21065 X_1 - 0,140546 X_1^2 + 1,53341 X_2 + \\ & + 0,360409 X_1 X_2 - 0,17341 X_2^2 + 0,62458 X_3 + 0,154286 X_1 X_3 - \\ & - 0,129776 X_2 X_3 + 0,0109684 X_3^2 + 0,150512 X_4 + 0,0319994 X_1 X_4 - \\ & - 0,0100919 X_2 X_4 + 0,0030674 X_3 X_4 + 0,0315768 X_4^2. \end{aligned} \quad (4.42)$$

Статистична обробка рівняння (4.41) приведена в таблиці 4.3.

Порівнюючи розрахований критерій Стюдента із табличним $t_{0,05}(625) = 1,96$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. За результатами перетворимо рівняння в розкодованому вигляді (4.42):

$$\begin{aligned} \bar{t}_1 = & 0,2777 - 1,847 \bar{I}_y^w + 2,02091 \bar{I}_y^w{}^2 + 0,000882 Q_1 + \\ & + 0,6514 t_1 + 0,052 \bar{I}_y^w t_1 + 0,000309 Q_1 t_1 - 0,005622 t_1^2 + \\ & + 0,1602 x_1 - 0,000259 Q_1 x_1 + 0,0144 t_1 x_1 - 0,00694 x_1^2. \end{aligned} \quad (4.43)$$

Оптимальні значення факторів за умови мінімізації температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1 = 13,6^\circ\text{C}$ складають $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, $\bar{I}_y^w = 0,20$.

Таблиця 4.3 – Результати статистичної обробки рівняння (4.41)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стюдента	Ймовірність
a_{00}	24,1307	0,0694632	347,388	0
a_{10}	3,21065	0,0189557	169,377	0
a_{20}	1,53341	0,0189557	80,8943	0
a_{30}	0,62458	0,0189557	32,9495	$1,52114 \cdot 10^{-137}$
a_{40}	0,150512	0,0189557	7,94018	$9,73945 \cdot 10^{-15}$
a_{12}	0,360409	0,0134037	26,8888	$1,23934 \cdot 10^{-105}$
a_{13}	0,154286	0,0134037	11,5107	$6,98382 \cdot 10^{-28}$
a_{14}	0,0319994	0,0134037	2,38736	0,0172736
a_{23}	-0,129776	0,0134037	-9,68212	$1,01522 \cdot 10^{-20}$
a_{24}	-0,0100919	0,0134037	-0,752921	0,451788
a_{34}	0,0030674	0,0134037	0,228847	0,819064
a_{11}	-0,140546	0,0160205	-8,7729	$1,73685 \cdot 10^{-17}$
a_{22}	-0,17341	0,0160205	-10,8243	$4,26017 \cdot 10^{-25}$
a_{33}	0,0109684	0,0160205	0,684647	0,493827
a_{44}	0,0315768	0,0160205	1,97102	0,0491727

Графічна інтерпретація залежності (4.43) представлена на рис. 4.34–4.35.

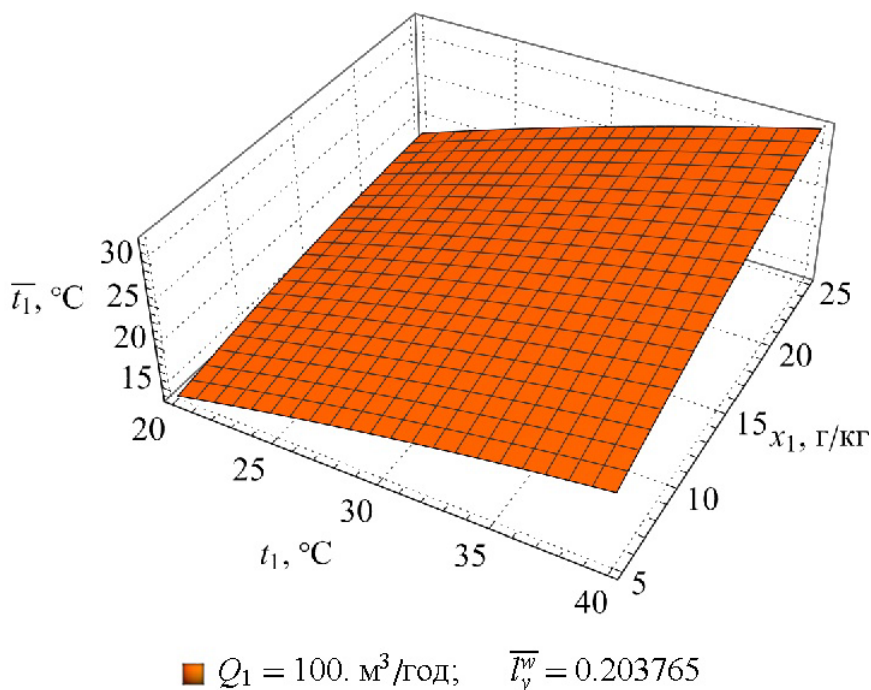


Рисунок 4.34 – Залежність температури вихідного первинного повітряного потоку $\overline{t}_1$ від температури первинного повітря на впуску t_1 і абсолютної вологості первинного повітря на впуску x_1

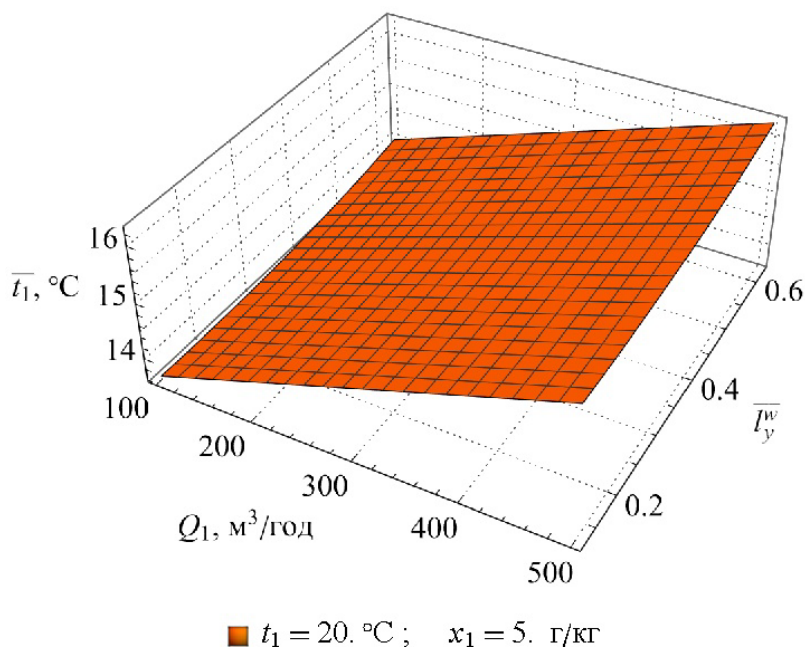


Рисунок 4.35 – Залежність температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$ від витрат потоку повітря на впуску Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\bar{l}_y^w$

На рисунках 4.34–4.35 показано залежність температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$ від температури первинного повітря на впуску t_1 , абсолютної вологості первинного повітря на впуску x_1 , витрат потоку повітря на впуску Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\bar{l}_y^w$.

З рисунків 4.34–4.35 видно, що значення температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$ зростають зі збільшенням значень факторів досліджень, окрім фактору – відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\bar{l}_y^w$. Тут спостерігається оптимальне значення, яке становить $\bar{l}_y^w = 0,20$.

Статистичний аналіз рівняння (4.43) в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає 0,94. Разом з тим критерій Фішера складає $F = 1,83 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

Обробка отриманих даних (додаток Б) в програмному пакеті Wolfram Cloud дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, що показує залежність коефіцієнта теплової ефективності η_t від факторів досліджень у закодованому вигляді:

$$\begin{aligned} \eta_t = & 0,510466 + 0,0500203 X_1 - 0,000564689 X_1^2 + 0,025067 X_2 - \\ & - 0,00237181 X_1 X_2 + 0,000751978 X_2^2 - 0,0588497 X_3 - \\ & - 0,00792348 X_1 X_3 - 0,00912348 X_2 X_3 + 0,0100234 X_3^2 - \\ & - 0,0308455 X_4 - 0,00486996 X_1 X_4 - 0,00689496 X_2 X_4 - \\ & - 0,00155496 X_3 X_4 - 0,00470278 X_4^2. \end{aligned} \quad (4.44)$$

Статистична обробка рівняння (4.44) приведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Результати статистичної обробки рівняння (4.43)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стьюдента	Ймовірність
a_{00}	0,510466	0,00166013	307,485	0
a_{10}	0,0500203	0,000453032	110,412	0
a_{20}	0,025067	0,000453032	55,3316	$6,21671 \cdot 10^{-240}$
a_{30}	-0,0588497	0,000453032	-129,902	0
a_{40}	-0,0308455	0,000453032	-68,0869	$3,29648 \cdot 10^{-287}$
a_{12}	-0,00237181	0,000320342	-7,40401	$4,40954 \cdot 10^{-13}$
a_{13}	-0,00792348	0,000320342	-24,7345	$4,46499 \cdot 10^{-94}$
a_{14}	-0,00486996	0,000320342	-15,2024	$1,7093 \cdot 10^{-44}$
a_{23}	-0,00912348	0,000320342	-28,4805	$3,99919 \cdot 10^{-114}$
a_{24}	-0,00689496	0,000320342	-21,5238	$7,07351 \cdot 10^{-77}$
a_{34}	-0,00155496	0,000320342	-4,85407	$1,53837 \cdot 10^{-6}$
a_{11}	-0,00056468	0,000382882	-1,47484	0,140772
a_{22}	0,000751978	0,000382882	1,964	0,0499841
a_{33}	0,0100234	0,000382882	26,1788	$7,87934 \cdot 10^{-102}$
a_{44}	-0,00470278	0,000382882	-12,2826	$3,84464 \cdot 10^{-31}$

Порівнюючи розрахований критерій Стьюдента із табличним $t_{0,05}(625) = 1,96$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. За результатами перетворимо рівняння в розкодованому вигляді (4.44):

$$\begin{aligned}
 \eta_t = & 0,02097 + 0,4155 \overline{I}_y^w - 0,3009 \overline{I}_y^{w^2} - 0,000394 Q_1 - \\
 & - 0,0001244 \overline{I}_y^w Q_1 + 1,002 \cdot 10^{-6} Q_1^2 + 0,0191 t_1 - \\
 & - 0,00779 \overline{I}_y^w t_1 - 0,0000158 Q_1 t_1 + 0,01747 x_1 - \\
 & - 0,01103 \overline{I}_y^w x_1 - 0,0000182 Q_1 x_1 - 0,0000949 t_1 x_1.
 \end{aligned}
 \tag{4.45}$$

Оптимальні значення факторів за умови максимізації коефіцієнта теплової ефективності $\eta_t = 0,96$ складають $t_1 = 40^\circ\text{C}$, $x_1 = 25$ г/кг, $Q_1 = 100$ м³/год, $\overline{I}_y^w = 0,125$.

Графічна інтерпретація залежності (4.45) представлена на рис. 4.36–4.37.

На рисунках 4.36–4.37 показано залежність коефіцієнта теплової ефективності η_t від температури первинного повітря на впуску t_1 , абсолютної вологості первинного повітря на впуску x_1 , витрат потоку повітря на впуску Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{I}_y^w$. З рисунків видно, що значення коефіцієнта теплової ефективності η_t зростають із збільшенням температури первинного повітря на впуску t_1 і його абсолютної вологості x_1 та зменшенням витрат потоку повітря на впуску Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{I}_y^w$.

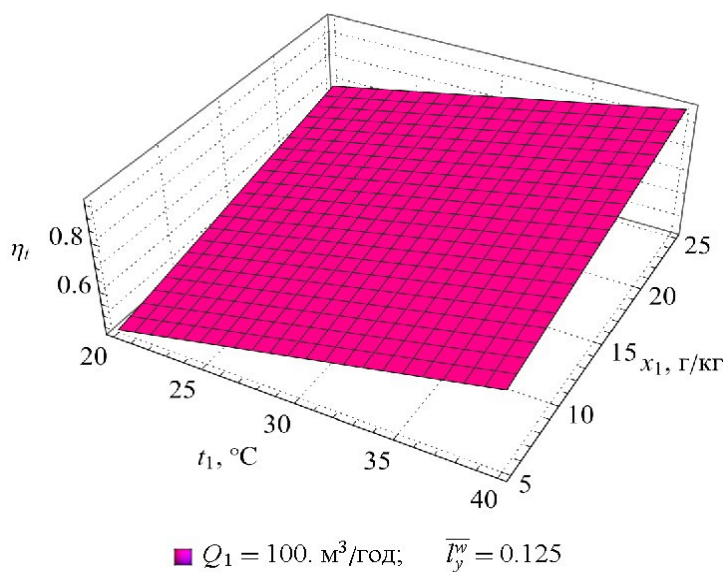


Рисунок 4.36 – Залежність коефіцієнта теплової ефективності η_t від температури первинного повітря на впуску t_1 і абсолютної вологості первинного повітря на впуску x_1

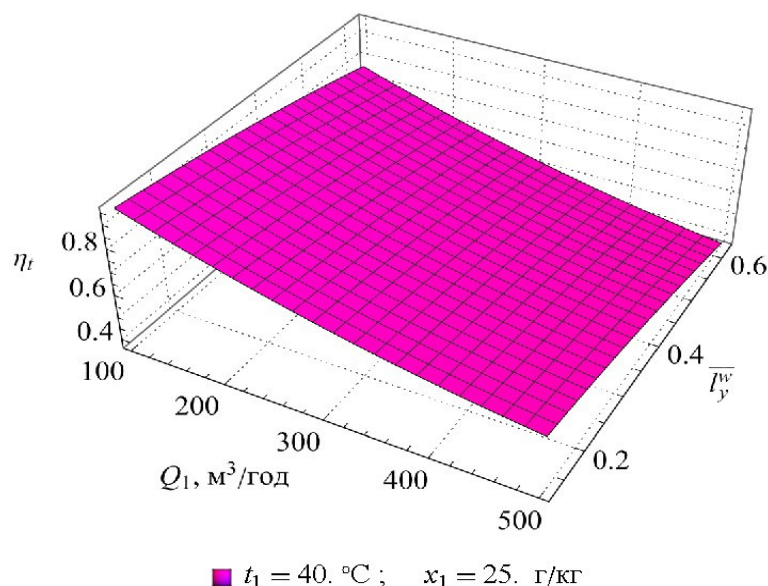


Рисунок 4.37 – Залежність коефіцієнта теплової ефективності η_t від витрат потоку повітря на впуску Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{l}_y^w$

Статистичний аналіз рівняння (4.45) в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає 0,92. Разом з тим критерій Фішера складає $F = 1,75 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

Обробка отриманих даних (додаток Б) в програмному пакеті Wolfram Cloud дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, що показує залежність питомої холодопродуктивності у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату $\overline{N}_t$ від факторів досліджень у закодованому вигляді:

$$\begin{aligned} \overline{N}_t = & 8,45073 + 0,931675 X_1 - 0,01643 X_1^2 - 2,06768 X_2 - \\ & - 0,226591 X_1 X_2 + 0,0986478 X_2^2 + 1,13981 X_3 + 0,0778819 X_1 X_3 - \\ & - 0,343156 X_2 X_3 - 0,0671062 X_3^2 - 0,420371 X_4 - 0,0354353 X_1 X_4 + \\ & + 0,0134227 X_2 X_4 - 0,0837533 X_3 X_4 - 0,0757909 X_4^2. \end{aligned} \quad (4.46)$$

Статистична обробка рівняння (4.46) приведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Результати статистичної обробки рівняння (4.46)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Ст'юдента	Ймовірність
a_{00}	8,45073	0,0261859	322,721	0
a_{10}	0,931675	0,00714583	130,38	0
a_{20}	-2,06768	0,00714583	-289,355	0
a_{30}	1,13981	0,00714583	159,507	0
a_{40}	-0,420371	0,00714583	-58,8275	$1,32312 \cdot 10^{-253}$
a_{12}	-0,226591	0,00505287	-44,8441	$2,8827 \cdot 10^{-195}$
a_{13}	0,0778819	0,00505287	15,4134	$1,64067 \cdot 10^{-45}$
a_{14}	-0,0354353	0,00505287	-7,01291	$6,21572 \cdot 10^{-12}$
a_{23}	-0,343156	0,00505287	-67,9131	$1,30731 \cdot 10^{-286}$
a_{24}	0,0134227	0,00505287	2,65645	0,00810333
a_{34}	-0,0837533	0,00505287	-16,5754	$3,21878 \cdot 10^{-51}$
a_{11}	-0,01643	0,00603933	-2,7205	0,00670422
a_{22}	0,0986478	0,00603933	16,3342	$5,0781 \cdot 10^{-50}$
a_{33}	-0,0671062	0,00603933	-11,1115	$3,00104 \cdot 10^{-26}$
a_{44}	-0,0757909	0,00603933	-12,5496	$2,68201 \cdot 10^{-32}$

Порівнюючи розрахований критерій Ст'юдента із табличним $t_{0,05}(625) = 1,96$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. За результатами перетворимо рівняння в розкодованому вигляді (4.44):

$$\begin{aligned}
 \overline{N}_t = & -1,12 + 3,664 \overline{I}_y^w - 4,851 \overline{I}_y^{w^2} + 0,02356 Q_1 - \\
 & - 0,0067 \overline{I}_y^w Q_1 - 6,71 \cdot 10^{-6} Q_1^2 + 0,336 t - 0,0567 \overline{I}_y^w t + \\
 & + 0,000156 Q_1 t - 0,000657 t_1^2 - 0,0622 x_1 + 0,0215 \overline{I}_y^w x_1 - \\
 & - 0,000686 Q_1 x_1 - 0,009064 t_1 x_1 + 0,00394 x_1^2.
 \end{aligned} \tag{4.47}$$

Оптимальні значення факторів за умови максимізації питомої холодопродуктивності у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату

$\overline{N}_t = 20,45 \text{ кВт/м}^3$ складають $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 500 \text{ м}^3/\text{год}$, $\overline{I}_y^w = 0,125$.

Графічна інтерпретація залежності (4.47) представлена на рис. 4.38–4.39.

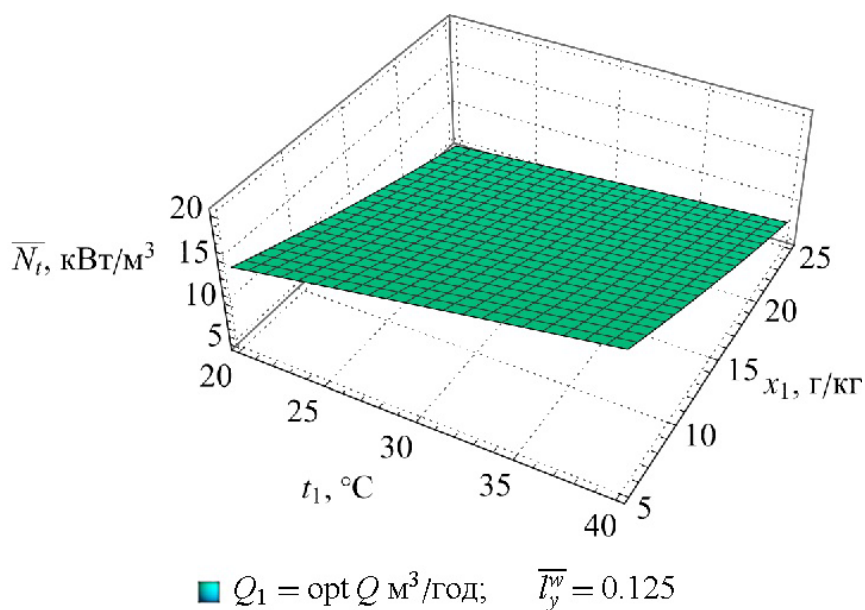


Рисунок 4.38 – Залежність питомої холодопродуктивності $\overline{N}_t$ від температури первинного повітря на впуску t_1 і абсолютної вологості первинного повітря на впуску x_1

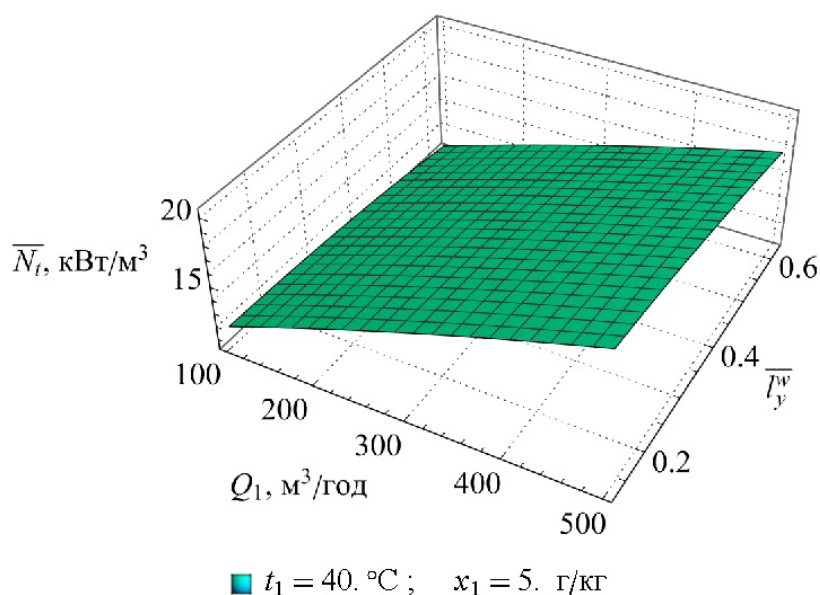


Рисунок 4.39 – Залежність питомої холодопродуктивності $\overline{N}_t$ від витрат потоку повітря на впуску Q_1 та відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{l}_y^w$

На рисунках 4.38–4.39 показано залежність питомої холодопродуктивності $\overline{N}_t$ від температури первинного повітря на впуску t_1 , абсолютної вологості первинного повітря на впуску x_1 , витрат потоку повітря на впуску Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{l}_y^w$. З рисунків видно, що значення питомої холодопродуктивності $\overline{N}_t$ зростають зі збільшенням температури первинного повітря на впуску t_1 і його абсолютної вологості x_1 та зменшенням витрат потоку повітря на впуску Q_1 і відношення ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{l}_y^w$.

Статистичний аналіз рівняння (4.47) в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає 0,89. Разом з тим критерій Фішера складає $F = 1,86 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

4.4 Фізико-математичний апарат процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику

Розрахункові схеми двох варіантів вертикальних ґрунтових теплообмінників вентиляційної системи нагнітання чистого повітря [259, 260] приведені на рис. 4.40.

Прямокутна система координат обрана таким чином, що вісь OX спрямована вздовж горизонту і паралельна осі горизонтального перерізу теплообмінника, вісь OY спрямована перпендикулярно до площини фігури, вісь OZ спрямована вертикально вниз.

Приймаємо такі припущення [261]:

- ґрунт однорідний та ізотропний, а його теплофізичні властивості залишаються незмінними при зміні температури;
- тепловий контакт стінки вентиляційної системи з навколишнім ґрунтом є ідеальним;

– через незначну зміну тиску повітряного потоку під час його руху у вентиляційній системі повітря розглядається як рідина, що не стискається.

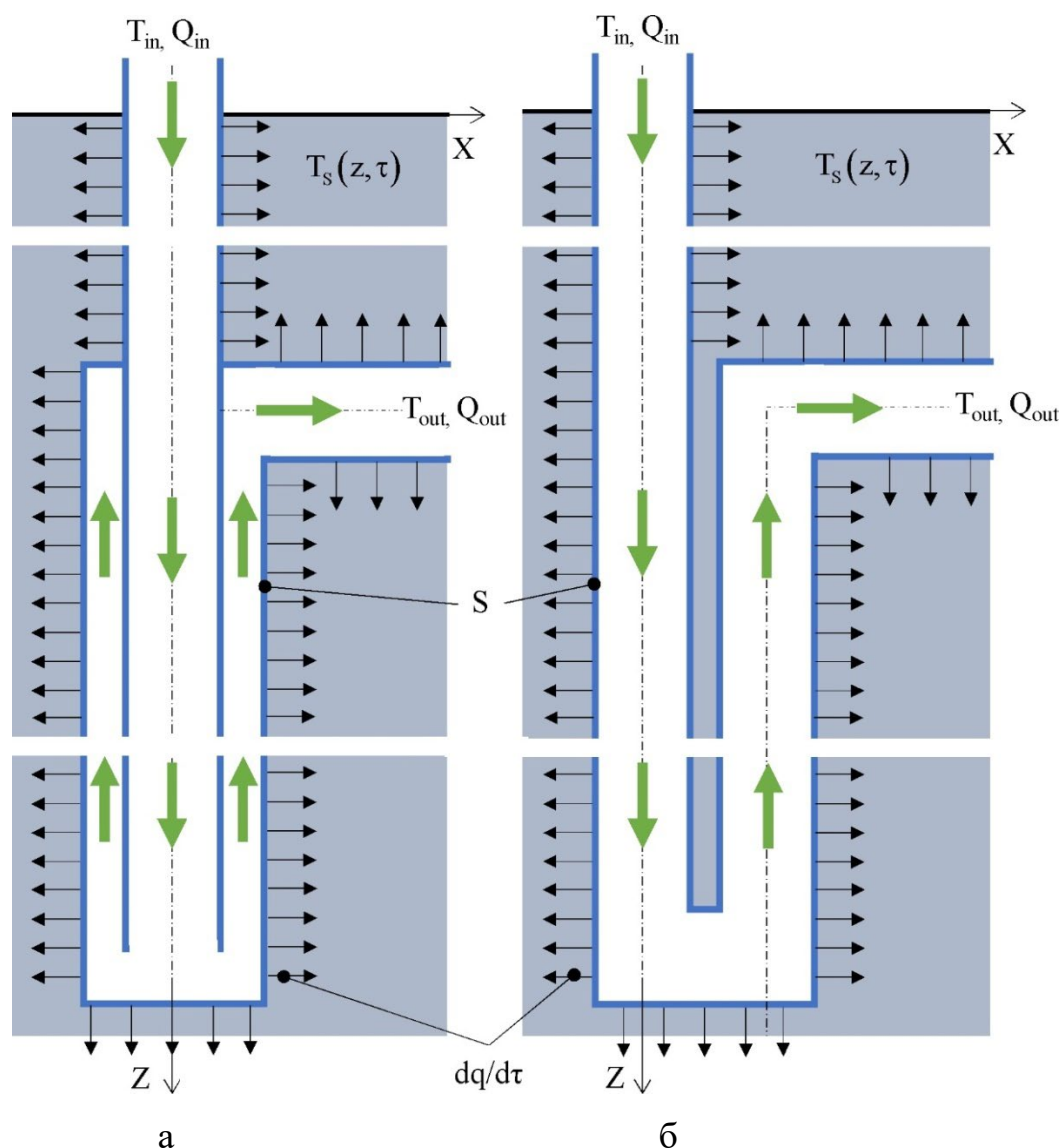


Рисунок 4.40 – Розрахункові схеми концентричного (а) та U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників системи нагнітання чистого повітря

Теплоту, що рухається через поверхню вентиляційної системи S в заданий момент часу τ можна представити за формулою [262]

$$\frac{dq}{d\tau} = -\lambda_s \int_s \frac{\partial T_s}{\partial n} dS, \quad (4.48)$$

де $T_s(x, y, z, \tau)$ – температура ґрунту в точці з координатами (x, y, z) у момент часу τ , °C.

Рівняння безперервності, що відображає факт відсутності в полі, яке займає повітря M_{air} , порожнеч і розривів, у прийнятій прямокутній системі координат, має вигляд

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (x, y, z) \in M_{\text{air}}, \quad (4.49)$$

де u, v, w – складові швидкості в напрямках x, y, z .

Рух повітря в цьому випадку описується рівняннями Нав'є-Стокса, які набувають вигляду для прямокутної координати

$$\rho \frac{Du}{D\tau} = \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u, \quad \rho \frac{Dv}{D\tau} = \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v, \quad \rho \frac{Dw}{D\tau} = \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w, \quad (4.50)$$

$$(x, y, z) \in M_{\text{air}}.$$

Субстанційні похідні, які входять до попередніх рівнянь, виражаються залежностями

$$\begin{aligned} \frac{Du}{D\tau} &= \frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z}, \\ \frac{Dv}{D\tau} &= \frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z}, \\ \frac{Dw}{D\tau} &= \frac{\partial w}{\partial \tau} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}. \end{aligned} \quad (4.51)$$

Оператор Лапласа в прямокутній системі координат має вигляд

$$\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right). \quad (4.52)$$

Температурне поле в рухомому потоці повітря описується рівнянням енергії [263, 264]

$$\frac{DT_a}{D\tau} = a_a \nabla^2 T_a, \quad (x, y, z) \in M_a, \quad (4.53)$$

де $T_a(x, y, z, \tau)$ – температура повітря в точці з координатами (x, y, z) у момент часу τ , °C.

Похідну, яка входить до попереднього рівняння (4.52), запишемо так

$$\frac{DT_a}{D\tau} = \frac{\partial T_a}{\partial \tau} + u \frac{\partial T_a}{\partial x} + v \frac{\partial T_a}{\partial y} + w \frac{\partial T_a}{\partial z}. \quad (4.54)$$

Температурне поле в масиві ґрунтів описується наступним рівнянням теплопровідності [265, 266]

$$\frac{\partial T_s}{\partial \tau} = a_s \nabla^2 T_s, \quad (x, y, z) \in M_s, \quad (4.55)$$

Початкові умови [267, 268]

$$\begin{cases} T_s(x, y, z, 0) = T_{s0}(z), & (x, y, z) \in M_s, \\ T_a(x, y, z, 0) = T_{a0}(z), & (x, y, z) \in M_a. \end{cases} \quad (4.56)$$

Граничні умови

$$\begin{cases} T_a(x, y, 0, \tau) = T_1(x, y), & (x, y, z) \in M_a, \\ T_s(x, y, 0, \tau) = f(\tau), & (x, y, z) \in M_a. \end{cases} \quad (4.57)$$

де $T_s(x, y, 0, \tau)$ – функція, яка визначає температуру на поверхні ґрунту та залежить від природно-кліматичних умов [269, 270, 271, 272, 273]:

$$T_s(z, \tau) = T_m - A_s e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \alpha_s}}} \cos \left(\frac{2\pi}{365} \left(\tau - \tau_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\alpha_s \pi}} \right) \right), \quad (4.58)$$

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.

Умова рівності щільності теплових потоків на стінці ґрунтового теплообмінника

$$\alpha = - \frac{\lambda_a}{T_a - T_s} \frac{\partial T_a}{\partial n}. \quad (4.59)$$

Апроксимуючи десятирічні дані щодо температури на поверхні ґрунту Вінницької області [274] у вигляді косинусоподібної функції отримуємо графік, який наведений на рис. 4.41.

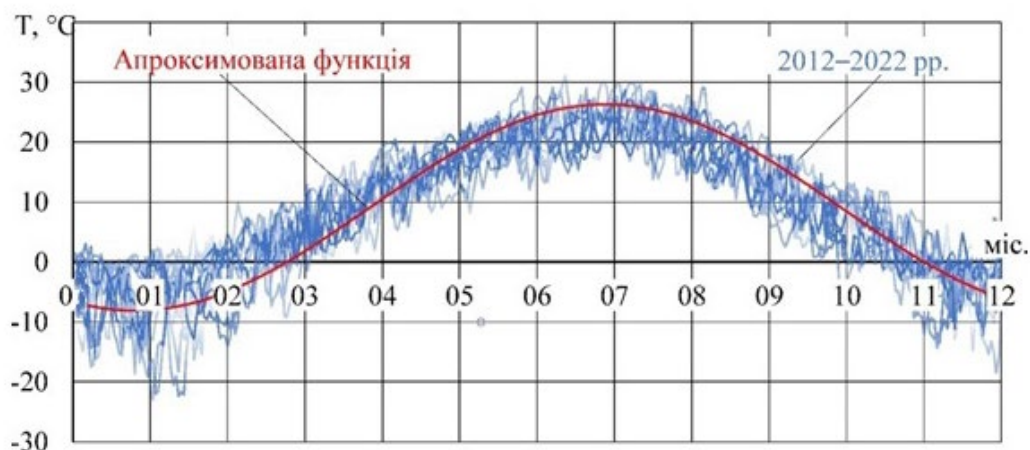


Рисунок 4.41 – Температура поверхні ґрунту за багаторічними спостереженнями для Вінницької області

Враховуючи апроксимовані дані визначено значення $T_m = 9,79\text{ }^{\circ}\text{C}$, $A_s = 22,005\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\tau_0 = 23$ доби. Згідно [275] коефіцієнт теплопроводності ґрунтів $\alpha_s = 0,0253\text{--}0,089\text{ м}^2/\text{добу}$ залежить від щільності, вологості і типу ґрунту. Для подальших розрахунків приймаємо найбільше значення коефіцієнта теплопроводності ґрунту $\alpha_s = 0,089\text{ м}^2/\text{добу}$. Тоді підставляючи отримані значення у рівняння (4.58) отримуємо графіки розподілу температури ґрунту по глибині (рис. 4.42).

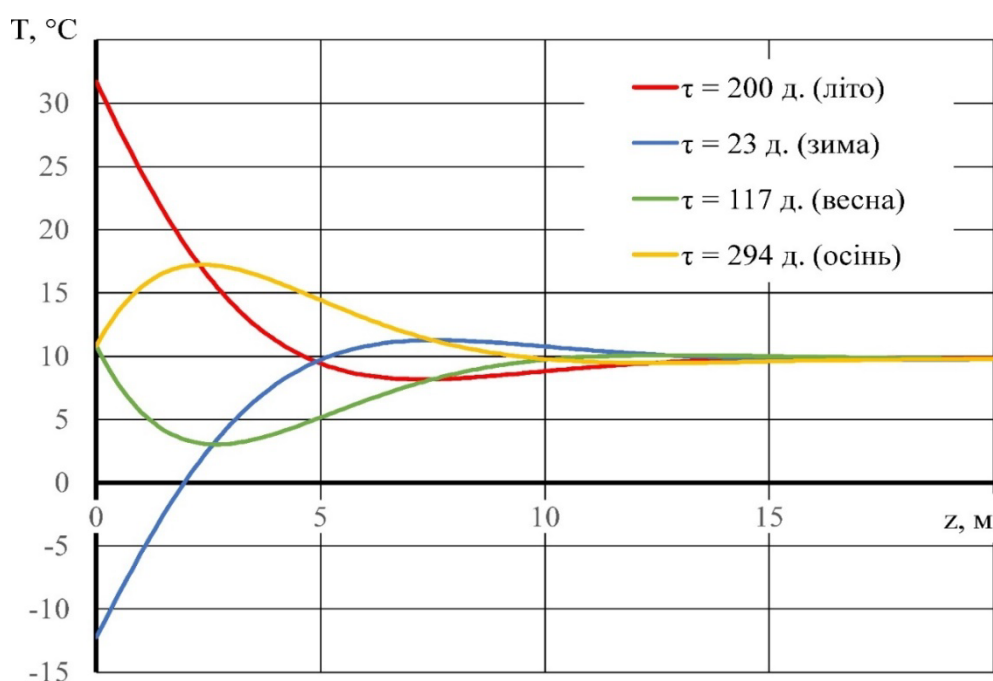


Рисунок 4.42 – Розподіл температури по глибині ґрунту для Вінницької області

З рисунку 4.42 встановлено, що для природно-кліматичних умов Вінницької області коливання температури ґрунту є найменшими ($0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$) починаючи з глибини $z = 12,3\text{ м}$, що і можна прийняти за найменшу ефективну глибину ґрунтового теплообмінника.

Отримані результати будуть використані для чисельного моделювання вертикальних ґрунтових теплообмінників.

4.5 Результати чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику

Чисельне моделювання проведено з використанням програмного пакету Simcenter Star-CCM+, який застосовує метод просторової дискретизації для використання методу кінцевого об'єму з розрахунком невідомих комірок в центрах. Щоб зменшити кількість елементів сітки кінцевих елементів і заощадити обчислювальні ресурси використовувалася площа симетрії вздовж площини XOZ.

Моделями для сітки континуума були обрані такі ж, що й в розділі 4.2. Загальний вигляд розрахованої сітки і конструктивно-технологічні параметри (згідно розділу 2) двох варіантів вертикальних ґрунтових теплообмінників представлено на рис. 4.43.

При побудові фізичних моделей повітря застосовано: тривимірне моделювання, Ейлерову 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 «k-ε»-моделі турбулентності. Ейлерові фази були такі: повітря і вода. Фаза повітря підпорядковувалася моделям реального газу MACBP-PP97 (водяна пара) і турбулентної течії. Фаза води підпорядковувалася моделям реального газу Ван-дер-Ваальса і турбулентної течії.

При побудові фізичних моделей стінок вентиляційної системи нагнітання чистого повітря застосовано: тривимірне моделювання матеріалу твердого тіла, постійну щільність, модель енергії роздільного твердого тіла.

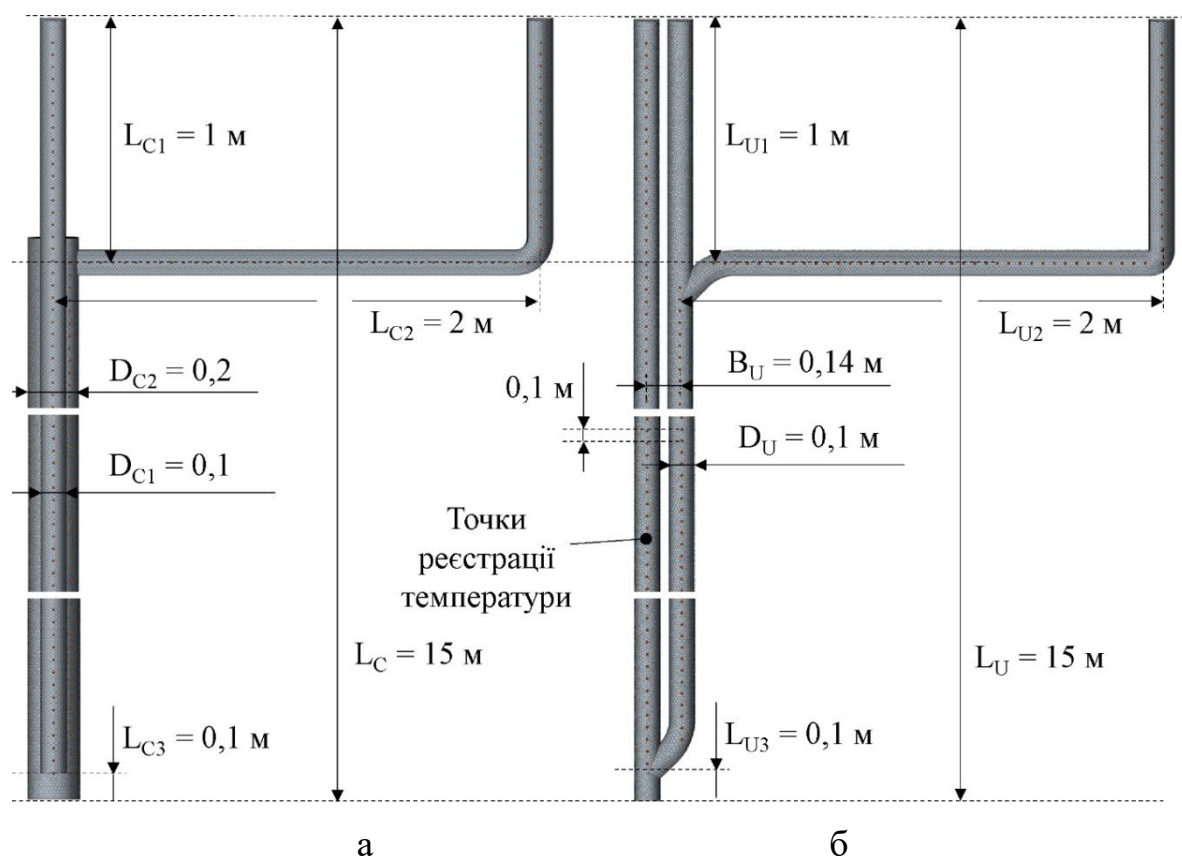


Рисунок 4.43 – Загальний вигляд розрахованої сітки і конструктивно-технологічні параметри концентричного (а) і U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників

При побудові фізичних моделей ґрунту застосовано: тривимірне моделювання матеріалу твердого тіла, постійну щільність, модель енергії роздільного твердого тіла.

Розподіл температури в ґрунті підпорядковувався рівнянню (4.58), тобто рис. 4.42.

Фізико-механічні властивості всіх фаз моделювання зведені в таблицях 4.1 і 4.6.

Таблиця 4.6 – Фізико-механічні властивості ґрунту

Властивість	Ґрунт
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)	0,46
Питома теплоємність, Дж/(кг·К)	1590,0

Вирішувач обрано нестационарний неявний. Кількість внутрішніх ітерацій дорівнювала 10. Загальний час моделювання – 105 с.

За результатами моделювання отримано розподіл температурного поля у вертикальних ґрунтових теплообмінниках у літній період року (рис. 4.44).

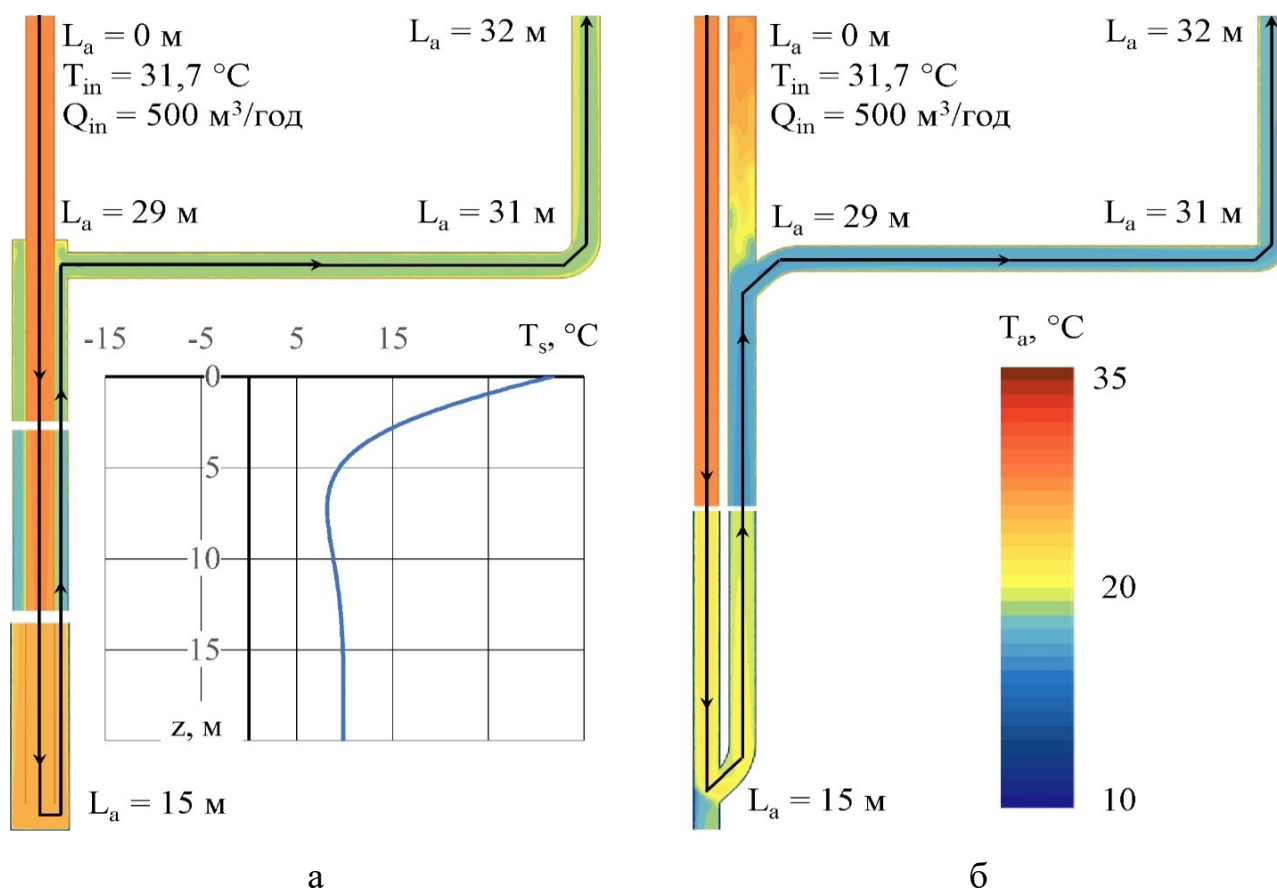
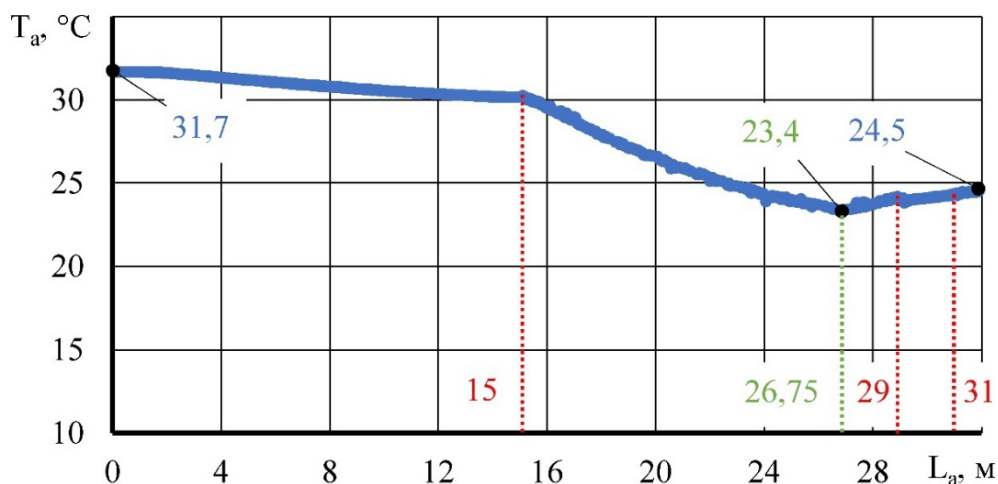
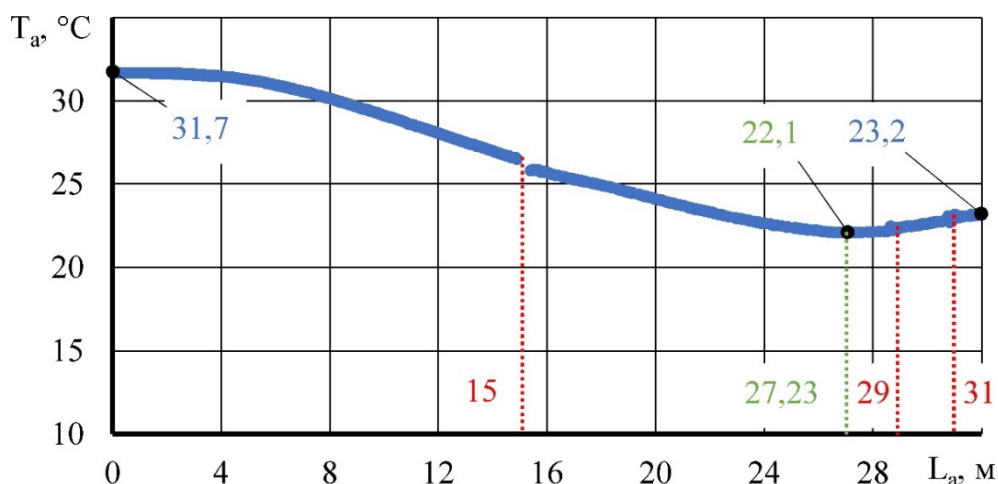


Рисунок 4.44 – Розподіл температурного поля концентричного (а) і U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників в літній період року при подачі повітря 500 м³/год

Для більш точного відображення результатів моделювання побудовано графік залежності температури потоку повітря T_a від шляху його переміщення L_a , який наведено на рис. 4.45.



а



б

Рисунок 4.45 – Графік залежності температури потоку повітря T_a від шляху його переміщення L_a для концентричного (а) та U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників в літній період року при подачі повітря 500 м³/год

З рис. 4.44–4.45 видно, що температура повітряного потоку в літній період року, що переміщується вздовж труб загальною довжиною 32 м зменшується з 31,7 °С до 24,5 °С для концентричного теплообмінника і до 23,2 °С для U-подібного теплообмінника.

Тобто найбільша різниця температур спостерігається для U-подібного теплообмінника (8,5 °С) у порівнянні із значенням концентричного теплообмінника (7,2 °С).

Аналізуючи графіки рис. 4.45 видно, що найнижча температура спостерігається для шляху повітряного потоку 26,75 м (концентричний теплообмінник) і 27,23 м (U-подібний теплообмінник) і складають $23,4^{\circ}\text{C}$ і $22,1^{\circ}\text{C}$ відповідно. Встановлено, що теплоізоляція повітропроводу на глибину не менше 3,25 м забезпечить збереження найменшої температури повітряного потоку до виходу з теплообмінника.

Проведемо подібний аналіз для результатів чисельного моделювання зимового періоду року. Розподіли температури і графіки її зміни наведені на рис. 4.46–4.47.

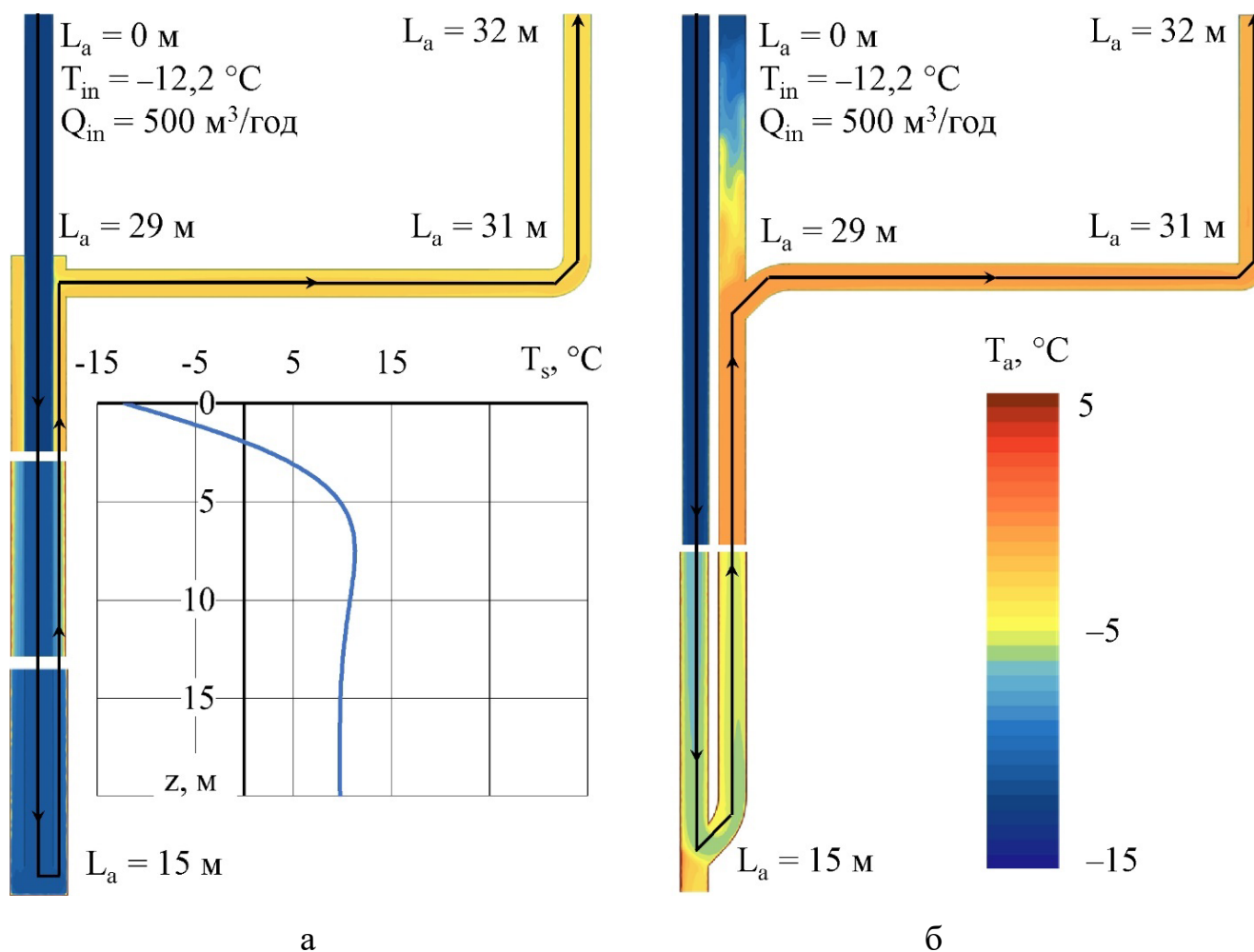


Рисунок 4.46 – Розподіл температурного поля концентричного (а) і U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників в зимовий період року при подачі повітря $500 \text{ м}^3/\text{год}$

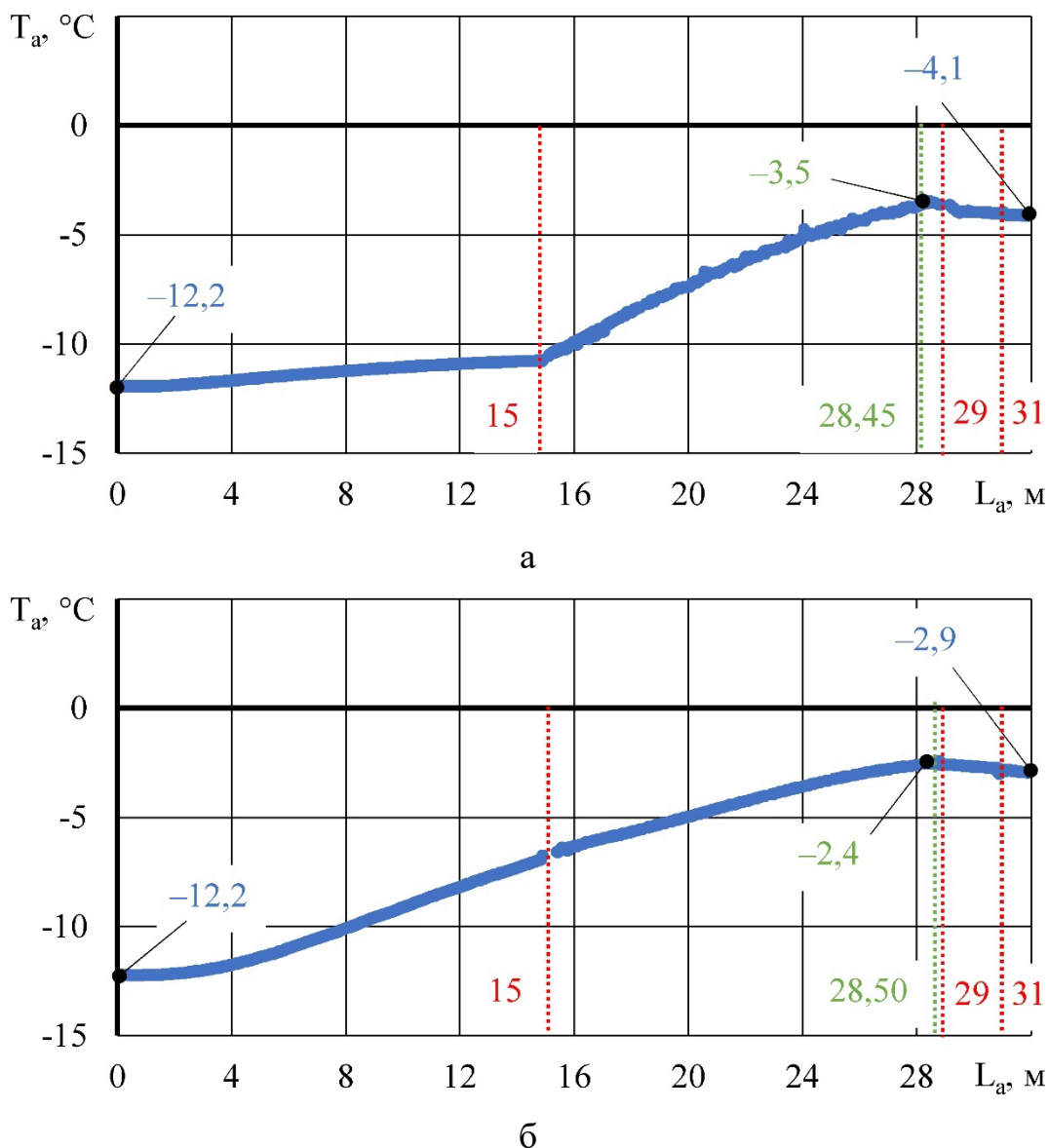


Рисунок 4.47 – Графік залежності температури потоку повітря T_a від шляху його переміщення L_a для концентричного (а) і U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників в зимовий період року при подачі повітря $500 \text{ м}^3/\text{год}$

З рис. 4.46–4.47 видно, що температура повітряного потоку в зимовий період року, що переміщується вздовж труб загальною довжиною 32 м збільшується з $-12,2 \text{ }^\circ\text{C}$ до $-4,1 \text{ }^\circ\text{C}$ для концентричного теплообмінника і до $-2,9 \text{ }^\circ\text{C}$ для U-подібного теплообмінника. Тобто найбільша різниця температур спостерігається для U-подібного теплообмінника ($9,3 \text{ }^\circ\text{C}$) у порівнянні із

значенням концентричного теплообмінника (8,1 °C).

Аналізуючи графіки рис. 4.47 видно, що найвища температура спостерігається для шляху повітряного потоку 28,45 м (концентричний теплообмінник) і 28,50 м (U-подібний теплообмінник) і складають –3,5 °C і –2,4 °C відповідно. Це підтверджує попередній висновок щодо необхідності теплоізоляції для повітропроводу на глибині не менше 3,25 м.

В подальшому будемо використовувати теплоізоляцію повітропроводу на глибині 1,50–2,77 м і враховувати найменшу температуру на виході з теплообмінника.

Для обґрунтування раціональних режимних параметрів проведемо їх варіювання в таких межах:

- температури вхідного повітря T_{in} : –12,2 °C, –1,225 °C, 9,75 °C, 20,725 °C, 31,7 °C;
- витрати повітря Q_{in} : 200 м³/год, 350 м³/год, 500 м³/год, 650 м³/год, 800 м³/год.

За результатами чисельного моделювання (додаток В) в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ проведена обробка отриманих даних в програмному пакеті Wolfram Cloud дозволила отримати рівняння регресії другого порядку, що показує залежність зміни температури повітряного потоку ΔT_a від факторів досліджень у закодованому вигляді для кожного варіанту теплообмінників:

- концентричний теплообмінник

$$\begin{aligned} \Delta T_{ac} = & 0,694578 - 0,175916 X_1 + \\ & + 7,80171 X_1^2 - 2,16185 X_2 + \\ & + 0,296869 X_1 X_2 + 0,193303 X_2^2; \end{aligned} \quad (4.60)$$

- U-подібний теплообмінник

$$\begin{aligned} \Delta T_{aU} = & 1,13879 - 0,354688 X_1 + \\ & + 8,84877 X_1^2 - 2,55882 X_2 + \\ & + 0,692671 X_1 X_2 + 0,184519 X_2^2. \end{aligned} \quad (4.61)$$

Статистична обробка рівняння (4.60) і (4.61) приведені в таблицях

4.7–4.8.

Таблиця 4.7 – Результати статистичної обробки рівняння (4.60)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стьюдента	Ймовірність
a_{00}	0,694578	0,166418	4,17369	0,000515338
a_{10}	–0,175916	0,119835	–1,46799	0,158468
a_{20}	–2,16185	0,119835	–18,0403	$2,05781 \cdot 10^{-13}$
a_{12}	0,296869	0,169472	1,75173	0,0959463
a_{11}	7,80171	0,202558	38,516	$1,68977 \cdot 10^{-19}$
a_{22}	0,193303	0,202558	0,954309	0,351912

Таблиця 4.8 – Результати статистичної обробки рівняння (4.61)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стьюдента	Ймовірність
a_{00}	1,13879	0,182225	6,24936	$5,30966 \cdot 10^{-6}$
a_{10}	–0,354688	0,131217	–2,70306	0,0140958
a_{20}	–2,55882	0,131217	–19,5007	$5,04048 \cdot 10^{-14}$
a_{12}	0,692671	0,185569	3,73268	0,00141061
a_{11}	8,84877	0,221798	39,8957	$8,72541 \cdot 10^{-20}$
a_{22}	0,184519	0,221798	0,831927	0,415784

Порівнюючи розрахований критерій Стьюдента із табличним $t_{0,05}(25) = 2,06$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. За результатами представимо рівняння (4.60) і (4.61) в розкодованому вигляді:

– концентричний теплообмінник

$$\Delta T_{ac} = 5,915 - 0,00721 Q_{in} - 0,3238 T_{in} + 0,0162 T_{in}^2; \quad (4.62)$$

– U-подібний теплообмінник

$$\begin{aligned} \Delta T_{aU} = & 7,819 - 0,00956 Q_{in} - 0,4269 T_{in} + \\ & + 0,0001052 Q_{in} T_{in} + 0,01837 T_{in}^2. \end{aligned} \quad (4.63)$$

Графічна інтерпретація залежностей (4.62) і (4.63) представлена на рис. 4.48.

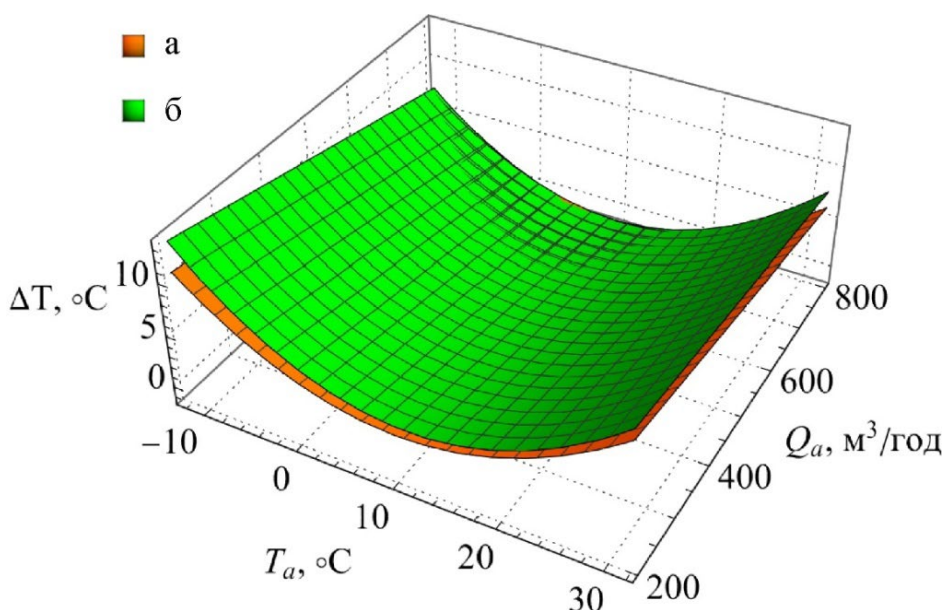


Рисунок 4.48 – Графіки залежності зміни температури повітряного потоку ΔT_a від факторів досліджень для концентричного (а) і U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників

На рисунку 4.48 показано залежності зміни температури повітряного потоку ΔT_a від температури вхідного повітря T_{in} та витрат повітря Q_{in} для концентричного і U-подібного вертикальних ґрунтових теплообмінників. Наочно видно, що більша різниця для U-подібного теплообмінника. Також збільшення витрат повітря Q_{in} призводить до зменшення ΔT_a . Найбільше значення ΔT_a спостерігається для високої (літній період року, $31,7\text{ }^{\circ}\text{C}$) і низької (зимовий період року, $-12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$) температур. Для температури $9,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ спостерігається найменше значення ΔT_a , що є цілком логічним, оскільки температура ґрунту на глибині більше 12,3 м складає $T_m = 9,79\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.47).

Статистичний аналіз рівнянь (4.62) і (4.63) в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає 0,94. Критерій Фішера складає $F = 2,12 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

Як вже зазначалось у розділі 3 під час руху потоку повітря через ґрунтовий теплообмінник, відбувається його взаємодія зі стінками

повітропроводу, що призводить до пневмовтрат. Тому критерієм оптимізації обрано ефективну теплову потужність ґрунтового теплообмінника, яку можна розрахувати таким чином:

$$N_E = N_T - N_{ST}, \quad (4.64)$$

де N_T – теплова потужність ґрунтового теплообмінника, Вт;

N_{ST} – потужність, що необхідна для прокачування повітря через ґрунтовий теплообмінник, Вт.

Теплова потужність ґрунтового теплообмінника:

$$N_T = \frac{Q_{in}}{3600} \rho_a(T_{in}) c_a \Delta T_a, \quad (4.65)$$

де Q_{in} – об’ємна подача повітря, м³/год;

$$\rho_a(T_{in}) = \frac{273}{273 + T_{in}} \rho_{н.у.} \quad \text{– щільність повітря на виході з теплообмінника, кг/м}^3;$$

c_a – питома теплоємність повітря, приймаємо $c_a = 1003,62$ Дж/(кг·°C);

ΔT_a – різниця температур на вході і виході теплообмінника, °C.

Об’єднуючи рівняння (4.64), (4.65), (4.62) або (4.63), (3.85), (3.84), (3.74)–(3.78) або (3.79)–(3.83) отримуємо з використанням програмного пакету Wolfram Cloud залежності ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E від температури вхідного повітря T_{in} і витрат повітря Q_{in} , які наведені на рис. 4.49.

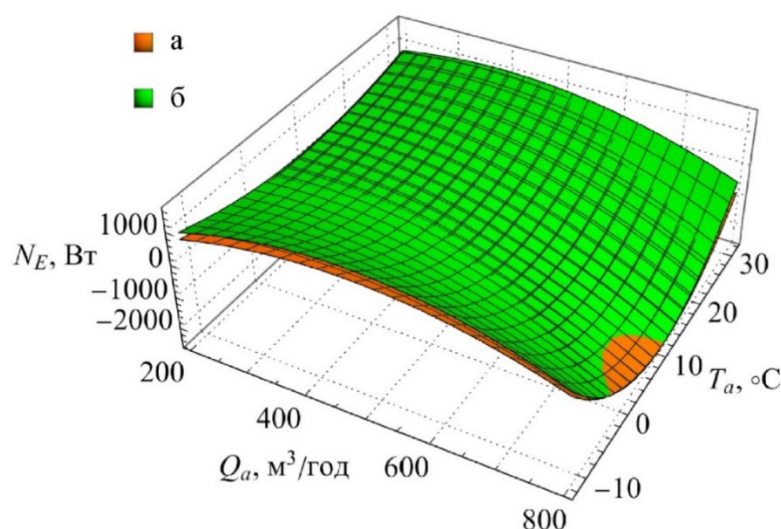


Рисунок 4.49 – Графіки залежності зміни ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E від факторів досліджень для концентричного (а)

і U-подібного (б) вертикальних ґрунтових теплообмінників

Враховуючи умову максимізації ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E визначені 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 $N_{EC}(T_{in} = 31,7 \text{ °C}) = 1266 \text{ Вт}$, $N_{EC}(T_{in} = -12,2 \text{ °C}) = 1052 \text{ Вт}$, 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. Мінімальна різниця температур повітря та ґрунту при якій ефективна теплова потужність ґрунтового теплообмінника $N_{EU} > 0$ складає $\Delta T_G = 9,3 \text{ °C}$.

4.6 Висновки до розділу

1. За результатами аналітичних досліджень складено фізико-математичний апарат процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу, що включає диференційні рівняння енергетичного балансу з урахуванням відчутного та прихованого теплообміну на поверхні стінки вологого та сухого каналів. Визначені початкові і граничні умови « $\epsilon-N_{TU}$ »–моделі тепломасообміну в робочій частині досліджуваного випарного охолоджувача, що покладені в основу чисельного моделювання у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+.

2. За результатами чисельного моделювання повітряного теплообмінника побічно-випарного типу в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ визначено розподіл температурного поля (рис. 4.13–4.18), векторного поля швидкостей (рис. 4.19–4.21) та абсолютної вологості повітря (рис. 4.22–4.24) в каналах різної форми (квадрат, рівносторонній трикутник, коло). Розрахований коефіцієнт температурної ефективності теплообмінника із каналами квадратної форми є найвищим ($\eta_t = 0,97$) на відмінну від трикутної ($\eta_t = 0,84$) і круглої

($\eta_t = 0,73$) форм. 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 теплого 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.

3. За результатами аналітичних досліджень складено фізико-математичний апарат процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу, який включає рівняння енергетичного балансу з урахуванням відчутного та прихованого теплообміну на поверхні стінки вологого та сухого каналів. Визначені початкові та граничні умови моделі тепломасообміну в робочій частині досліджуваного випарного охолоджувача, що покладені в основу чисельного моделювання в програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Розроблена методика симуляції (чисельного моделювання) та проведено попередні дослідження процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу. За результатами чисельного моделювання отримано розподіли температурного поля, векторного поля швидкостей і абсолютної вологості повітряного потоку в теплообміннику побічно-випарного типу.

4. Для забезпечення рівномірного розподілу температури і швидкості потоку повітря на виході з вологих каналів, згідно умови рівності теплових потоків, отримано відповідний розподіл діаметра D_i в межах з $4,0$ мм до $7,4$ мм (рис. 4.31). При цьому температура повітряного потоку у вологих каналах майже вирівняна, різниця складає $1,3$ °С проти $1,9$ °С при однакових отворах діаметром 6 мм. Тому подальші дослідження проведені при прийнятому розподілі діаметра D_i по вологим каналам в теплообміннику

побічно-випарного типу.

5. За результатами чисельного моделювання процесу тепломасообміну в теплообміннику побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1$ (4.43), коефіцієнта теплової ефективності η_t (4.45) і питомої холодопродуктивності $\bar{N}_t$ (4.47) 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 $\bar{I}_y^w$. За умови максимізації питомої холодопродуктивності у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату $\bar{N}_t = 20,45 \text{ кВт/м}^3$ фактори досліджень складають $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 500 \text{ м}^3/\text{год}$, $\bar{I}_y^w = 0,125$. Оптимальні значення факторів за умови мінімізації температури вихідного первинного повітряного потоку $\bar{t}_1 = 13,6 \text{ }^\circ\text{C}$ складають $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, $\bar{I}_y^w = 0,20$. За умови максимізації питомої холодопродуктивності у відношенні до кубічного метра конструкції агрегату $\bar{N}_t = 20,45 \text{ кВт/м}^3$ фактори досліджень складають $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_1 = 5 \text{ г/кг}$, $Q_1 = 500 \text{ м}^3/\text{год}$, $\bar{I}_y^w = 0,125$.

6. Узагальнено фізико-математичний апарат процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику, який базується на рівняннях безперервності повітряного потоку, рівняннях Нав'є-Стокса, рівняннях теплопередачі, початкових і граничних умовах. Граничні умови задавали згідно апроксимованої функції температури ґрунту в момент часу τ і глибини z . Враховуючи апроксимовані дані температури на поверхні ґрунту Вінницької області визначено розподіл температури ґрунту по глибині z .

7. За результатами чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря в концентричному і U-подібному вертикальних ґрунтових теплообмінниках у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ отримано розподіл температурного поля у літній (рис. 4.44–4.45) і зимовий (рис. 4.46–

4.47) періоди року. Температура повітряного потоку в літній (зимовий) період року, який переміщується вздовж труб загальною довжиною 32 м зменшується (збільшується) на $7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($8,1\text{ }^{\circ}\text{C}$) для концентричного теплообмінника і до $8,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($9,3\text{ }^{\circ}\text{C}$) 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.

8. 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 ((4.62)–(4.63), рис. 4.48) та ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E (рис. 4.49) від температури вхідного повітря T_{in} і витрат повітря Q_{in} для кожного варіанту теплообмінників з однаковою площею умовного проходу. Враховуючи умову максимізації ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E визначені 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 $N_{EC}(T_{in} = 31,7\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1266\text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1052\text{ Вт}$, що менше за ефективну теплову потужність U-подібного теплообмінника $N_{EU}(T_{in} = 31,7\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1575\text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1235\text{ Вт}$. Тобто U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник на 17–24 % ефективніший, ніж концентричний.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [226, 276, 277, 278].

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИСТЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

5.1 Мета, задачі та програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є визначення адекватності зроблених теоретичних висновків, визначення функціональних залежностей технологічних процесів розробленої системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень та обґрунтування її раціональних конструктивних, режимних і технологічних параметрів.

У відповідності до поставленої мети задачами досліджень є:

- розробити і виготовити лабораторно-експериментальне обладнання для дослідження системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень;
- розробити методики проведення експериментальних досліджень окремих частин системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень;
- провести дослідження в лабораторних умовах та визначити функціональні залежності технологічних процесів окремих частин системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень;
- провести порівняння теоретичних та експериментальних досліджень.

Програмою експериментальних досліджень передбачалося:

- експериментальні дослідження вентиляційної системи видалення забрудненого повітря;
- експериментальні дослідження вентиляційної системи нагнітання чистого повітря;
- експериментальні дослідження повітряного теплообмінника побічно-випарного типу;
- експериментальні дослідження геотермального процесу нагрівання у вентиляційній системі нагнітання чистого повітря.

5.2 Методика експериментальних досліджень вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

Основним елементом автоматичної вентиляційної системи видалення забрудненого повітря є витяжна заслінка із сервоприводами. Заслінка має круглу форму і обертається навколо осі, яка лежить на її площині. Потік повітря, рухаючись по повітропроводу, в якому розташована заслінка, огинає її. Таким чином виникає певний пневматичний опір, який зменшує швидкість потоку повітря і відповідно знижує тиск на виході.

Для визначення коефіцієнту зниження швидкості потоку повітря, втрат тиску і необхідної споживаної потужності витяжного вентилятора, від кута повороту заслінки проведемо лабораторні дослідження.

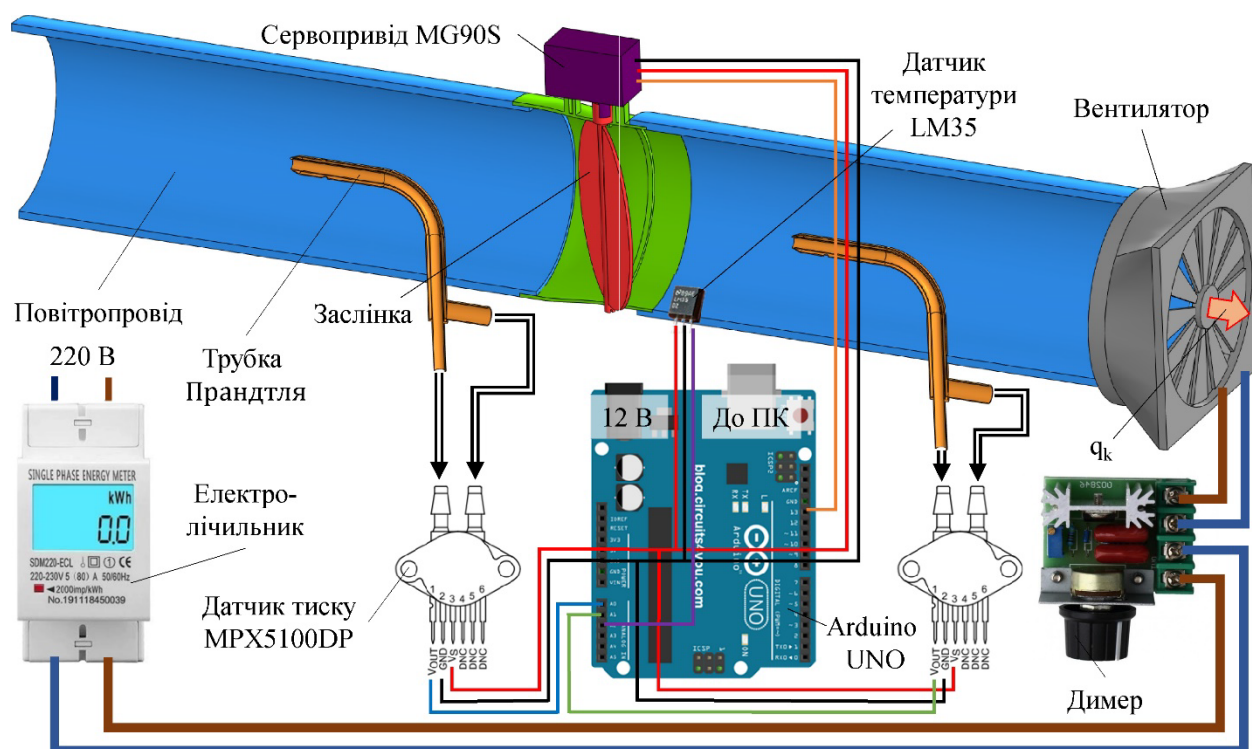
Схема і загальний вигляд лабораторного обладнання наведені на рис. 5.1 (рис. Г.1). Продуктивність витяжного вентилятора CF4113HBL-1000U-A99 регулювалась з використанням димера d-001 P/W. Паралельно з цим визначалась його споживана потужність з використанням електролічильника Bodasan (PMB01-EU). Кут повороту заслінки встановлювався з використанням сервоприводу MG90S і плати керування Arduino Uno.

Тиск в повітропроводі визначався з використанням модернізованої трубки Прандтля, яка була приєднана до датчика тиску MPX5100DP.

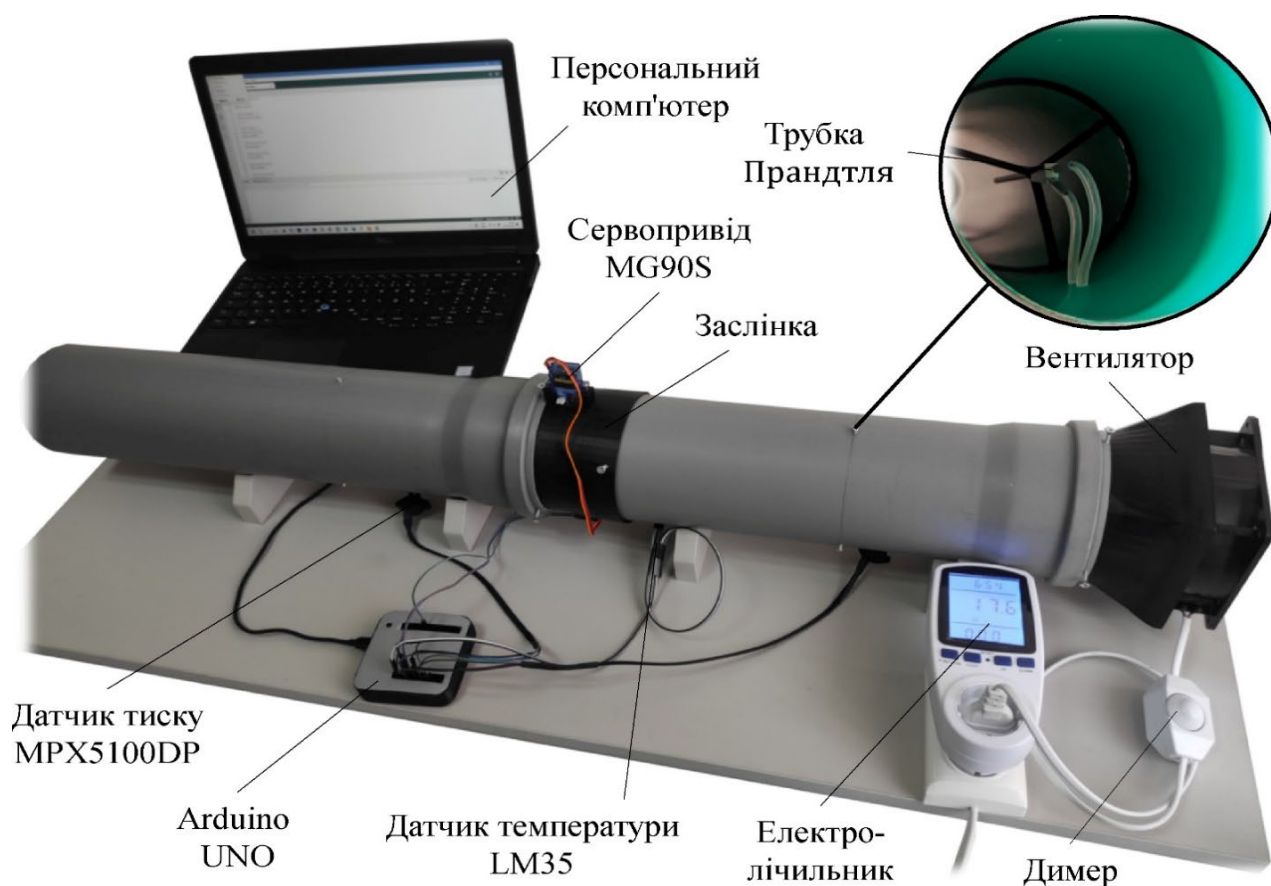
Температура повітря визначалася з використанням датчика температури LM35.

Зчитування інформації з датчиків тиску і температури проводили з використанням плати керування Arduino Uno, яка підключена до персонального комп'ютера зі встановленим програмним середовищем Arduino IDE (табл. Г.1). В середовищі Arduino IDE використана функція осцилографа для визначення середнього значення величин і їх середньоквадратичного відхилення.

Дослідження проведені за повнофакторним планом (кількість дослідів – $5^3 = 125$).



а



б

Рисунок 5.1 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного обладнання для дослідження режимів роботи витяжної заслінки

За отриманими даними повного p_1 і статичного тисків p_2 визначалася швидкість повітряного потоку і перераховані на площу вихідного отвору витрати повітря:

$$V = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} gRT \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}, \quad (5.1)$$

$$q = 3600V \frac{\pi D_p^2}{4} = 900\pi D_p^2 \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} gRT \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}, \quad (5.2)$$

де T – температура повітря, К;

γ – показник адіабати повітря, $\gamma = 1,4$;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

R – газова стала для повітря, $R = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$;

D_p – діаметр повітропроводу, м;

V – швидкість повітряного потоку, м/с;

q – витрати повітря, $\text{м}^3/\text{год}$.

Факторами досліджень обрано: кут повороту заслінки β , швидкість потоку повітря V створений витяжним вентилятором, після заслінки на відстані $3D_p$ (330 мм). Рівні та інтервали факторів наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Рівні та інтервали факторів досліджень

Рівень	Кут повороту заслінки β , °	Швидкість потоку повітря V , м/с
– 1,00	10	2
– 0,75	20	4
– 0,50	30	6
– 0,25	40	8
0	50	10
+ 0,25	60	12
+ 0,50	70	14
+ 0,75	80	15
+ 1,00	90	18

Критеріями досліджень обрано швидкість потоку повітря V до і після заслінки на відстані $3D_p$ (330 мм) та споживану потужність витяжного вентилятора N .

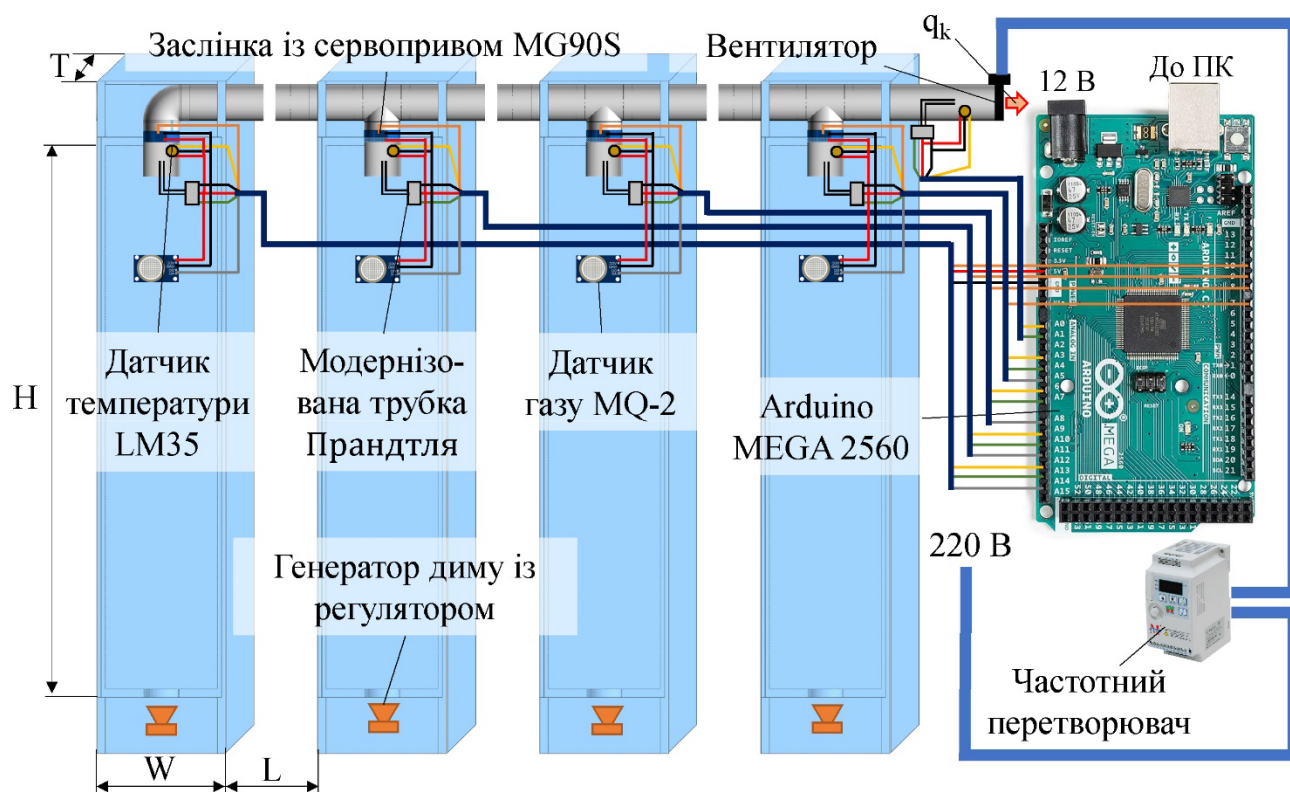
Дослідження проведені за повнофакторним планом із загальною кількістю дослідів $9^2 = 81$.

Наступним етапом є дослідження вентиляційної системи видалення забрудненого повітря.

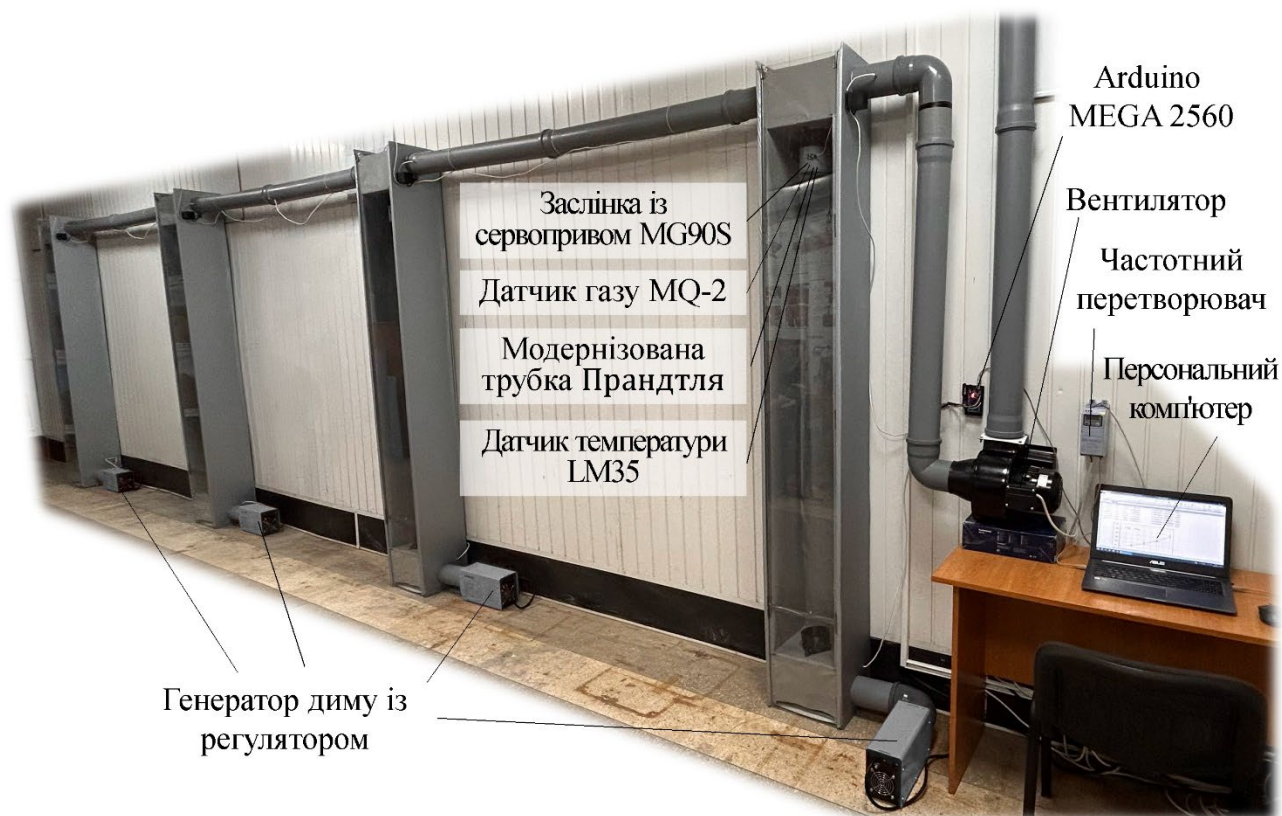
Схему і загальний вигляд лабораторного стенда вентиляційної системи видалення забрудненого повітря наведено на рис. 5.2 (рис. Г.2). Стенд складається з 4 однакових модулів, які з'єднані по засобах повітропроводу довжиною L і діаметром $D = 110$ мм. До одного кінця повітропроводу під'єднано відцентровий вентилятор DUNDAR CT 16.4, продуктивність якого регулювалась з використанням частотного перетворювача CFW300. Частотний перетворювач підключений до персонального комп'ютера і передає інформацію щодо споживаної потужності вентилятора.

Кожен модуль лабораторного стенда виконаний у вигляді прямокутного короба розмірами $H = 2500$ мм, $W = 400$ мм, $T = 400$ мм, бокові і задня стінки 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 датчику газу проводили з використанням плати керування Arduino MEGA 2560, яка підключена до персонального комп'ютера зі встановленим програмним середовищем Arduino IDE.



а



б

Рисунок 5.2 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного стенду для дослідження вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

В середовищі Arduino IDE використана функція осцилографа для визначення середнього значення величин і їх середньоквадратичного відхилення (табл. Г.2).

Для імітації забруднення повітря у приміщенні в нижній частині модуля встановлено генератор диму Antari F-80/Z із регулятором його потоку.

Факторами досліджень обрано (таблиці 5.2):

- витрати повітря Q_{in} , що створює витяжний вентилятор;
- довжина повітропроводу між модулями L_0 '';
- співвідношення концентрації газів в кожному модулі $n_{g1}:n_{g2}:n_{g3}:n_{g4}$.

В таблиці 5.2 фактор співвідношення концентрації газів обраний шляхом рандомізації чисел від 1 до 5. Співвідношення 1:1:1:1 – є контролем.

Таблиця 5.2 – Рівні та інтервали факторів досліджень

Рівень	Витрати повітря Q_{in} , м ³ /год	Довжина повітропроводу між модулями L_0 '', м	Співвідношення концентрації газів $n_{g1}:n_{g2}:n_{g3}:n_{g4}$
– 1,00	100	1	1:1:1:1
– 0,50	200	2	2:1:2:1
0	300	3	2:1:2:4
+ 0,50	400	4	4:5:2:1
+ 1,00	500	5	3:4:1:5

Критеріями досліджень обрано швидкість потоку повітря V перед заслінкою кожного модуля та її відхилення від середньої і споживаної потужності витяжного вентилятора N .

Дослідження проведені за повнофакторним планом із загальною кількістю дослідів $5^2 = 25$.

Результати досліджень порівняли із теоретичною математичною моделлю, яка наведена в розділі 3.2–3.3. Під час порівняння була уточнена передаточна функція системи керування, враховуючи інерційність елементів керування.

Для дискретних та дискретно-безперервних систем поняття дискретної передавальної функції можна визначити таким чином [279, 280]:

$$W(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{\sum_{k=0}^{\infty} y(k)z^{-k}}{\sum_{k=0}^{\infty} u(k)z^{-k}}, \quad (5.3)$$

де $W(z)$ – передаточна функція;

$u(k)$ – вхідний дискретний сигнал системи;

$y(k)$ – дискретний вихідний сигнал системи;

$U(z)$, $Y(z)$ – z -перетворення для сигналів $u(k)$ і $y(k)$ відповідно.

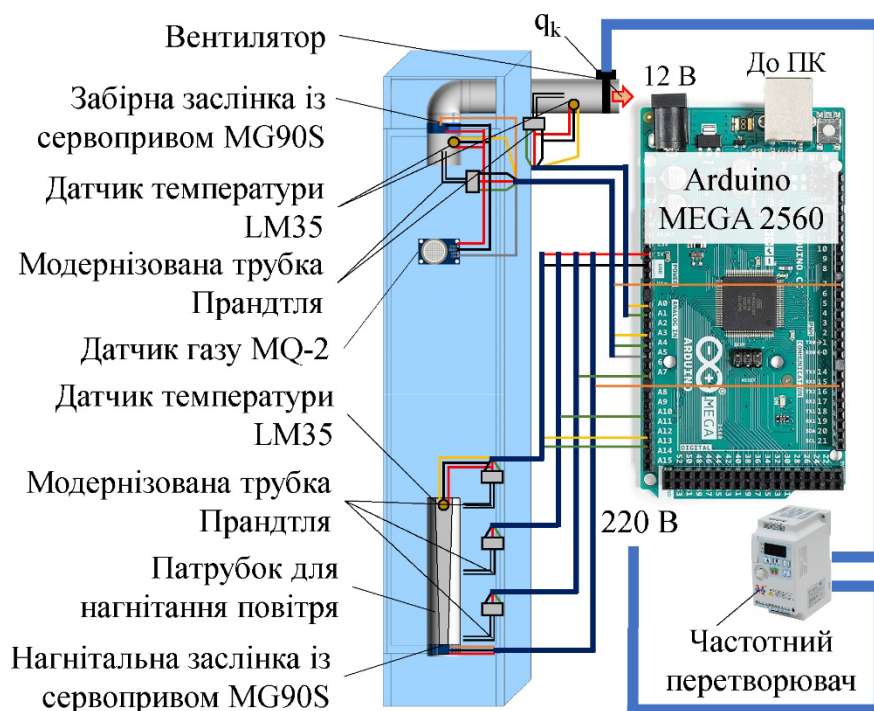
5.3 Методика експериментальних досліджень вентиляційної системи нагнітання чистого повітря

Вентиляційна система нагнітання чистого повітря у відповідності до розділу 3.4 складається з двох елементів центрального повітропроводу для нагнітання повітря і окремих патрубків для нагнітання повітря із заслінками з сервоприводами.

Обґрунтування конструктивних параметрів центрального повітропроводу проведемо у виробничих умовах під час дослідження геотермального процесу нагрівання чистого повітря у вентиляційній системі нагнітання (розділ 5.5).

В цьому розділі зупинимося на дослідженні конструктивних і режимних особливостей патрубків для нагнітання повітря із заслінками з сервоприводами.

Схема і загальний вигляд лабораторного стенда для дослідження патрубків для нагнітання повітря наведені на рис. 5.3 (рис. Д.1). Стенд складається із одного модуля. Опис модуля наведено в розділі 5.2. До одного кінця повітропроводу під'єднано відцентровий вентилятор DUNDAR CT 16.4, продуктивність якого регулювалась з використанням частотного перетворювача CFW300.



а



б

Рисунок 5.3 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного стенда для дослідження патрубків для нагнітання повітря

Частотний перетворювач сумісний з персональним комп'ютером і може передавати інформацію щодо споживаної потужності вентилятора.

У верхній частині модуля встановлено такі самі елементи, які зазначені в розділі 5.2.

В нижній частині модуля встановлено 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 із змінною шириною відповідно до рівняння (3.44).

Для визначення величини розподілу падіння тиску і швидкості потоку повітря на трьох рівнях навпроти щілини патрубку 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.

Знизу патрубка для нагнітання встановлена нагнітальна заслінка із сервоприводом. Кут повороту нагнітальної заслінки дорівнював куту повороту витяжної заслінки і встановлювався з використанням сервоприводу MG90S і плати керування Arduino MEGA 2560 (табл. Д.2).

Факторами досліджень обрано:

- варіант виконання патрубку для нагнітання повітря із повздовжньою щілиною;

- швидкість потоку повітря V (або витрати повітря $Q_{in} = 100\text{--}500$ м³/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 χV для швидкості потоку повітря за довжиною повздовжньої щілини.

5.4 Методика експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу

Для проведення експериментальних досліджень був виготовлений лабораторно-експериментальний зразок теплообмінника побічно-випарного типу за схемою рис. 4.25–4.26 (розділ 4.3).

3D-модель теплообмінника побічно-випарного типу із прийнятими геометричними розмірами наведена на рис. 5.4.

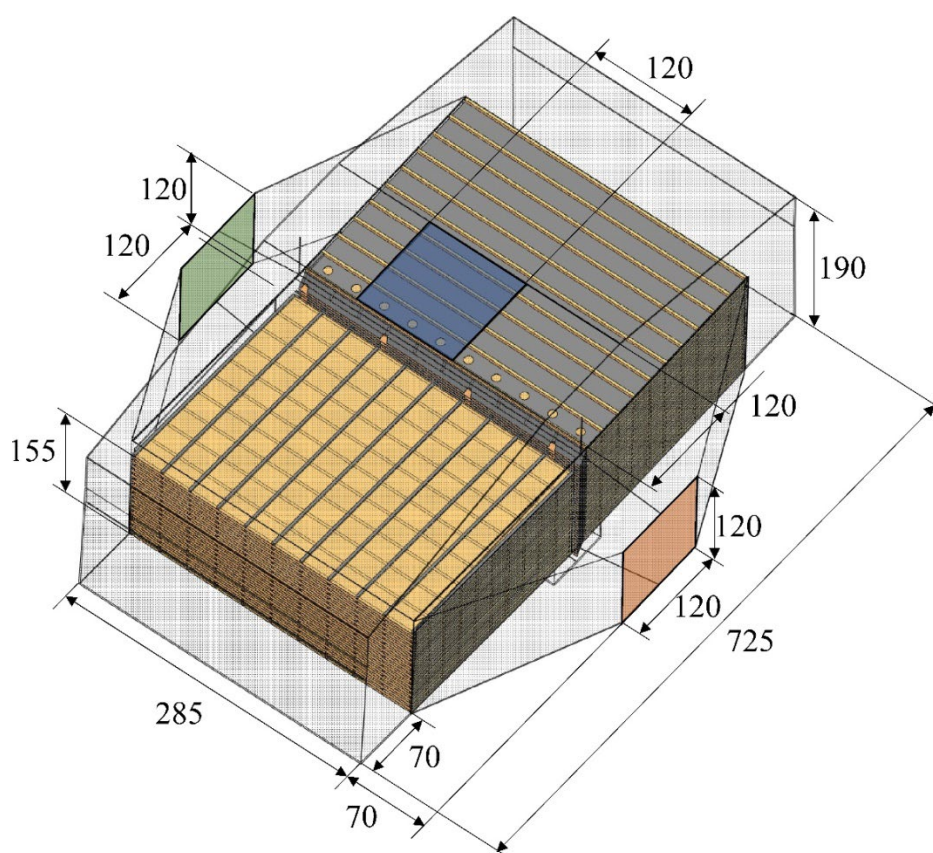


Рисунок 5.4 – 3D-модель теплообмінника побічно-випарного типу із прийнятими геометричними розмірами (в мм)

Теплообмінник побічно-випарного типу складається з тепломасообмінника, який знаходиться в середині термоізованого корпусу. Тепломасообмінник є основною частиною всього теплообмінника побічно-випарного типу, оскільки він є компонентом, що відповідає за фактичне охолодження.

Тепломасообмінник (рис. 5.5) 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 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.

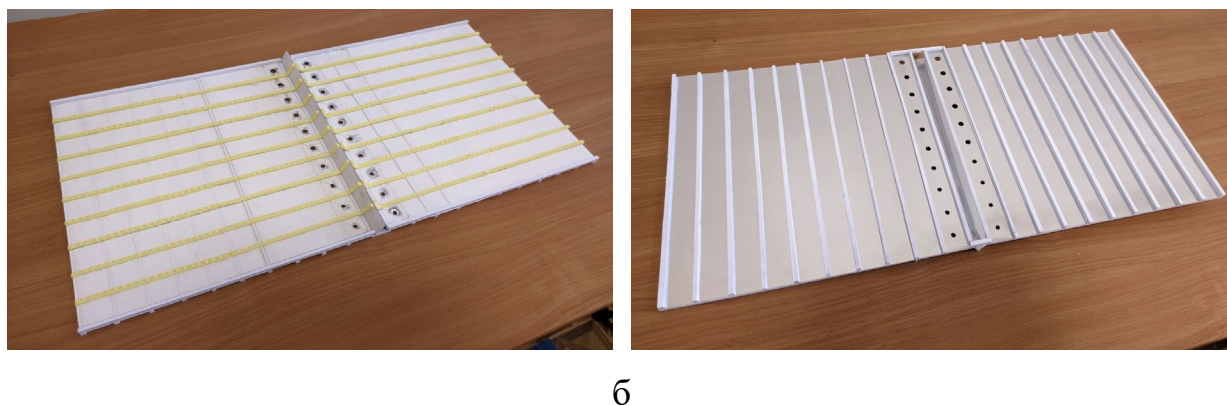
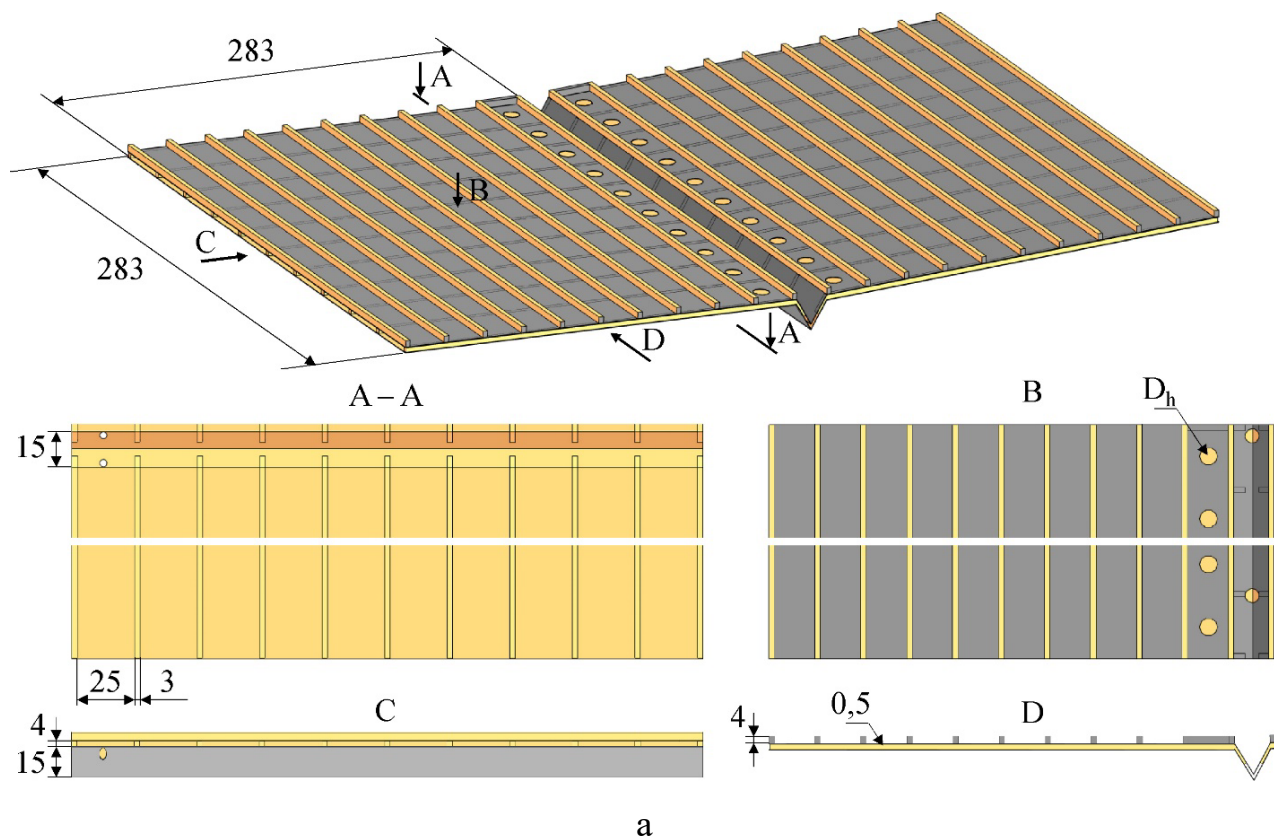


Рисунок 5.5 – 3D-модель (а) і загальний вигляд (б) елементів теплообмінника побічно-випарного типу

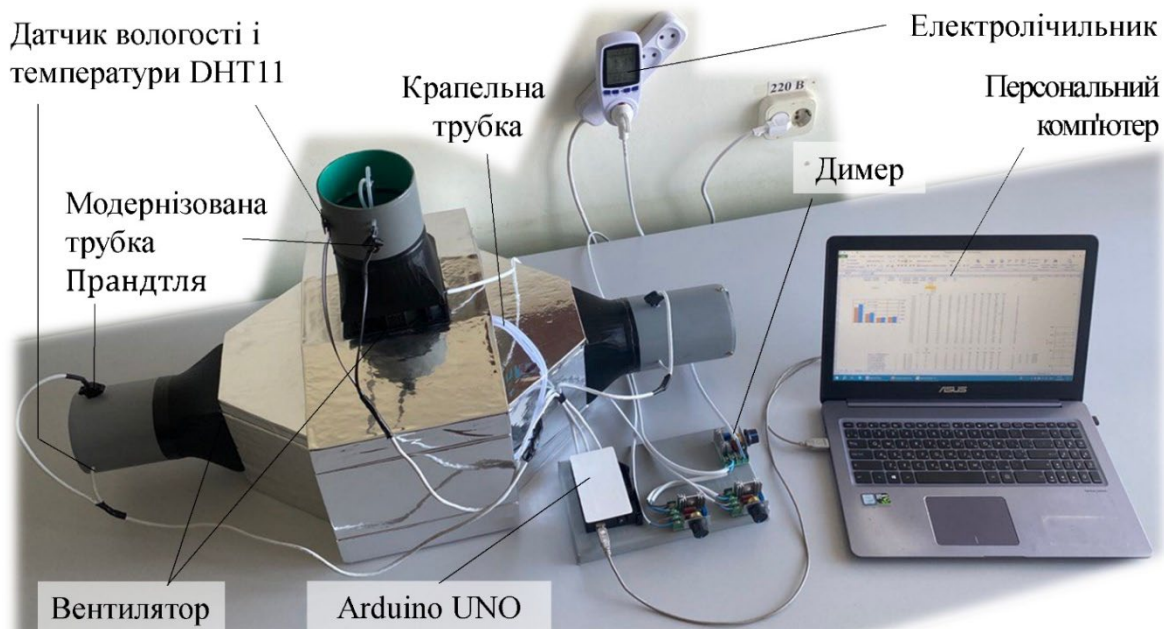
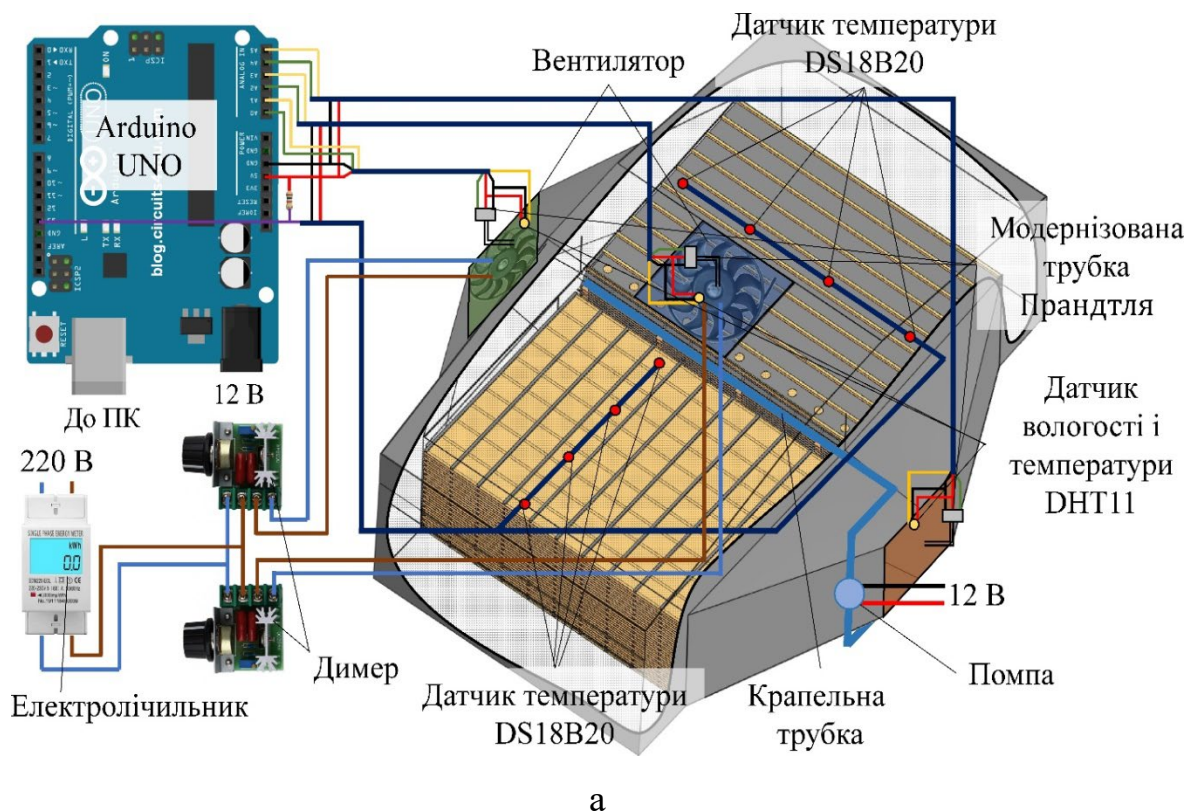
Фотопапір відповідає вимогам, оскільки він має глянцеве покриття з одного боку та волокнистий папір з іншого. Таким чином, фотопапір може успішно виконувати роль теплопровідної стінки, яка забезпечує передачу теплоти, але запобігає передачі маси, оскільки вона непроникна для води завдяки гляцевій поверхні на сухій стороні. Однак для зменшення ймовірності розриву паперу його глянцева сторона додатково була обклеєна фольгою товщиною 0,1 мм. Двостороння клейка стрічка виконує роль розділювача каналів для пластин, сформованих з фотопаперу. Конструкція для вологого та сухого каналів виготовляється шляхом накладання 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 (рис. 5.5) 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 ємність для води, до якої приєднана помпа для перекачування води у верхню частину тепломасообмінника і розподілу її з використанням крапельної трубки.

Лабораторний стенд для проведення досліджень складався з лабораторно-експериментального зразка теплообмінника побічно-випарного типу, в якому встановлено два вентилятор CF4113HBL-1000U-A99, як показано на рис. 5.6 (рис. Е.1). Продуктивність вентиляторів регулювалась з використанням димера 2000W/220V SCR. Димер підключено до мережі 220 В через електрولیчильник 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 (табл. Е.1).



б

Рисунок 5.6 – Схема (а) і загальний вигляд (б) лабораторного стенда для дослідження теплообмінника побічно-випарного типу

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

Дослідження проводились за такими факторами:

- площа отворів між каналами тепломасообмінника (з однаковою площею; з різною площею відповідно до розділу 4);
- витрати повітря у вихідних каналах Q_{in} (100 м³/год, 300 м³/год, 500 м³/год);
- температура T_{in} (20 °С, 26 °С, 32 °С) і абсолютна вологість x_{in} (5 г/кг, 15 г/кг, 25 г/кг) вхідного повітря.

Критеріями досліджень є:

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

Дослідження проведені за планом Бокса-Бенкена (кількість дослідів – 15).

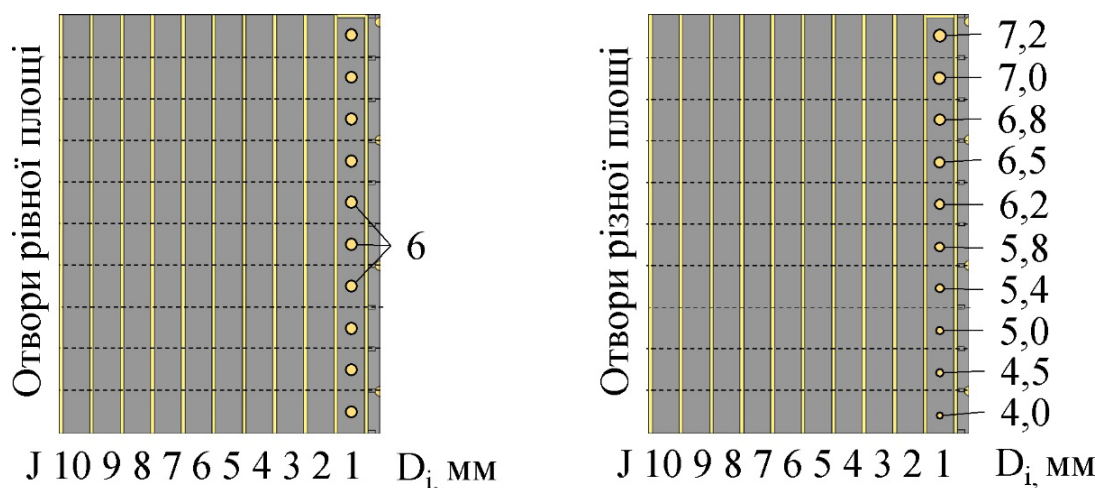


Рисунок 5.7 – Схема розташування отворів між каналами тепломасообмінника

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

5.5 Методика експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику

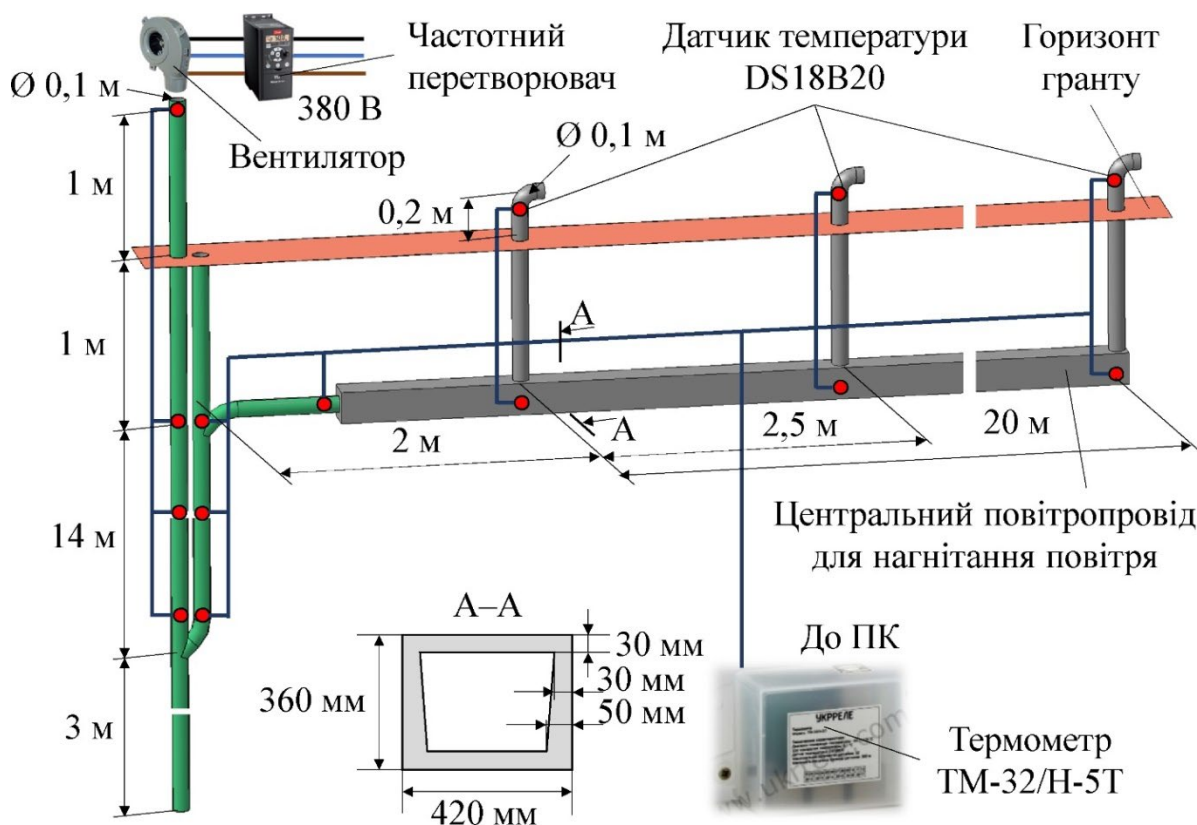
Дослідження процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику проведено у виробничих умовах на свинофермі ПСП «Агрофірма Нападівська» (Вінницька область). В одному з приміщень для відгодівлі свиней з 2010 року використовується вентиляція підлогового каналу (рис. 5.8).



Повітропроводи вентиляційної системи подачі повітря

Рисунок 5.8 – Вентиляція підлогового каналу приміщення для відгодівлі свиней ПСП «Агрофірма Нападівська»

Для підвищення ефективності функціонування системи нагнітання чистого повітря і для проведення експериментальних досліджень за приміщенням для відгодівлі свиней змонтовано U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник. Вихідний патрубок ґрунтового теплообмінника підключено до однієї з ліній системи нагнітання чистого повітря на глибині 1 м від поверхні ґрунту. Загальна довжина свердловини – 18 м. На глибині 3 м повітропровід був теплоізований. Останні 3 м зроблені для збору конденсованої води. Конструктивно-технологічна схема і загальний вигляд дослідної установки наведена на рис. 5.9.



а



Вентилятор для нагнітання
повітря



Частотний перетворювач і обладнання
для реєстрації температури

б

Рисунок 5.9 – Схема (а) і загальний вигляд (б) ґрунтового теплообмінника

Показники кліматичних умов проведення досліджень визначали за даними замірювань температури та вологості повітря на початку кожної серії вимірювань і вносили до таблиці даних Excel.

За результатами чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику, можна зробити висновок що його характер залежить від ряду факторів. Відповідно, в експериментальних дослідженнях цього процесу необхідно виходити із технологічних можливостей зміни параметрів, а це потребує проведення великої кількості дослідів. Для скорочення числа дослідів при збереженні достовірності інформації про технологічний процес використані методи теорії планування експериментів.

На процес тепловідбору з ґрунтового масиву впливають: тип та вологість ґрунту, час експлуатації геотермальної вентиляції на певному режимі (нагрівання чи охолодження припливного повітря), температура зовнішнього повітря, об'ємна подача повітря, діаметр, довжина, кількість, міжосьова відстань і розташування ґрунтових теплообмінників.

Тип ґрунту – чорнозем опідзолений, на якому розміщена свиноферма.

Геометричні розміри обрані з теоретичних розрахунків (розділи 4.4–4.5) і наведені на рис. 5.9, а.

Силовую повітряною установкою використано відцентровий вентилятор DUNDAR CT 16.4 (максимальні витрати повітря – 850 м³/год).

Дослідження проведено при варіюванні значень таких факторів:

– потік повітря на 3 рівнях, мінімальний (200 м³/год), середній (500 м³/год) та максимальний (800 м³/год), що визначені після калібрування швидкістю обертів електродвигуна вентилятора та регулювались перетворювачем частоти FC 51 серії VLT Micro (частота струму 10; 30; 50 Гц) за умови стійкої роботи на заданій частоті; вимірювали потік повітря багатофункціональним пристроєм Solomat MPM 500E;

– температуру повітря в ґрунтовому теплообміннику фіксували і записували 6 разів на день.

Центральний повітропровід для нагнітання повітря на відгодівельній свинофермі ПСП «Агрофірма Нападівська» закладений ще на етапі будівництва

і виконаний у вигляді лотка інженерних мереж Л 1-8/2 (рис. 5.9, а), який проходив під свинарським приміщенням. Патрубки для нагнітання повітря, які виходили з центрального повітропроводу виготовлені із поліпропіленової труби (рис. 5.8).

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 по 01.02.2022 рр. (рис. Ж.1).

В ході досліджень фіксувалась динаміка зміни температури, яка отримана з кожного датчику за весь час проведення дослідів.

Потужність двигуна відцентрового вентилятора визначалася перетворювачем частоти.

Для характерних низьких (зимовий період року), високих (літній період року) і середніх (осінній і весняний періоди) температур T_{in} було проведено варіювання подачею повітряного потоку Q_{in} .

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 , що розраховується за формулами (4.62)–(4.63). Дослідження проведені за повнофакторним планом (кількість дослідів – $3^2 = 9$).

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

5.6 Методика статистичної обробки експериментальних даних

Методика експериментальних досліджень системи забезпечення мікроклімату базувалась на математичному плануванні експериментів і включає: визначення рівня значимих параметрів і діапазону їх варіювання; розробку матриці планування експериментів; проведення експериментів;

перевірку відтворюваності експериментів; визначення коефіцієнтів моделі (рівняння регресії); перевірку статистичної значимості коефіцієнтів моделі; перевірку адекватності моделі.

Планування та обробка даних проводиться згідно описаних в літературі [281, 282, 283, 284, 285, 286] методиках. Обробка результатів методом множинної регресії та визначення залежностей і впливових факторів по рівню р значимості – в програмі Wolfram Cloud та Excel.

Математичне планування експериментів скорочує обсяг досліджень, зменшує число дослідів у кілька разів; дозволяє одержати кількісну оцінку впливу факторів; дає можливість отримати необхідну математичну модель процесу; визначити оптимальні умови його протікання тощо [281].

Для опису області оптимуму найчастіше використовуються плани другого порядку, що дають можливість одержати математичну модель у вигляді полінома другого порядку [281, 282, 285]:

$$y = b_0 + b_i x_i + b_{ij} x_i x_j + b_{ii} x_i^2, \quad (5.4)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коефіцієнти регресії.

Модель вважається адекватною, якщо вона представляє дослідні дані з похибкою, яка не перевищує похибки досліду. Для перевірки моделі визначається її адекватність за допомогою дисперсій відтворення досліду і виконується перевірка стандартним методом за критерієм Фішера.

Найбільш економічним є варіювання факторів на трьох рівнях [281] з кодуванням факторів по формулі

$$x_i = \frac{X_i - X_{oi}}{\varepsilon}, \quad (5.5)$$

де x_i – кодоване значення фактору (безрозмірна величина), для верхнього, центрального та нижнього рівнів, позначені відповідно +1, 0 і -1;

X_i – натуральне значення фактора;

X_{oi} – натуральне значення факторів на нульовому рівні;

ε – натуральне значення інтервалу варіювання фактора.

Дані, отримані за результатами декількох рівнобіжних вимірювань, відповідно до центральної граничної теореми, розподіляються по нормальному закону. Вони замінюються середнім арифметичним значенням, тобто найбільш ймовірним значенням вимірюваної величини [283, 284].

У роботі прийнята триразова повторність дослідів, що забезпечує з ймовірністю 95 % помилку менше трьох стандартних відхилень [281].

При повторному вимірюванні величини отримані результати можуть викликати сумнів у їх вірогідності, тому виконується перевірка гіпотез про грубі помилки і про випадковість вибірки. Гіпотеза виключення грубих помилок використовує критерій Стюдента [281] і метод різниць.

$$t = \frac{Y_{\max, \min} - \bar{Y}_{k-1}}{S}, \quad (5.6)$$

де $Y_{\max, \min}$ – відповідно мінімальне та максимальне значення результатів вимірювань;

$\bar{Y}_{k-1}$ – середньоарифметичне значення результатів вимірювань розраховане для послідовних результатів (за виключенням сумнівного) $\bar{Y}_{k-1} = K1/(k-1)$

$$\bar{Y} = \frac{\sum_{i=1}^k Y_i}{k-1}, \quad (5.7)$$

де k – повторюваність експерименту;

Y_i – значення i -го вимірювання;

S – стандарт, розрахований для наступних результатів вимірювань (за значенням сумнівного) та дорівнює:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})^2}{k-2}}, \quad (5.8)$$

При $t > t_2$, $k-1$ значення, яке розглядається є грубою помилкою з прийнятою вірогідністю.

Гіпотеза про випадкову помилку використовує метод різностей, тобто критерій τ [281, 283, 284]:

$$\tau = \frac{c^2}{s_k^2}, \quad (5.9)$$

де $c^2 = \frac{1}{2(k-1)} \sum_{i=1}^k (Y_{i+1} - Y_i)^2,$

s_k^2 – скорегована дисперсія кожної серії вимірювань, $s_k^2 = \frac{1}{2(k-1)} \sum_{i=1}^k (Y_{i+1})^2,$

$\bar{Y}_k$ – середньоарифметичне значення вимірювань.

За умови, що $\tau < \tau_{kp} = \tau_\alpha$, $k-1$ гіпотеза про випадковість вибірки відторгається, тобто вибірка не випадкова з вірогідністю α [281].

Критерієм такої оцінки приймається критерій ступеня надійності [281]

$$\varepsilon' = |x_c - \bar{X}| / [\sigma_x \sqrt{(n+1)/n}], \quad (5.10)$$

де ε' – ступінь надійності отриманого результату при вимірюванні;

x_c – сумнівний результат;

$\bar{X}$ – математичне очікування;

σ_x – середнє квадратичне відхилення;

n – кількість точок експериментальних даних.

Розрахований критерій ε' порівнюється з табличним ε_t для прийнятого рівня імовірності p . Якщо $\varepsilon' > \varepsilon_t$, то сумнівна точка виключається з масиву і їх кількість зменшується на одиницю. При $\varepsilon' < \varepsilon_t$, аналізована точка зберігається.

Відтворюваність дослідів перевіряється за критерієм Кохрена [281, 283, 284] з виконанням 2–4 серій рівнобіжних дослідів у розглянутій схемі зміни факторів при 3-х повторах на кожному рівні.

У дослідженнях прийнята трикратна повторність дослідів. Дані, отримані за результатами паралельних замірів, згідно центральної граничної теореми, розподіляються по нормальному закону. Вони замінюються середнім арифметичним значенням, тобто найбільш імовірним значенням величини, що вимірюється [281]. При неодноразовому вимірюванні певні із величин

отриманих результатів можуть викликати сумнів у їх достовірності, тому здійснюється перевірка гіпотез про грубі помилки та про випадковість вибірки за допомогою гіпотези виключення грубих помилок із використанням критерію Стюдента й методу різниць [281, 283, 284].

За умови, що гіпотеза про випадковість вибірки відкидається, тобто вибірка не випадкова, що забезпечує з імовірністю 95 % помилку менше трьох стандартів [281].

Коефіцієнти математичної моделі другого порядку розраховуються за допомогою Wolfram Cloud. Перевірка їхньої значимості виконується за критерієм Стюдента [281], а придатність отриманої математичної моделі, тобто її адекватність перевіряється за допомогою критерію Фішера [281].

Розрахункові і експериментальні дані, одержані в процесі досліджень обробляються методом математичної статистики, а окремо – графоаналітичним методом.

Користуючись методом варіаційної статистики визначаються:

– середнє арифметичне значення вимірювальної величини

$$X_{cp} = (\sum x_i)/n; \quad (5.11)$$

– середнє квадратичне відхилення

$$\sigma = \{[\sum(x\mu^2 - xp^2)]/(n - 1)\}^{-0.5}; \quad (5.12)$$

– коефіцієнт варіації

$$V_x = (\sigma/x_{cp}) \cdot 100 \%; \quad (5.13)$$

– помилка середнього арифметичного

$$\pm \Delta = \sigma_i/n; \quad (5.14)$$

– точність досліджу

$$p = (m/x_{cp}) \cdot 100 \%; \quad (5.15)$$

де n – кількість дослідів;

x_i – поточне значення досліджуваного параметра.

Результати дослідів обробляються загальноприйнятими методами статистичної обробки експериментальних даних і крім табличної форми представлення оформляються у графічному вигляді, а також у вигляді

аналітичних залежностей, при яких більш наочно проглядається взаємозв'язок досліджуваних факторів.

Абсолютна та відносна похибка вимірювань розраховується відповідно за формулами [281]:

$$m = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y}_k)^2}{k(k-1)}}, \quad (5.16)$$

$$\Delta_o = \frac{m}{\bar{Y}_k} 100\%. \quad (5.17)$$

З урахуванням систематичної помилки приладу Δ_n , який використовується у вимірюваннях, остаточний результат вимірювань розраховується за формулою:

$$Y = \bar{Y}_k [1 \pm (\Delta_o + \Delta_n)]. \quad (5.18)$$

РОЗДІЛ 6

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИСТЕМИ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ СВИНАРСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ6.1 Результати експериментальних досліджень вентиляційної
системи видалення забрудненого повітря

За результатами першого етапу експериментальних досліджень, який проводився на лабораторному стенді (рис. 5.1) встановлено динаміку зміни швидкості на вході і виході з заслінки V_{in} , V_{out} під час її повертання на заданий кут β (рис. 6.1).

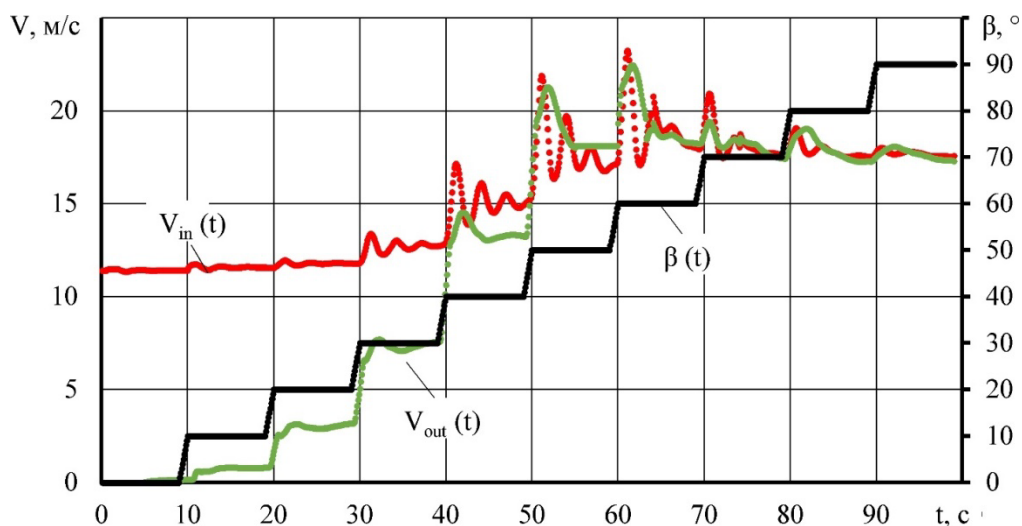


Рисунок 6.1 – Динаміка зміни швидкості на вході і виході з заслінки $V_{in}(t)$, $V_{out}(t)$ під час її повертання на заданий кут $\beta(t)$

З рисунку 6.1 видно, що при поетапному відкритті заслінок на заданий кут $\beta(t)$, швидкість на вході $V_{in}(t)$ збільшується з 11,42 м/с до 17,98 м/с. Це можна пояснити тим фактом, що заслінка створює певний пневматичний опір і потік повітря повертається в протилежному напрямку, зменшуючи при цьому загальну швидкість вхідного повітря. Також на виході швидкість потоку повітря $V_{out}(t)$ збільшується з 0,08 м/с до 17,83 м/с. Цікавими є моменти відкриття заслінки, які відбуваються впродовж 1 с. Тут спостерігають значне підвищення швидкості, як на вході, так і на виході. Це зумовлено виникненням

турбулентного руху. Далі після відкриття заслінки на заданий кут швидкість спадає і стабілізується. Тому в подальших розрахунках будемо використовувати стабілізоване значення швидкості V_{out} .

Змінюючи вхідну швидкість потоку повітря за допомогою димера, що контролювалося за значенням $V_{in}(t = 100 \text{ с})$ і кут повороту заслінки β у відповідності до табл. 5.1 отримані дані, які зведені в табл. И.1.

Побудувавши тривимірний графік експериментальних даних (рис. 6.2) можна провести їх апроксимацію в програмному пакеті Wolfram Cloud використовуючи функцію NonlinearModelFit.

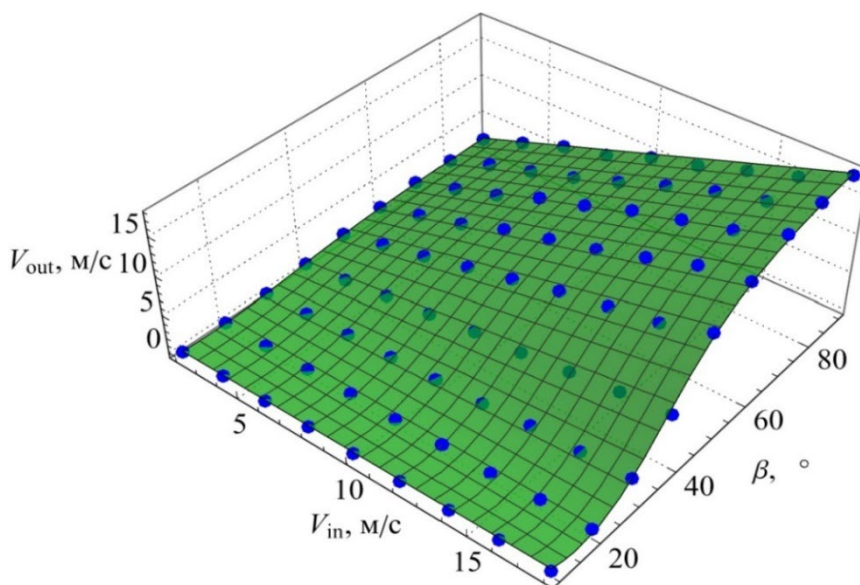


Рисунок 6.2 – Залежність вихідної швидкості потоку повітря V_{out} від вхідної швидкості V_{in} і кута повороту заслінки β

Наочно з рис. 6.2 експериментальні дані (сині точки) утворюють лінійну залежність відносно вхідної швидкості повітряного потоку V_{in} і залежність типу «arctg» відносно кута повороту заслінки β . Так в закодованому вигляді рівняння має вигляд:

$$V_{out} = 5,42863 + 5,59269 X_1 \times \arctg(1,35715 + 3,31601 X_2 + 1,98998 X_2^2), \quad (6.1)$$

де X_1 , X_2 – закодоване значення факторів V_{in} і β відповідно.

Результати статичної обробки рівняння (6.1) наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Результати статичної обробки рівняння (6.1)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Ст'юдента	Ймовірність
a ₁	5,42863	0,443587	12,238	1,19699·10 ⁻¹⁹
a ₂	5,59269	1,45529	3,84301	0,000250417
a ₃	1,35715	1,17623	1,15381	0,252194
a ₄	3,31601	3,79226	0,874414	0,384647
a ₅	1,98998	2,85363	0,69735	0,487712
		DF	SS	MS
Модель		5	3346,15	669,229
Помилка		76	1211,31	15,9383
Невиправлена сума		81	4557,46	—
Виправлена сума		80	2170,38	—

$$^1 V_{\text{out}} = a_1 + a_2 x_1 \arctg(a_3 + a_4 x_2 + a_5 x_2^2)$$

Розраховане значення критерію Фішера F становить $MS_{\text{модель}}/MS_{\text{помилка}} = 41,99$. Для рівня значущості 0,05 та ступенів свободи 5 для моделі та 76 для помилки, критичне значення F з таблиці становить приблизно 2,45. Оскільки 41,99 перевищує 2,45, нульову гіпотезу про рівність дисперсій слід відхилити. Це свідчить про статистично значущі відмінності між групами. Порівнюючи експериментальні дані із отриманою моделлю за коефіцієнтом кореляції $R = 0,784$, згідно шкали Чедокка визначається як висока сила кореляції.

Провівши розкодування рівняння (6.1) маємо:

$$V_{\text{out}} = 0,0446 + 0,689 V_{\text{in}} \times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2). \quad (6.2)$$

Графічна інтерпретація рівняння (6.2) наведена на рис. 6.2 (зелена поверхня).

Враховуючи діаметр повітропроводу D_p витрати повітря q_{out} через заслінку можна розрахувати за залежністю:

$$\begin{aligned} q_{\text{out}}(V_{\text{in}}, \beta, D_p) &= (3600 \pi D_p^2/4) \cdot (0,0446 + 0,689 V_{\text{in}} \times \\ &\times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2)) = \\ &= 126,02 D_p^2 + 1\,947,5 D_p^2 V_{\text{in}} \times \\ &\times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2). \end{aligned} \quad (6.3)$$

Коефіцієнт зниження швидкості потоку повітря ι через заслінку можна розрахувати за залежністю:

$$\iota = V^{\text{out}}/V^{\text{in}} = 0,0446 / V^{\text{in}} + 0,689 \times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2). \quad (6.4)$$

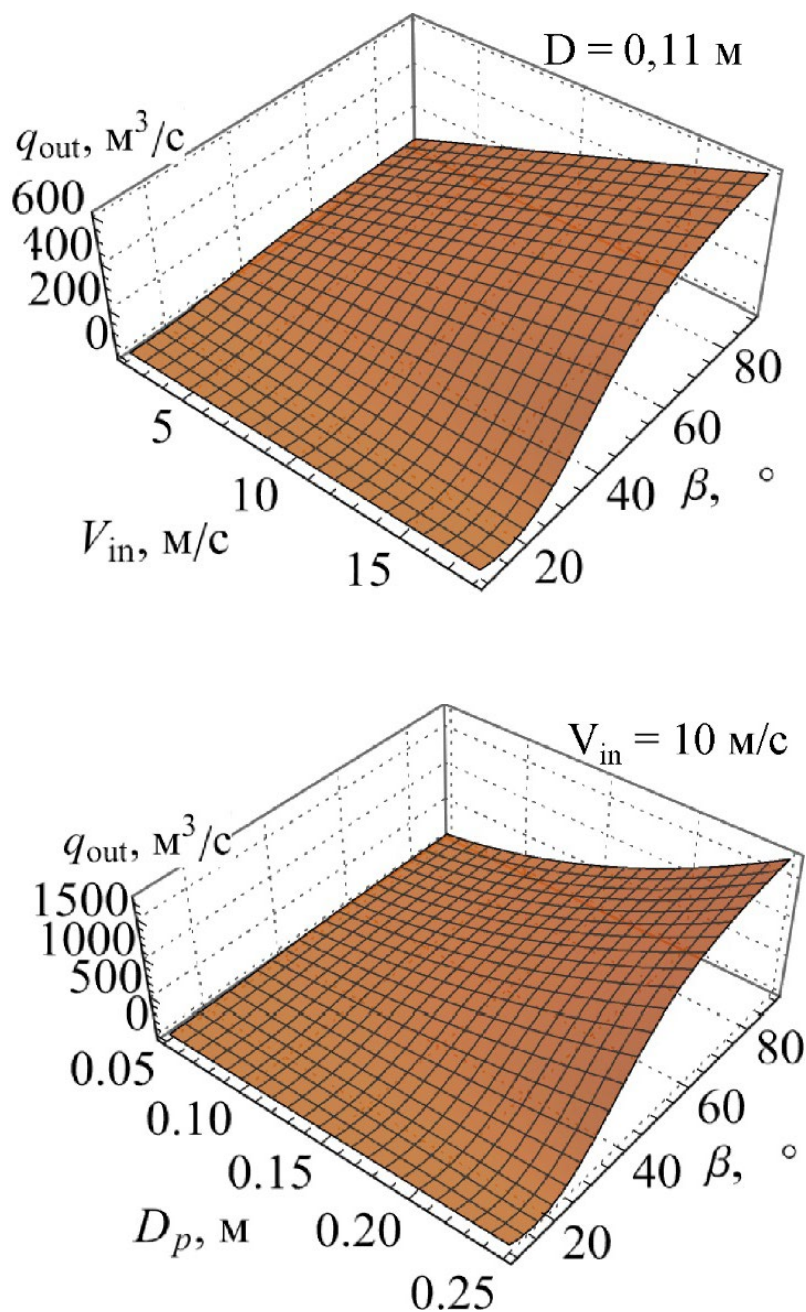


Рисунок 6.3 – Залежність витрат повітря q_{out} через заслінку від вхідної швидкості V_{in} і кута повороту заслінки β

Графічна інтерпретація залежності (6.4) наведена на рис. 6.4.

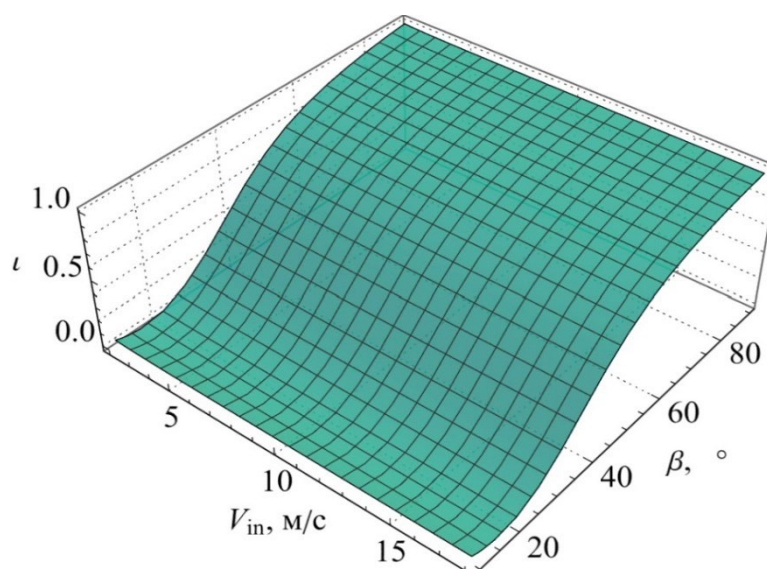


Рисунок 6.4 – Залежність коефіцієнта зниження швидкості потоку повітря ι через заслінку від вхідної швидкості V_{in} і кута повороту заслінки β

З рис. 6.4 видно, що вхідна швидкість V_{in} в зазначеному діапазоні не впливає на коефіцієнт зниження швидкості потоку повітря ι . Тобто коефіцієнт ι залежить лише від кута повороту заслінки β , що є цілком логічним. Даний коефіцієнт потребує врахування в моделі розділу 3.2.

Залежність потужності N_{damp} , що споживається вентилятором згідно табл. И.1, з використанням програмного пакету Wolfram Cloud в закодованому вигляді можна представити таким чином:

$$N_{damp} = 49,7015 + 41,3971 x_1 + 20,1834 x_1^2 - 4,84245 x_2 - 3,34054 x_1 x_2 - 0,324002 x_2^2, \quad (6.5)$$

де x_1 , x_2 – закодоване значення факторів V_{in} і β відповідно.

Результати статичної обробки рівняння (6.5) наведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Результати статичної обробки рівняння (6.5)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стюдента	Ймовірність
a_{00}	49,7015	0,439998	112,958	$1,63941 \cdot 10^{-85}$
a_{10}	41,3971	0,359387	115,188	$3,81587 \cdot 10^{-86}$
a_{20}	- 4,84245	0,359387	- 13,4742	$1,01467 \cdot 10^{-21}$
a_{12}	- 3,34054	0,55676	- 5,99996	$6,48143 \cdot 10^{-8}$
a_{11}	20,1834	0,634487	31,8106	$2,7262 \cdot 10^{-45}$
a_{22}	- 0,324002	0,634487	- 0,510652	0,611095

Провівши розкодування рівняння (6.5) маємо:

$$N_{\text{damp}} = 30,33 - 0,0167 \beta - 0,611 V - 0,0104 \beta V + 0,3154 V^2, \quad (6.6)$$

Графічна інтерпретація рівняння (6.6) наведена на рис. 6.5.

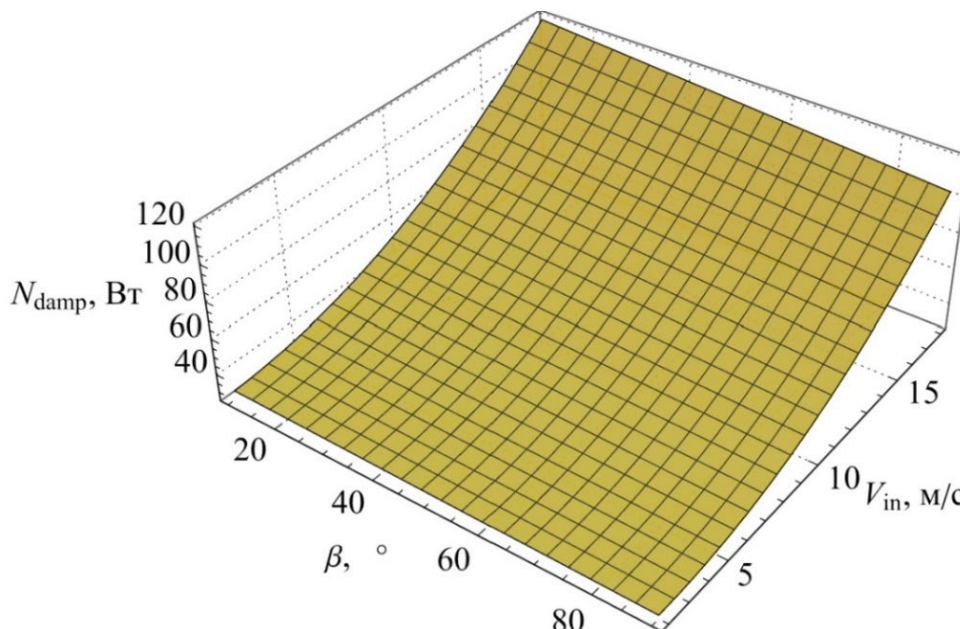


Рисунок 6.5 – Залежність споживаної вентилятором потужності N_{damp} від вхідної швидкості V_{in} і кута повороту заслінки β

З рис. 6.5 видно, що зі збільшенням швидкості потоку V_{in} потужність двигуна N_{damp} збільшується. Також при закритті заслінки спостерігається збільшення споживаної потужності N_{damp} на 18–20 %.

Для подальшого обґрунтування алгоритму роботи блока керування автоматичної вентиляційної системи видалення забрудненого повітря згідно з розділом 3.2 проведемо перетворення залежності (6.2) до умовної площі отворів σ_{out} у патрубках для видалення повітря. Для цього скористаємося тотожністю, що витрати повітря на вході і виході з патрубка є однаковими. Тоді:

$$V_{\text{in}} \sigma_{\text{in}} = V_{\text{out}} \sigma_{\text{out}}, \quad (6.7)$$

$$\sigma_{\text{out}} = (V_{\text{in}}/V_{\text{out}}) \sigma_{\text{in}}, \quad (6.8)$$

$$\sigma_{\text{out}} = \sigma_{\text{in}} V_{\text{in}} / (0,0446 + 0,689 V_{\text{in}} \times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2)), \quad (6.9)$$

де σ_{in} – площа патрубка.

Оскільки діаметр патрубку складав 0,11 м, то рівняння (6.9) має вигляд

$$\sigma_{out} = 0,0095 V_{in} / (0,0446 + 0,689 V_{in} \times \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2)). \quad (6.10)$$

Графічна інтерпретація залежності (6.10) наведена на рис. 6.6, з якої наочно видно, що умовна площа отворів σ_{out} у патрубках для видалення повітря залежить лише від кута повороту заслінки β . Тобто можемо в подальшому користуватися отриманою залежністю.

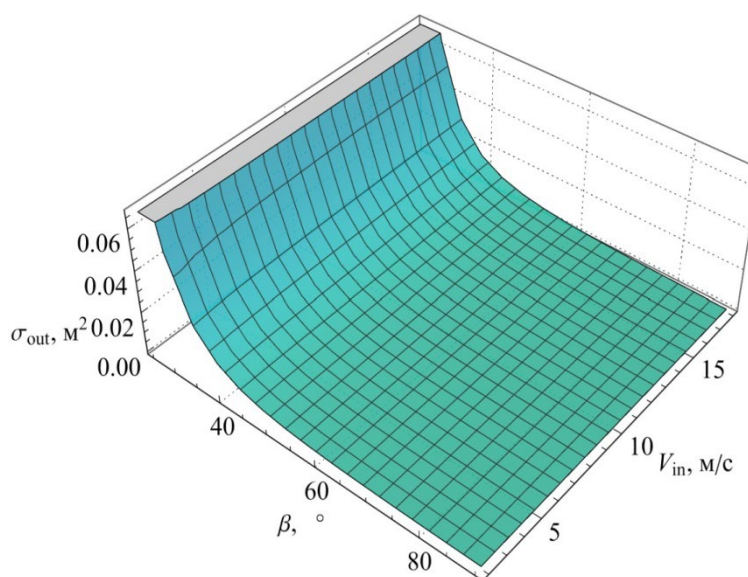


Рисунок 6.6 – Залежність умовної площі отвору σ_{out} у патрубку для видалення повітря від вхідної швидкості V_{in} і кута повороту заслінки β

Прибравши незначущий вираз $0,0446 / V_{in}$, остаточно маємо

$$\sigma_{out} = 0,0138 / \arctg(0,331 - 0,0436 \beta + 0,001302 \beta^2). \quad (6.11)$$

Залежність (6.11) може бути використана, як передаточна функція системи керування (5.3).

Згідно з методикою досліджень (розділ 5.2) прийняте співвідношення концентрацій газів, що встановлена з використанням регулятора на генераторі диму, відповідала значенням табл. 6.3. Датчик газу MQ-2 визначив концентрації, які наведені в табл. 6.3. Водночас плата керування Arduino MEGA 2560 встановила кути повороту заслінок у відповідності до закладених залежностей (3.19) і (6.11).

Таблиця 6.3 – Відповідність кутів повороту заслінок до співвідношення концентрації газів

Співвідношення концентрації газів	1:1:1:1		2:1:2:1		2:1:2:4		4:5:2:1		3:4:1:5	
	$n_g, \%$	$\beta_g, ^\circ$	$n_g, \%$	$\beta_g, ^\circ$	$n_g, \%$	$\beta_g, ^\circ$	$n_g, \%$	$\beta_g, ^\circ$	$n_g, \%$	$\beta_g, ^\circ$
1	24,9	33,6	33,8	33,4	22,9	44,3	33,0	36,7	22,1	42,9
2	25,1	33,5	16,6	47,9	10,5	83,1	42,3	33,4	31,3	36,6
3	25,5	33,2	33,1	33,6	23,2	44,0	15,8	54,0	7,1	90,0
4	24,6	33,8	17,2	46,8	45,1	33,4	8,5	90,0	39,5	33,4
Похибка	$\pm 1,5$	$\pm 0,1$	$\pm 1,5$	$\pm 0,1$	$\pm 1,5$	$\pm 0,1$	$\pm 1,5$	$\pm 0,1$	$\pm 1,5$	$\pm 0,1$

Результати вимірювань швидкості потоку повітря V перед заслінкою кожного модуля та її відхилення від середньої і споживаної потужності витяжного вентилятора N наведена в табл. К.1. Аналіз таблиці дає змогу стверджувати, що середнє значення швидкості є майже однаковою 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.

Відповідно до табл. К.1 встановлено, що співвідношення концентрації газів суттєво не впливає на споживану потужність вентилятора. Продовжуючи дослідження, ми будемо оперувати цими даними.

Залежність споживаної вентилятором потужності N згідно табл. К.1, з використання програмного пакету Wolfram Cloud в закодованому вигляді можна представити таким чином:

$$N = 106,05 + 52,7607 X_1 - 0,0000401818 X_1^2 + 136,447 X_2 + 0,864 X_1 X_2 + 84,421 X_2^2, \quad (6.12)$$

де X_1, X_2 – закодоване значення факторів L_0 і V_{in} відповідно.

Результати статичної обробки рівняння (6.12) наведені в табл. 6.4.

Провівши розкодування рівняння (6.12) і прибравши незначущі коефіцієнти регресії за критерієм Стюдента маємо:

$$N = 127,02 - 17,85 L_0 - 0,8203 Q_{in} + 0,118 L_0 Q_{in} + 0,00211 Q_{in}^2. \quad (6.13)$$

Таблиця 6.4 – Результати статичної обробки рівняння (6.12)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стьюдента	Ймовірність
a_{00}	106,05	6,17272	17,1805	$4,94534 \cdot 10^{-13}$
a_{10}	52,7607	4,44487	11,87	$3,1134 \cdot 10^{-10}$
a_{20}	136,447	4,44487	30,6976	$1,17919 \cdot 10^{-17}$
a_{12}	70,864	6,28599	11,2733	$7,38577 \cdot 10^{-10}$
a_{11}	-0,0000401	7,5132	$-5,34816 \cdot 10^{-6}$	0,999996
a_{22}	84,421	7,5132	11,2364	$7,80053 \cdot 10^{-10}$

Графічна інтерпретація рівняння (6.13) наведена на рис. 6.7.

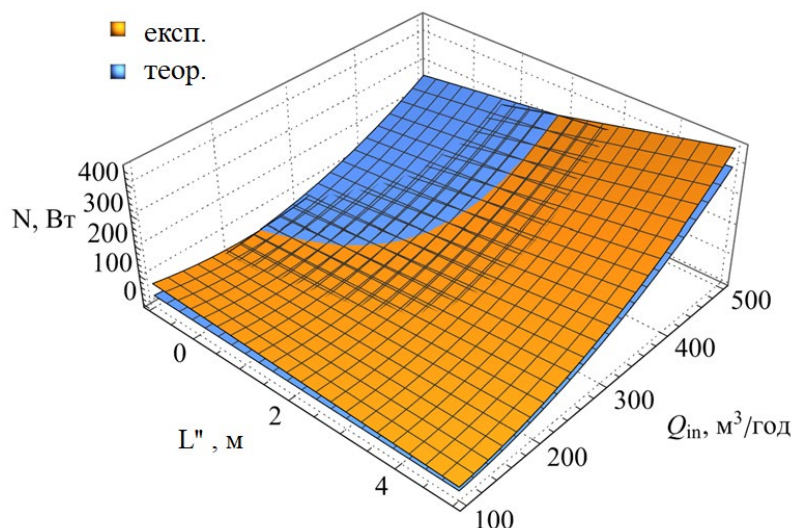


Рисунок 6.7 – Залежність споживаної потужності N від довжини повітропроводу між модулями L_0'' і витрат повітря Q_{in}

З рис. 6.7 видно, що зі збільшенням витрат повітря Q_{in} потужність двигуна N збільшується. Також при великих витратах повітря збільшення довжини повітропроводу між модулями L_0'' призводить до збільшення споживаної потужності N . Також на рис. 6.7 зображена теоретична залежність потужності від факторів досліджень, яка розрахована за формулами (3.64)–(3.65). Коефіцієнт кореляції між експериментальними і теоретичними даними складає 0,94, що підтверджує отримані теоретичні залежності і дає змогу використовувати в методиці інженерного розрахунку.

6.2 Результати експериментальних досліджень вентиляційної системи нагнітання чистого повітря

За результатами експериментальних досліджень вентиляційної системи нагнітання чистого повітря у лабораторних умовах визначені швидкості потоку повітря V на трьох рівнях повздовжньої щілини патрубку для нагнітання (діаметр – 0,11 м) в динаміці в моменти підвищення частоти обертання двигуна вентилятора (рис. 6.8).

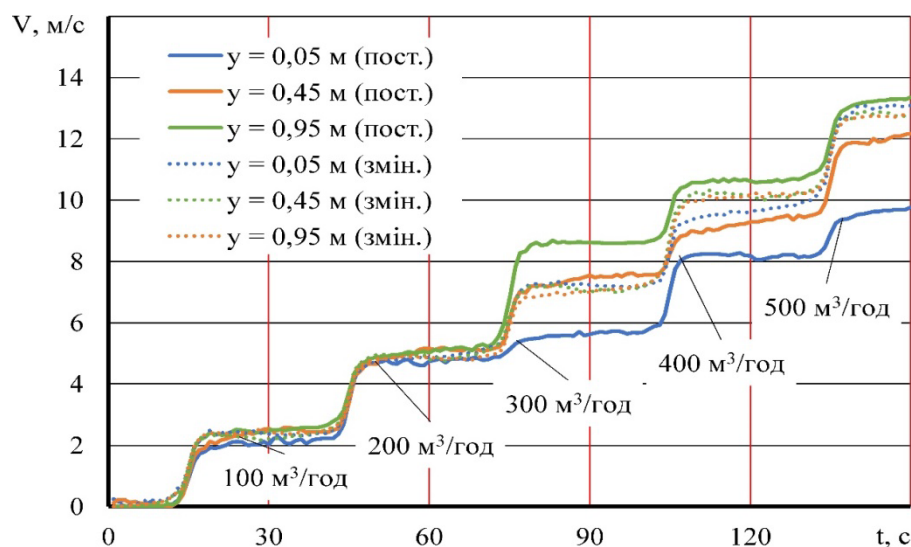


Рисунок 6.8 – Динаміка зміни швидкості потоку повітря V на трьох рівнях повздовжньої щілини у двох варіантах виконання

З рис. 6.8 видно, що зі збільшенням витрат повітря для варіанту нагнітального патрубку із постійною шириною щілини (9,5 мм) різниця швидкості повітря на різних висотах збільшується і може досягати до $3,65 \pm 0,05$ м/с. Для варіанту зі змінною шириною щілини (від 4 мм до 15 мм) збільшення витрат повітря майже не призводить до зміни швидкості повітря по висоті нагнітального патрубку (до $0,09 \pm 0,02$ м/с).

Провівши додаткові вимірювання швидкості повітря з використанням пристрою Solomat MPM 500E на різних висотах (крок 0,1 м) навпроти щілини нагнітального патрубку встановлені відповідні гістограми розподілу, які наведені на рис. 6.9.

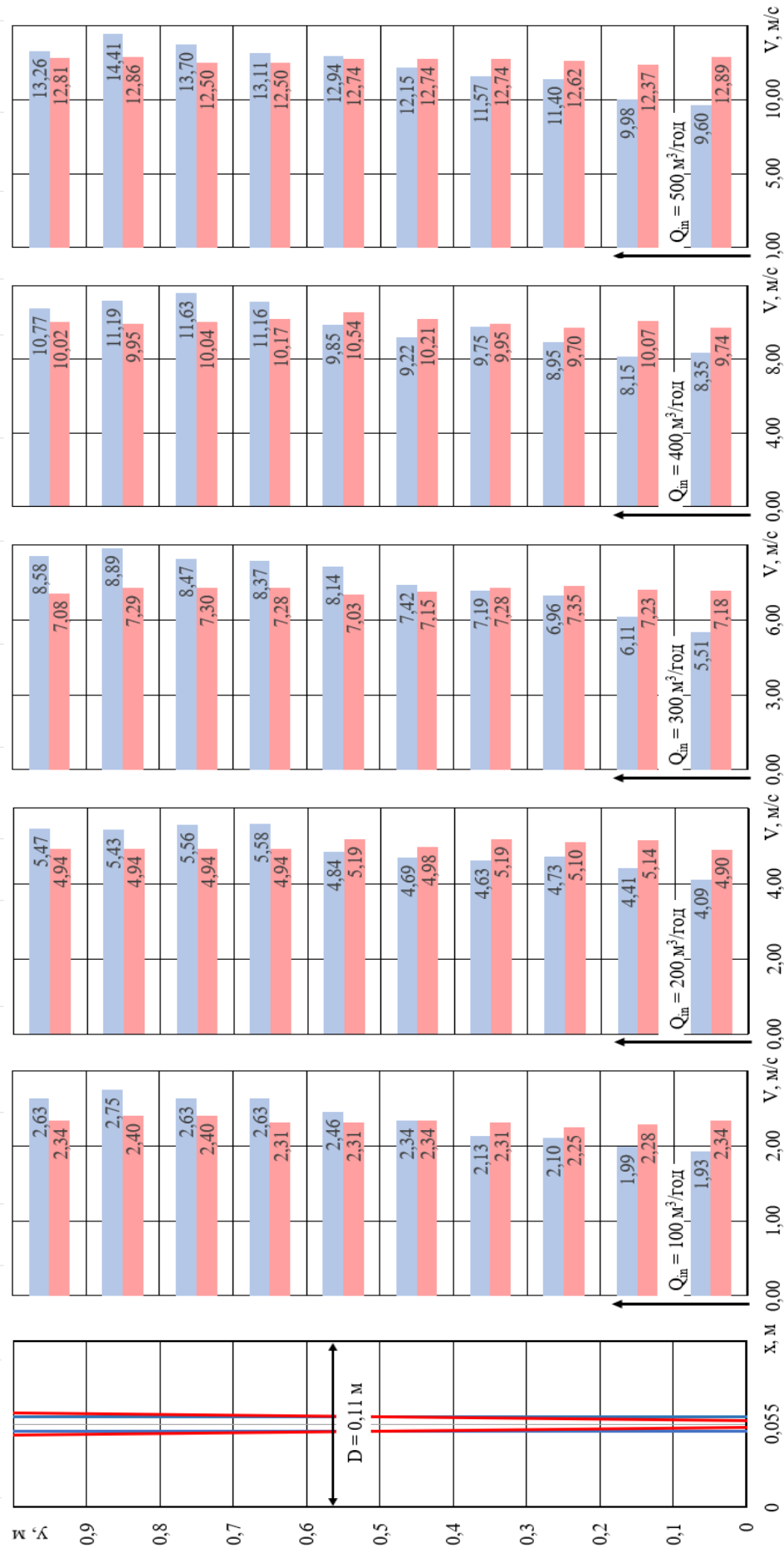


Рисунок 6.9 – Гістограми розподілу швидкості потоку повітря V вздовж щілини постійної ширини нагнітального патрубка для різних витрат повітря на вході

Аналізуючи рис. 6.9 видно, що для варіанту нагнітального патрубку із постійною шириною щілини (сині стовпчики) швидкість потоку повітря збільшується до певного значення (наприклад, для $500 \text{ м}^3/\text{год}$ – до $14,41 \pm 0,06 \text{ м/с}$) на висоті 0,9 м. Однак в кінці щілини (1 м) спостерігається зниження швидкості до $13,26 \pm 0,05 \text{ м/с}$, що спричинено зворотнім рухом повітря в нагнітальному патрубку через відбиття його від торцевої площини. Для змінної щілини нагнітального патрубку (червоні стовпчики) швидкість потоку повітря є майже однаковою. Для більш точної оцінки рівномірності розподілу розраховані середні значення, середньоквадратичне відхилення і коефіцієнт варіації, які зведені в табл. 6.5.

Таблиця 6.5 – Статистична оцінка розподілу потоку повітря на виході з щілин різної конфігурації патрубку для нагнітання ($D = 0,11 \text{ м}$)

Показник	Витрати повітря $Q_{in}, \text{ м}^3/\text{год}$				
	100	200	300	400	500
Постійна ширина щілини $\delta_y = 9,5 \text{ мм}$					
Середня швидкість $V_{сер}, \text{ м/с}$	2,36	4,94	7,57	9,90	12,21
Середньоквадратичне відхилення швидкості $\sigma_v, \text{ м/с}$	0,30	0,53	1,13	1,24	1,57
Коефіцієнт варіації χ_v	0,13	0,11	0,15	0,13	0,13
Змінна ширина щілини $\delta (0 \text{ м}) = 4 \text{ мм} \rightarrow \delta (1 \text{ м}) = 15 \text{ мм}$					
Середня швидкість $V_{сер}, \text{ м/с}$	2,33	5,02	7,22	10,04	12,68
Середньоквадратичне відхилення швидкості $\sigma_v, \text{ м/с}$	0,05	0,12	0,11	0,24	0,17
Коефіцієнт варіації χ_v	0,02	0,02	0,01	0,02	0,01

Аналіз табл. 6.5 показує, 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 (3.44).

Для перевірки адекватності теоретичних розрахунків і визначення споживаної потужності витяжного вентилятора були проведені дослідження у виробничих умовах на свинофермі ПСП «Агрофірма Нападівська» (Вінницька область). Швидкість потоку повітря визначалася з використанням пристрою

Solomat MPM 500E на різних висотах (крок 0,1 м). Продуктивність вентилятора змінювалась з використанням частотного перетворювача Danfoss VLT Micro Drive FC51, який має змогу визначати споживану потужність. Процес проведення досліджень наведений на рис. 6.10.



Рисунок 6.10 – Процес проведення досліджень вентиляційної системи нагнітання чистого повітря у виробничих умовах

Система вентиляції в приміщенні для утримання свиней на відгодівлі ПСП «Агрофірма Нападівська» була реалізована із підземним каналом із повітропроводами, які знаходилися у кожному станку (див. рис. 5.8). Для досліджень були замінені базові повітропроводи на патрубки нагнітання ($D = 0,2$ м) із щілинами у двох варіантах виконання.

Провівши вимірювання швидкості повітря на різних висотах (крок 0,1 м) навпроти щілини нагнітального патрубка встановлені відповідні гістограми розподілу, які наведені на рис. 6.11.

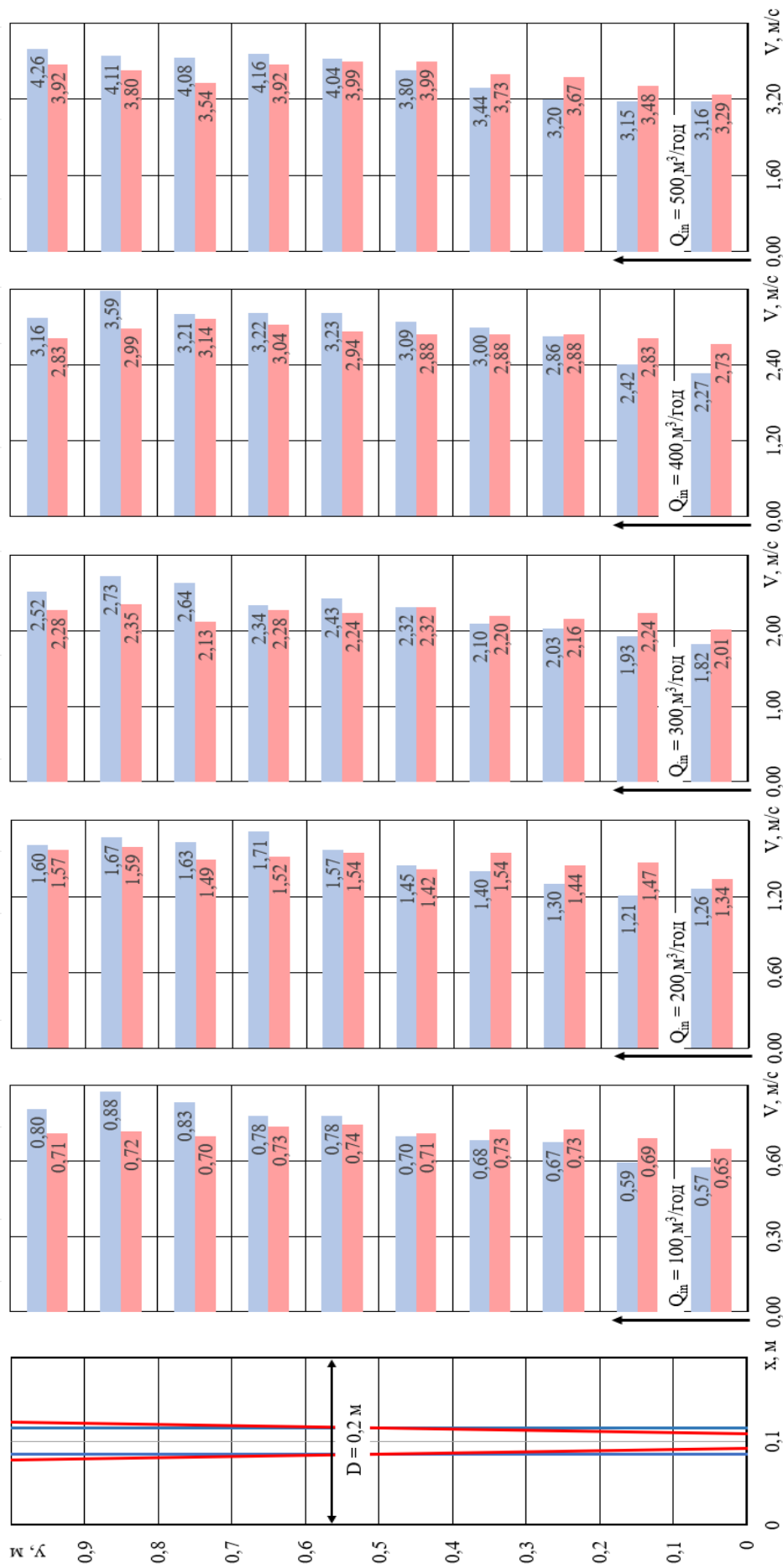


Рисунок 6.11 – Гістограми розподілу швидкості потоку повітря V вздовж щілини

змінної ширини нагнітального патрубку для різних витрат повітря на вході

Аналізуючи рис. 6.11 можна зробити аналогічні висновки, що і по рис. 6.3: для варіанту нагнітального патрубку із постійною шириною щілини (сині стовпчики) швидкість потоку повітря збільшується до певного значення (наприклад, для 500 м³/год – до 4,26±0,04 м/с) на висоті 0,9 м, а в кінці щілини (1 м) спостерігається зниження швидкості до 4,11±0,03 м/с. Так само, як і у лабораторних дослідженнях для змінної щілини нагнітального патрубку (червоні стовпчики) швидкість потоку повітря є майже однаковою. Для більш точної оцінки рівномірності розподілу розраховані середні значення, середньоквадратичне відхилення і коефіцієнт варіації, які зведені в табл. 6.6.

Таблиця 6.6 – Статистична оцінка розподілу потоку повітря на виході з щілин різної конфігурації патрубку для нагнітання (D = 0,2 м)

Показник	Витрати повітря Q _{in} , м ³ /год				
	100	200	300	400	500
Постійна ширина щілини $\delta_y = 9,5$ мм					
Середня швидкість $V_{\text{сер}}$, м/с	0,73	1,48	2,28	3,01	3,74
Середньоквадратичне відхилення швидкості σ_v , м/с	0,10	0,18	0,31	0,40	0,46
Коефіцієнт варіації χ_v	0,14	0,12	0,13	0,13	0,12
Змінна ширина щілини δ (0 м) = 4 мм $\rightarrow$ δ (1 м) = 15 мм					
Середня швидкість $V_{\text{сер}}$, м/с	0,71	1,49	2,22	2,92	3,73
Середньоквадратичне відхилення швидкості σ_v , м/с	0,03	0,08	0,10	0,11	0,24
Коефіцієнт варіації χ_v	0,04	0,05	0,04	0,04	0,06

Аналіз табл. 6.6 показує, що коефіцієнт варіації швидкості повітря є нижчим для змінної ширини щілини нагнітального патрубку – 0,04–0,06 проти 0,12–0,14 для постійної ширини щілини.

Також з табл. 6.6 видно, що швидкість потоку повітря є достатньо високою – 3,73±0,49 м/с. Однак при віддалені датчику швидкості Solomat MPM 500E від щілини нагнітального патрубку спостерігається значне зменшення швидкості: на відстані більше 0,8 м швидкість потоку повітря в зоні перебування тварин складає 0,56±0,12 м/с, що відповідає зоотехнічних вимогам (розділ 1.2). Для більш детальної оцінки розподілу повітря в приміщенні із

запропонованою системою нагнітання чистого повітря проведено чисельне моделювання, яке представлено в розділі 7.1.

За результатами розрахунку експериментальних даних отримана залежність споживаної потужності системи нагнітання чистого повітря, яка реалізована у виробничих умовах (рис. 6.12).

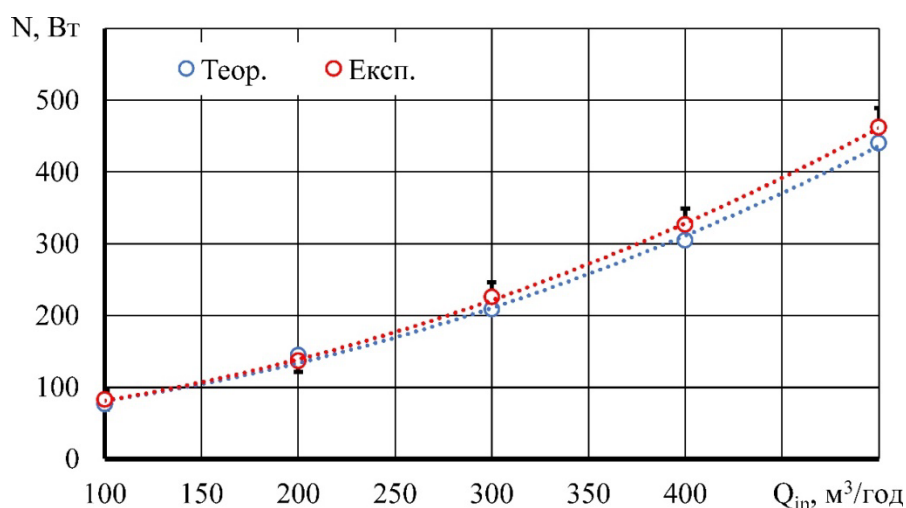


Рисунок 6.12 – Залежність споживаної потужності N системи нагнітання чистого повітря від витрат повітря Q_{in}

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 і можуть бути використані в методиці інженерного розрахунку.

6.3 Результати експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу

За результатами експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу отримано масив даних, який зведено у таблиці Л.1 додатку Л.

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

За результатами обробки даних отримані рівняння регресії другого порядку для температури вихідного первинного повітряного потоку $\overline{t_{out}}$ від факторів досліджень. Значення коефіцієнтів регресії наведено в табл. 6.7. Табличний критерій Стьюдента складає $t_{0,05}(30) = 2,04$.

Враховуючи значущі коефіцієнти регресії (табл. 6.7) і провівши розкодування рівнянь регресії отримуємо залежності температури вихідного первинного повітряного потоку $\overline{t_{out}}$ від факторів досліджень:

– однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\begin{aligned} \overline{t_{out}} = & 2,65 - 0,0013 Q_{in} + 0,00034 t_{in} Q_{in} - \\ & - 0,00839 t_{in}^2 + 0,74 t_{in} + 0,01696 x_{in} t_{in} + 0,0469 x_{in}; \end{aligned} \quad (6.14)$$

– різні площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\begin{aligned} \overline{t_{out}} = & 6,54 - 0,00408 Q_{in} + 0,000449 t_{in} Q_{in} - \\ & - 0,000343 x_{in} Q_{in} + 0,367 t_{in} + 0,0185 x_{in} t_{in} - 0,318 x_{in}. \end{aligned} \quad (6.15)$$

Статистичний аналіз зазначених рівнянь в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що критерій Кохрена складає $G(6.14) = 0,3146$ і $G(6.15) = 0,1875$, що менше за табличне значення $G_{0,05}(2; 15) = 0,3346$.

Таблиця 6.7 – Результати статичної обробки закодованих рівнянь регресії другого порядку для температури вихідного первинного повітряного потоку $\overline{t_{out}}$

Однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника										
	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Розрах.	23,3611	3,4534	2,4392	1,5086	0,5088	0,4082	-0,1303	-0,3019	-0,0583	0,0750
S^2	0,0337	0,0126	0,0126	0,0126	0,0253	0,0253	0,0253	0,0274	0,0274	0,0274
Δb	0,2624	0,1607	0,1607	0,1607	0,2272	0,2272	0,2272	0,2365	0,2365	0,2365
Значущі	23,3611	3,4534	2,4392	1,5086	0,5088	0,4082	0	-0,3019	0	0
Різні площі отворів між каналами тепломасообмінника										
	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Розрах.	18,9546	4,1188	0,2946	0,8371	0,5542	0,5396	-0,3429	-0,1693	-0,1281	-0,0014
S^2	0,0538	0,0202	0,0202	0,0202	0,0404	0,0404	0,0404	0,0437	0,0437	0,0437
Δb	0,3316	0,2030	0,2030	0,2030	0,2871	0,2871	0,2871	0,2989	0,2989	0,2989
Значущі	18,9546	4,1188	0,2946	0,8371	0,5542	0,5396	-0,3429	0	0	0

Критерій Фішера складає $F(6.14) = 1,5098$ і $F(6.15) = 2,2466$, що менше за табличне значення $F_{0,05}(8;30) = 2,27$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

Оптимальні значення факторів за умови мінімізації температури вихідного первинного повітряного потоку $\overline{t_{out}} = 14,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (різні площі отворів) $\overline{t_{out}} = 16,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (однакові площі отворів) складають $t_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x_{in} = 5\text{ г/кг}$, $Q_{in} = 100\text{ м}^3/\text{год}$. Графічна інтерпретація експериментальних (6.14), (6.15) і теоретичної (4.42) залежностей представлені на рис. 6.13.

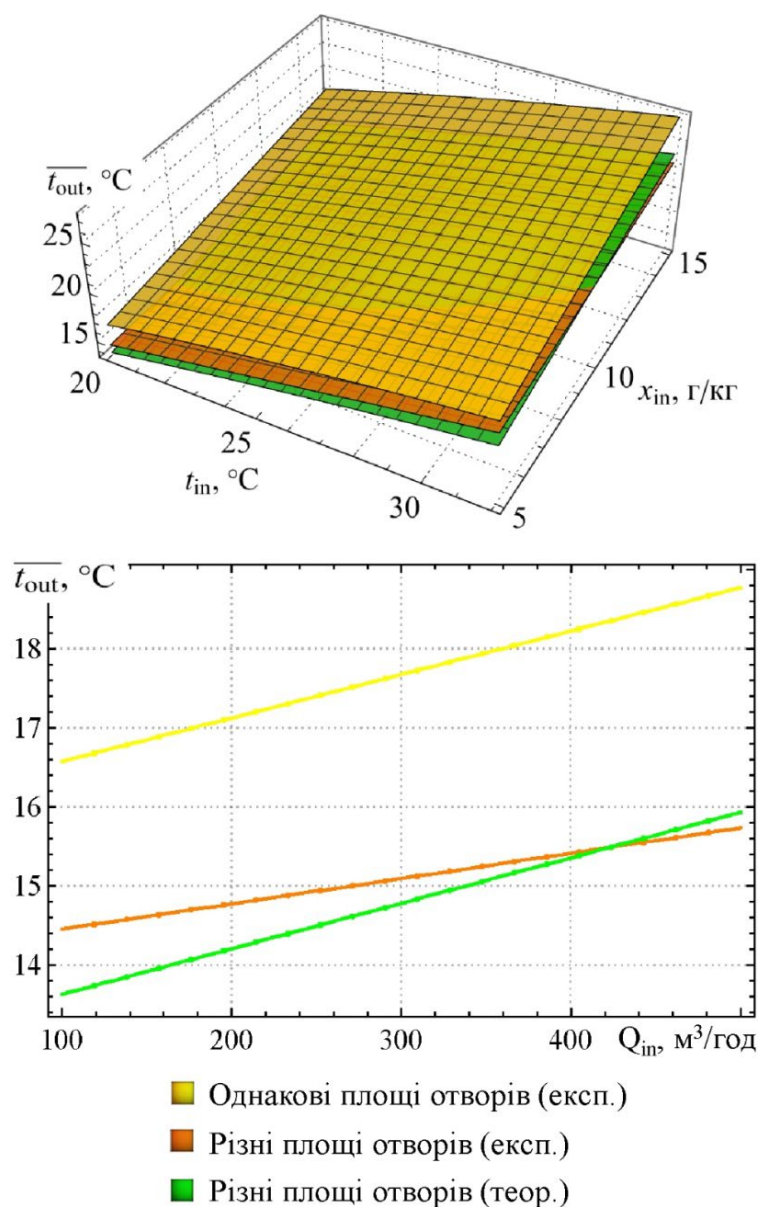


Рисунок 6.13 – Залежність температури вихідного повітряного потоку $\overline{t_{out}}$ від температури t_{in} , абсолютної вологості x_{in} і витрат Q_{in} вхідного первинного повітря на впуску в теплообмінник

Наочний аналіз рис. 6.13 дозволяє зробити висновок про дотичність результатів чисельного моделювання і експериментальних досліджень. Підтвердженням цьому є розрахований критерій кореляції Пірсона, який складає 0,93. Також порівнюючи залежності для однакових і різних площ отворів між каналами видно, що температура вихідного повітряного потоку є більшою для однакових площ, що свідчить про меншу ефективність теплообмінника. При цьому різниця температури вихідного первинного повітряного потоку при однакових значеннях факторів складає 1,1–4,2 °С. Для більш точної оцінки ефективності визначимо коефіцієнт теплової ефективності η_t і ефективну холодопродуктивну потужність N_E .

За результатами обробки даних отримані рівняння регресії другого порядку для коефіцієнта теплової ефективності η_t від факторів досліджень. Значення коефіцієнтів регресії наведено в табл. 6.8. Табличний критерій Стьюдента складає $t_{0,05}(30) = 2,04$.

Таблиця 6.8 – Результати статичної обробки закодованих рівнянь регресії другого порядку коефіцієнта теплової ефективності η_t

Однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника										
	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Розрах.	0,4258	0,0884	0,0439	-0,0540	0,0060	-0,0234	0,0136	-0,0182	0,0165	0,0418
S_2	0,0009	0,0003	0,0003	0,0003	0,0006	0,0006	0,0006	0,0007	0,0007	0,0007
Δb	0,0420	0,0257	0,0257	0,0257	0,0364	0,0364	0,0364	0,0379	0,0379	0,0379
Значущі	0,4258	0,0884	0,0439	-0,0540	0	0	0	0	0	0,0418
Різні площі отворів між каналами тепломасообмінника										
	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Розрах.	0,4624	0,0793	0,0340	-0,0752	-0,0013	-0,0008	-0,0310	0,0032	0,0011	0,0508
S_2	0,0006	0,0002	0,0002	0,0002	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
Δb	0,0359	0,0220	0,0220	0,0220	0,0311	0,0311	0,0311	0,0324	0,0324	0,0324
Значущі	0,4624	0,0793	0,0340	-0,0752	0	0	0	0	0	0,0508

Враховуючи значущі коефіцієнти регресії (табл. 6.8) і провівши розкодування рівнянь регресії отримуємо залежності коефіцієнта теплової ефективності η_t від факторів досліджень:

– однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\eta_t = 0,13 - 0,000897 Q_{in} + 1,05 \cdot 10^{-6} Q_{in}^2 + 0,0147 t_{in} + 0,00878 x_{in}; \quad (6.16)$$

– різні площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\eta_t = 0,278 - 0,00114 Q_{in} + 1,27 \cdot 10^{-6} Q_{in}^2 + 0,0132 t_{in} + 0,00679 x_{in}. \quad (6.17)$$

Оптимальні значення факторів за умови максимізації коефіцієнта теплової ефективності $\eta_t = 0,70$ (різні площі отворів) $\eta_t = 0,65$ (однакові площі отворів) складають $t_{in} = 32^\circ\text{C}$, $x_{in} = 15$ г/кг, $Q_{in} = 100$ м³/год. Графічна інтерпретація експериментальних (6.16), (6.17) і теоретичної (4.44) залежностей представлені на рис. 6.14.

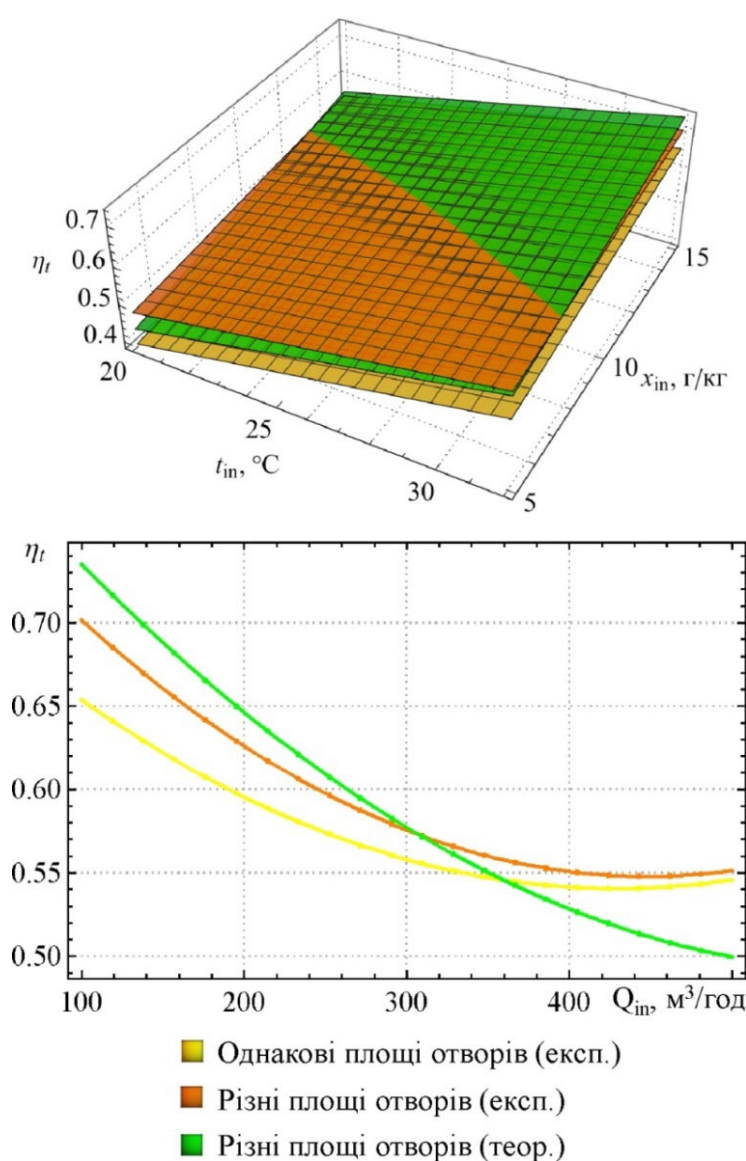


Рисунок 6.14 – Залежність коефіцієнта теплової ефективності η_t від температури t_{in} , абсолютної вологості x_{in} і витрат Q_{in} вхідного первинного повітря на впуску в теплообмінник

Статистичний аналіз зазначених рівнянь в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що критерій Кохрена складає $G(6.16) = 0,3089$ і $G(6.17) = 0,1588$, що менше за табличне значення $G_{0,05}(2; 15) = 0,3346$.

Критерій Фішера складає $F(6.16) = 1,6257$ і $F(6.17) = 2,1260$, що менше за табличне значення $F_{0,05}(10;30) = 2,16$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

Аналізуючи графіки рис. 6.14, можна зробити висновок щодо відповідності результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень. Це підтверджується високим значенням коефіцієнта кореляції Пірсона, який складає 0,94. Також, порівнюючи залежності для варіанту виконання із різними площами отворів між каналами із варіантом з однаковими отворами, видно, що коефіцієнт теплової ефективності η_t є більшим у випадку різних площ отворів, що свідчить про більшу ефективність теплообмінника. Різниця у значеннях коефіцієнта теплової ефективності η_t при однакових значеннях факторів становить між 0,023 до 0,065.

За результатами обробки даних отримані рівняння регресії другого порядку для ефективної холодопродуктивної потужності $\overline{N}_t$, як різницю прямої холодопродуктивності і потужності, що витрачається вентиляторами для перекачування повітря через тепломасообмінник. Значення коефіцієнтів регресії наведено в табл. 6.9. Табличний критерій Стьюдента складає $t_{0,05}(30) = 2,04$.

Враховуючи значущі коефіцієнти регресії (табл. 6.9) і провівши розкодування рівнянь регресії отримуємо залежності ефективної холодопродуктивної потужності $\overline{N}_t$ від факторів досліджень:

– однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\begin{aligned} \overline{N}_t = & 0,824 - 0,00396 Q_{in}^2 + 8,92 t_{in} + 1,355 Q_{in} - \\ & - 0,01008 x_{in} Q_{in} - 2,726 x_{in}; \end{aligned} \quad (6.18)$$

– різні площі отворів між каналами тепломасообмінника

$$\begin{aligned} \overline{N}_t = & 176,02 - 0,00389 Q_{in}^2 + 5,45 t_{in} + \\ & + 1,09 Q_{in} + 0,0106 t_{in} Q_{in} - 0,022 x_{in} Q_{in} - 7,033 x_{in}. \end{aligned} \quad (6.19)$$

Таблиця 6.9 – Результати статичної обробки закодованих рівнянь регресії другого порядку ефективної холодопродуктивної потужності N_E

Однакові площі отворів між каналами тепломасообмінника										
	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Розрах.	225,14	53,544	-28,745	-224,77	-6,619	2,835	-10,076	0,751	5,305	-158,54
S_2	41,0316	15,386	15,386	15,386	30,77	30,77	30,77	33,33	33,33	0,0007
Δb	9,1541	5,6057	5,6057	5,6057	7,927	7,927	7,927	8,251	8,251	8,2514
Значущі	225,14	53,544	-28,745	-224,77	0	0	-10,07	0	0	-158,54
Різні площі отворів між каналами тепломасообмінника										
	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Розрах.	239,86	51,856	-68,347	-238,51	-1,159	12,774	-22,122	2,200	2,203	-155,67
S_2	56,3931	21,147	21,147	21,147	42,29	42,294	42,294	45,81	45,81	45,819
Δb	10,7317	6,5718	6,5718	6,5718	9,294	9,294	9,294	9,673	9,673	9,6735
Значущі	239,86	51,856	-68,347	-238,51	0	12,77	-22,122	0	0	-155,67

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 $t_{in} = 32$ °C, $x_{in} = 5$ г/кг, $Q_{in} = 169$ м³/год.

Проведемо перетворення теоретичного рівняння (4.44) для лабораторного зразка теплообмінника ($V_t = 2 \times 155$ мм $\times$ 283 мм $\times$ 283 мм) з урахуванням втрат потужності на перекачування повітря (3.70), (3.71) і (3.32) у вигляді:

$$\begin{aligned}
 \overline{N}_t = & 84,11 - 120,43 \overline{l_y^w}^2 - 0,0041 Q_{in}^2 + 8,35 t_{in} - \\
 & - 0,0163 t_{in}^2 + 1,354 Q_{in} + 0,00387 Q_{in} t_{in} - \\
 & - 0,01704 Q_{in} x_{in} + 90,96 \overline{l_y^w} - 0,1664 Q_{in} \overline{l_y^w} - 1,408 t_{in} \overline{l_y^w} + \\
 & + 0,5332 x_{in} \overline{l_y^w} - 1,5434 x_{in} - 0,225 t_{in} x_{in} + 0,0979 x_{in}^2.
 \end{aligned} \quad (6.20)$$

Графічна інтерпретація експериментальних (6.18), (6.19) і теоретичної (6.20) залежностей за умови $\overline{l_y^w} = 0,125$ представлені на рис. 6.15.

Статистичний аналіз зазначених рівнянь в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що критерій Кохрена складає $G(6.18) = 0,1948$ і $G(6.19) = 0,1974$, що менше за табличне значення $G_{0,05}(2; 15) = 0,3346$.

Критерій Фішера складає $F(6.18) = 2,1941$ і $F(6.19) = 1,9020$, що менше за табличне значення $F_{0,05}(8;30) = 2,27$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі.

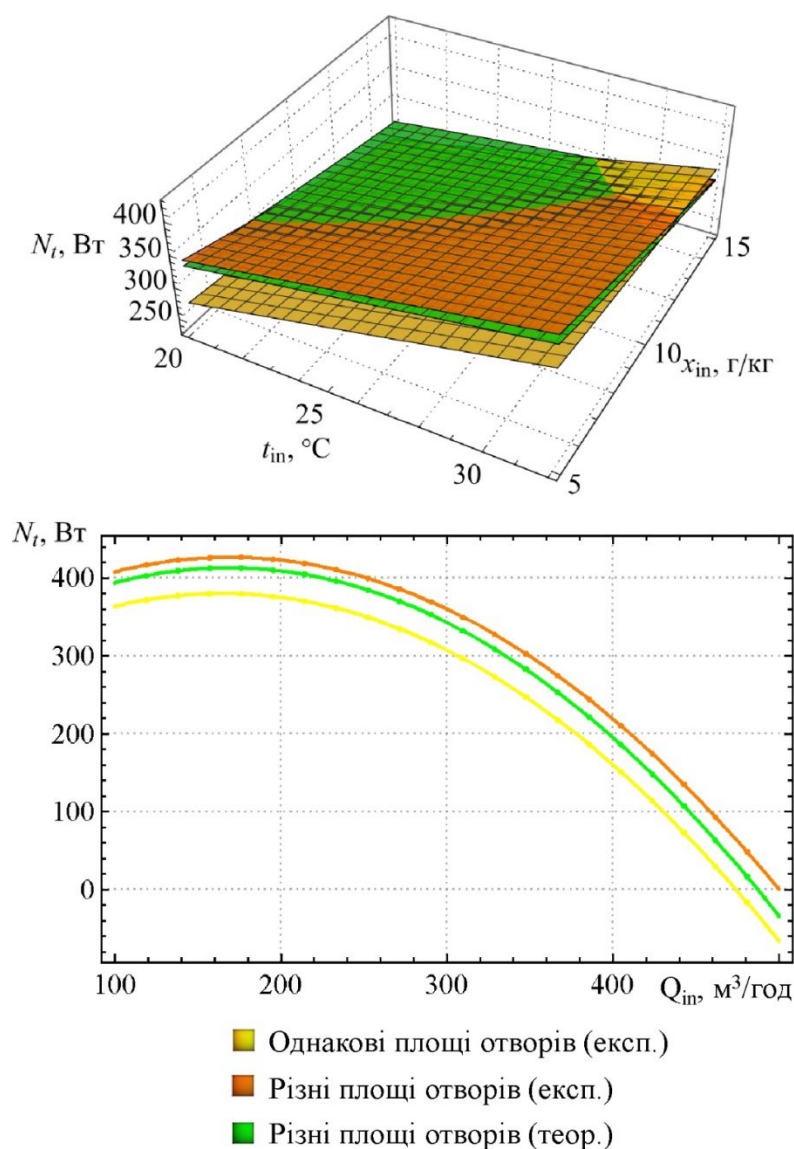


Рисунок 6.15 – Залежність ефективної холодопродуктивної потужності N_E від температури t_{in} , абсолютної вологості x_{in} і витрат Q_{in} вхідного первинного повітря на впуску в теплообмінник

Аналізуючи графіки рис. 6.15, можна зробити висновок щодо відповідності результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень. Це підтверджується високим значенням коефіцієнта кореляції Пірсона, який складає 0,92. Також, порівнюючи залежності для варіанту виконання із різними площами отворів між каналами із варіантом з однаковими отворами, видно, що ефективна холодопродуктивна потужність $\overline{N_t}$ є більшою у випадку різних площ отворів, що вказує на більшу ефективність теплообмінника. Різниця у значеннях ефективної холодопродуктивної

потужності $\overline{N_t}$ при однакових значеннях факторів становить між -36 Вт до 44 Вт. Також наочний аналіз показує, що максимальне значення ефективної потужності N_E досягається при значенні витрат повітря $Q_{in} = 169$ м³/год.

6.4 Результати експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику

За результатами експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря в U-подібному вертикальному ґрунтовому теплообміннику у виробничих умовах на свинофермі ПСП «Агрофірма Нападівська» (Вінницька область) встановлено динаміку зміни температур впродовж 2022 року. Рисунок 6.16 відображає динаміку температур в ґрунтовому теплообміннику на різних відстанях повітропроводу L_a . Також відмічено абсолютне значення різниці температур на вході і виході ґрунтового теплообмінника Δ .

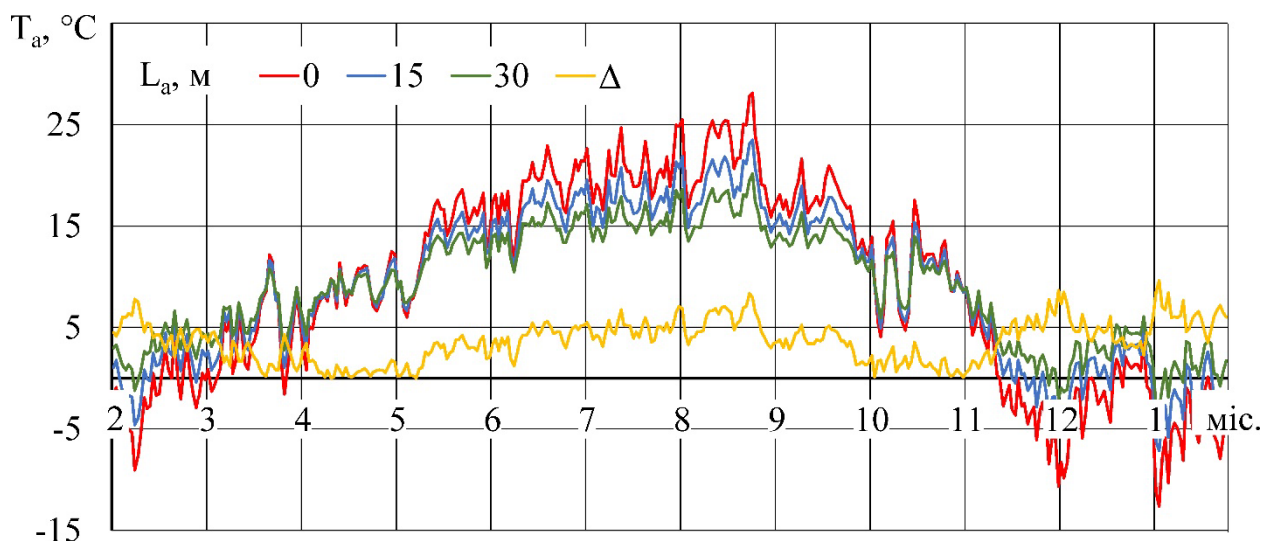


Рисунок 6.16 – Динаміка зміни температури в ґрунтовому теплообміннику на різних відстанях повітропроводу

Згідно з методикою досліджень (розділ 5.5) проведено варіювання подачею повітря Q_{in} в характерних низьких (зимовий період року), високих (літній період року) і середніх (осінній та весняний періоди року) температурах

T_{in} . Температурний діапазон дослідження становив від $-12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $9,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $28,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Графіки розподілу температур в повітропроводі теплообмінника для подачі $Q_{in} = 500\text{ м}^3/\text{год}$ наведено на рис. 6.17.

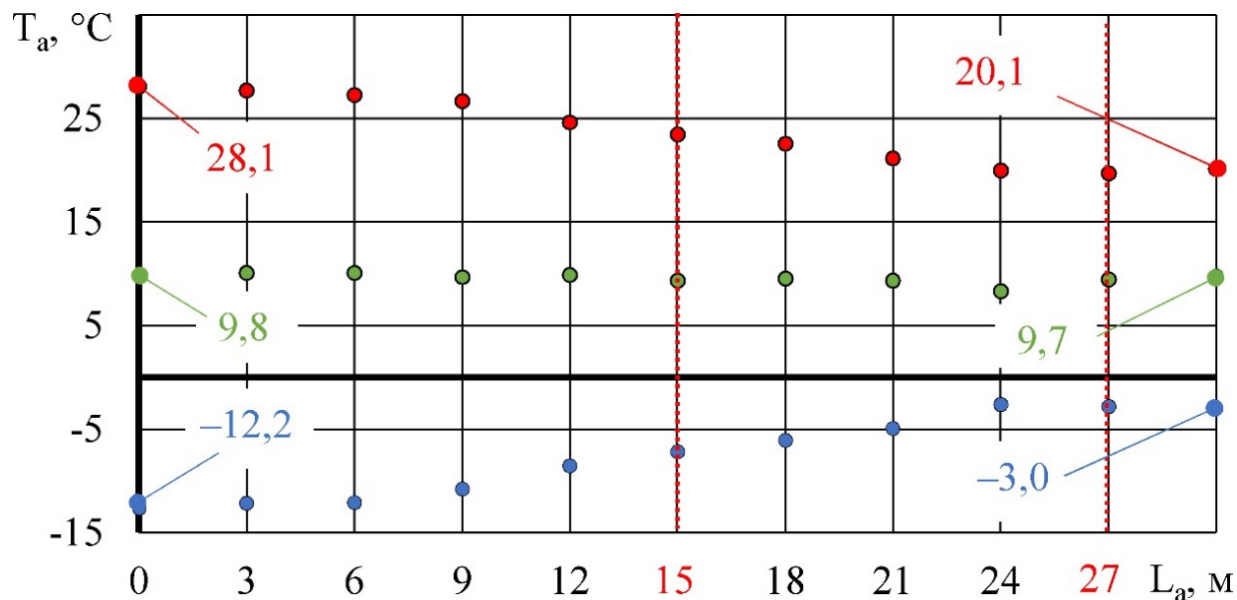


Рисунок 6.17 – Графік експериментальної залежності температури потоку повітря T_a від шляху його переміщення L_a для U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника при подачі повітря $500\text{ м}^3/\text{год}$

Аналізуючи рис. 6.17 спостерігається характерна до результатів чисельного моделювання тенденція зміни температури повітря вздовж усієї довжини повітропроводу. Тому перейдемо до розрахунку експериментальних рівнянь регресії і порівняння їх із теоретичними.

Отримані експериментальні дані зведені у табл. М.1. Провівши їх обробку в програмному пакеті Wolfram Cloud отримане рівняння регресії другого порядку, що показує залежність зміни температури повітряного потоку ΔT_a в U-подібному вертикальному ґрунтовому теплообміннику від факторів досліджень в закодованому вигляді:

$$\Delta T_{aU} = 2,61041 - 0,0768179 X_1 + 7,00294 X_1^2 - 2,63706 X_2 + 0,520464 X_1 X_2 + 0,111111 X_2^2. \quad (6.21)$$

Статистична обробка рівняння (6.21) наведені в таблиці 6.10.

Таблиця 6.10 – Результати статистичної обробки рівняння (6.21)

Коефіцієнт	Значення	Помилка	Критерій Стюдента	Ймовірність
a_{00}	2,61041	0,164128	15,9047	0,000540439
a_{10}	- 0,0768179	0,0898966	- 0,854514	0,455629
a_{20}	- 2,63706	0,0898966	- 29,3344	0,0000870011
a_{12}	0,520464	0,1101	4,72718	0,0179381
a_{11}	7,00294	0,155705	44,9756	0,0000241974
a_{22}	0,111111	0,155705	0,713598	0,526981

Порівнюючи розрахований критерій Стюдента із табличним $t_{0,05}(9) = 2,26$ проведемо відхилення незначущих коефіцієнтів регресії. За результатами представимо рівняння (6.21) в розкдованому вигляді:

$$\Delta T_{aU} = 8,773 - 0,00956 Q_{in} - 0,3229 T_{in} + 0,000079 Q_{in} T_{in} + 0,0145 T_{in}^2. \quad (6.22)$$

Графічна інтерпретація теоретичної (4.61) і експериментальної залежностей (6.21) представлена на рис. 6.18.

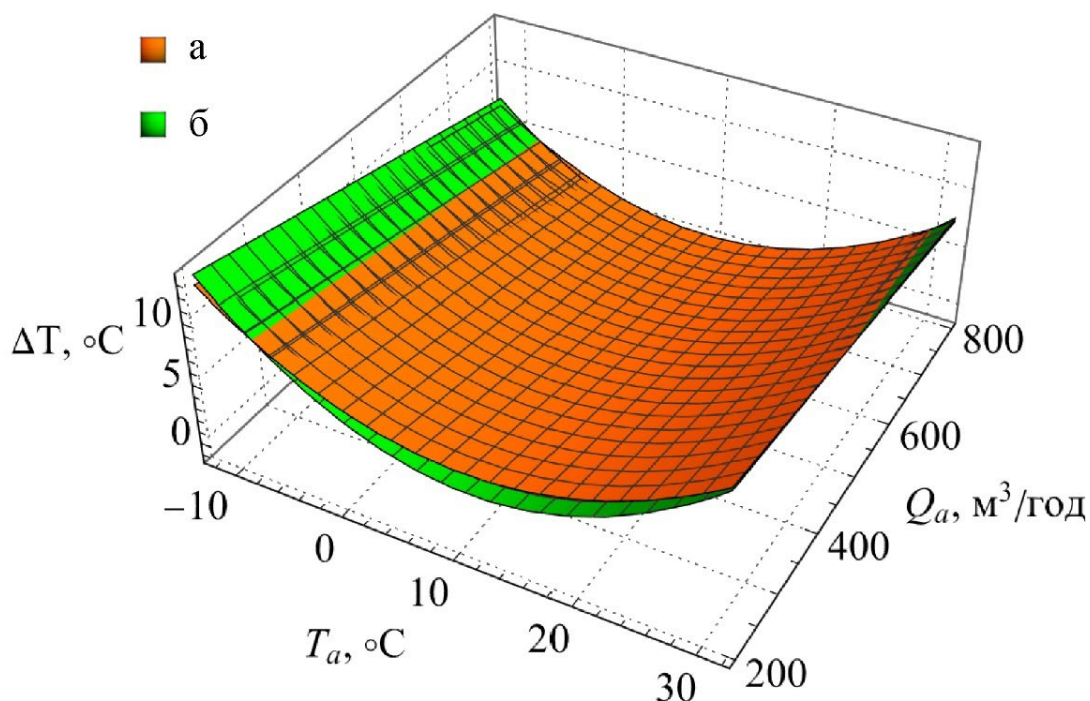


Рисунок 6.18 – Графіки теоретичної (а) і експериментальної (б) залежностей зміни температури повітряного потоку ΔT_a від факторів досліджень для U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника

Наочний аналіз рис. 6.18. підтверджує достатню збіжність теоретичних і експериментальних залежностей. Коефіцієнт кореляції Пірсона при цьому складає 0,94. Разом з тим критерій Фішера складає $F = 2,02 < F_T = 2,49$. Це підтверджує адекватність отриманої моделі. Тому в подальших виробничих розрахунках можна використовувати теоретичні залежності.

В зв'язку із подібністю теоретичних і експериментальних рівнянь регресії зміни температури повітряного потоку ΔT_a в U-подібному вертикальному ґрунтовому теплообміннику проведемо наочне та статистичне порівняння розрахованої теплової ефективності (рис. 6.19).

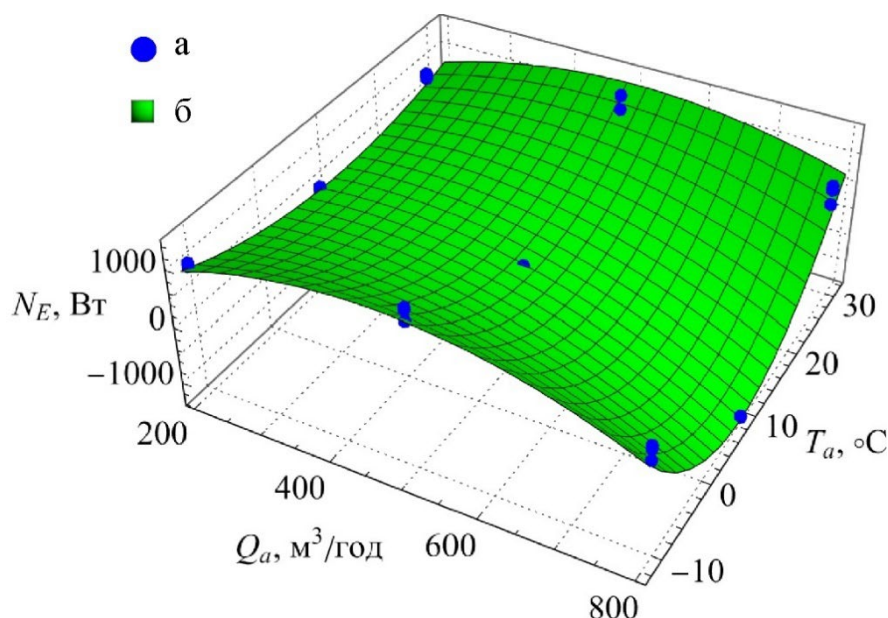


Рисунок 6.19 – Графік експериментальних даних (а) і теоретичної залежності (б) зміни ефективної теплової потужності U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника N_E від факторів досліджень

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. Тому в подальшому для розрахунку ефективної теплової U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника будемо використовувати теоретичні залежності (4.62), (4.63), (4.61), (3.85), (3.84), (3.79)–(3.83).

6.5 Висновки до розділу

1. За результатами першого етапу експериментальних досліджень вентиляційної 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 .

2. За результатами другого етапу експериментальних досліджень вентиляційної системи видалення забрудненого повітря перевірено алгоритм роботи керування заслінками в залежності від співвідношення концентрацій газів. Визначено залежність споживаної вентилятором потужності N вентиляційної 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. Коефіцієнт кореляції між експериментальними і теоретичними даними складає 0,94, що підтверджує отримані теоретичні залежності і дає змогу використовувати в методиці інженерного розрахунку.

3. За результатами експериментальних досліджень вентиляційної 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 (3.44). За результатами розрахунку експериментальних даних отримана залежність споживаної потужності N (рис. 6.12) 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 і можуть бути використані в методиці інженерного розрахунку.

4. За результатами експериментальних досліджень лабораторного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку $\overline{t_{out}}$ ((6.15), рис. 6.13), коефіцієнта теплової ефективності η_t ((6.17), рис. 6.14) і ефективної холодопродуктивної потужності $\overline{N_t}$ ((6.19), рис. 6.15) від температури первинного повітря на впуску t_{in} , його абсолютної вологості x_{in} і його витрат потоку Q_{in} . Аналізуючи отримані залежності можна зробити висновок щодо відповідності результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень, що підтверджується високим значенням коефіцієнта кореляції Пірсона, який складає 0,92–0,94. Оптимальні значення факторів за умови максимізації ефективної холодопродуктивної потужності $\overline{N_t} = 426$ Вт (різні площі отворів) $\overline{N_t} = 380$ Вт (однакові площі отворів) складають $t_{in} = 32$ °C, $x_{in} = 5$ г/кг, $Q_{in} = 169$ м³/год.

5. 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 ((6.22), рис. 6.18) і ефективної теплової потужності N_E (рис. 6.19) від температури T_{in} і витрат Q_{in} потоку повітря на вході в U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник. 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.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [226, 287, 288, 289].

РОЗДІЛ 7

РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

7.1 Методика інженерного розрахунку та алгоритм функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

Для розробленої конструктивно-технологічної схеми системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень та за результатами проведених теоретичних і експериментальних досліджень її елементів опишемо алгоритм її функціонування.

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

Обсяг вентиляції можна визначати за кількістю газів, що виділяється тваринами. Годинний обсяг вентиляції це об'єм повітря, який необхідно видалити з приміщення за годину, щоб процентний вміст вуглекислого газу не перевищував допустимої межі (табл. 1.1).

Годинний обсяг вентиляції з накопичення вуглекислого газу:

$$O_{CO_2} = \frac{E}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}, \quad (7.1)$$

де O_{CO_2} – годинний обсяг вентиляції, м³/год.;

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

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

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

В залежності від концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню), що знаходяться над станками, автоматична вентиляційна система видалення забрудненого повітря закриває/відкриває відповідні заслінки утворюючи отвори площиною (3.19) і (3.3), (3.14):

$$\sigma_i = \begin{cases} \frac{k(n_{gi} - n_{g \text{ norm}})}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{\rho q_k^2}{2F^2} \frac{1}{N^2} \left[\left(\frac{\lambda P L_0}{4F} - 1 \right) (i-1)^2 + i^2 \right] \right)}}, & n_{gi} > n_{g \text{ norm}}, \\ 0, & n_{gi} \leq n_{g \text{ norm}}. \end{cases} \quad (7.2)$$

де k – коефіцієнт вентиляційної чутливості, м³/(с·%);

n_{gi} – концентрація газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над станками, %;

i – номер станка;

$n_{g \text{ norm}}$ – граничні значення концентрації газів в свинарнику, %;

μ – коефіцієнт місцевого опору отвору;

ρ – густина повітря, кг/м³;

p_a – атмосферний тиск, Па;

p_i – тиск в i -ому отворі патрубку для видалення повітря, Па;

w_k – швидкість потоку повітря в кінці повітропроводу дорівнюють м/с;

N – загальна кількість станків;

B_0 – ширина станка (за умови, що геометричні розміри усіх станків однакові), м;

F – площа поперечного перерізу центрального повітропроводу, м²;

P – периметр поперечного перерізу центрального повітропроводу, м.

Через кожний отвір проходить потік повітря об'ємні витрати якого q_i визначаються за залежністю (3.4) і (3.3). Сумарні витрати повітря вентиляційної системи видалення забрудненого повітря тоді визначаємо наступним чином:

$$Q_{s_out} = \sum_{i=1}^N q_i = \sum_{i=1}^N \begin{cases} q_0 + k(n_{gi} - n_{g \text{ norm}}), & n_{gi} > n_{g \text{ norm}}, \\ q_0, & n_{gi} \leq n_{g \text{ norm}}. \end{cases} \quad (7.3)$$

де q_0 – об'ємні витрати повітря через патрубок для видалення повітря, коли витяжна заслінка із сервоприводом закрыта повністю, м³/с.

Потужність, що необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему видалення забрудненого повітря, визначається за формулою (3.32) і (3.31):

$$N_{s_out} = \frac{w_k F}{\eta_{\Pi}} \left(\sum_{i=1}^N 0,11 \frac{L_0 P}{4F} \frac{\rho w_i^2}{2} \sqrt[4]{\frac{68\mu_a P}{4F \cdot w_i \cdot \rho} + \frac{\psi P}{4F}} + \sum_{i=2}^N \eta_{tee} \frac{\rho}{2} (w_i^2 - V_i^2) + \right. \\ \left. + \alpha \rho w_1^2 + \sum_{i=1}^N 0,11 \frac{H}{d_H} \frac{\rho V_i^2}{2} \sqrt[4]{\frac{68\mu_a}{d_H \cdot V_i \cdot \rho} + \frac{\psi}{d_H}} + \sum_{i=1}^N \left(1 - \frac{\sigma_i}{f}\right) \frac{\rho V_i^2}{2} \right), \quad (7.4)$$

де η_{Π} – повний ККД вентилятора;

L_0 – довжина i -ої ділянки центрального повітропроводу, м;

μ_a – динамічна в'язкість повітря, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$;

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.

Для забезпечення стабільного атмосферного тиску в області станка необхідно, щоб кількість витяжного повітря дорівнювала кількості припливного повітря за одиницю часу. Тому об'ємні витрати повітря після нагнітальних заслінок вентиляційної системи нагнітання чистого повітря повинні дорівнювати

$$q_i' = q_i, \quad (7.5)$$

де q_i' – об'ємні витрати повітря через відкриту i -у нагнітальну заслінку із сервоприводом, $\text{м}^3/\text{с}$;

q_i – об'ємні витрати повітря через відкриту i -у витяжну заслінку із сервоприводом, $\text{м}^3/\text{с}$.

Сумарні витрати повітря вентиляційної системи нагнітання чистого повітря тоді визначаємо наступним чином:

$$Q_{s_in} = Q_{s_out} = \sum_{i=1}^N \begin{cases} q_0 + k(n_{gi} - n_{g\text{norm}}), & n_{gi} > n_{g\text{norm}}, \\ q_0, & n_{gi} \leq n_{g\text{norm}}. \end{cases} \quad (7.6)$$

Потужність, необхідна для прокачування повітря через вентиляційну систему нагнітання чистого повітря, визначається за формулами (3.65) і (3.64)

$$N_{s_in} = \frac{V'}{\eta_{\pi}} \left[\sum_{i=1}^{N'} \frac{(V_i')^2}{\mu^2 (\sigma_i' / F_{i-1,x}')^2 \left(\sum_{i=1}^{N'} V_i' \right)^2} \frac{\rho (w_i')^2}{2} + \sum_{i=2}^{N'} \eta_{\text{tee}} \frac{\rho}{2} ((w_i')^2 - (V_i')^2) \right. \\ \left. + \alpha \rho (w_1')^2 + \sum_{i=1}^{N'} \left(\frac{(F')^2}{\mu^2 (H')^2 (\delta_0')^2} + 1 \right) \frac{\rho (w_k')^2}{2} + \sum_{i=1}^{N'} \left(1 - \frac{\sigma_i'}{F'} \right) \frac{\rho (V_i')^2}{2} \right], \quad (7.7)$$

де η_{π} – повний ККД вентилятора;

σ_i' – площа отвору, який утворився шляхом відкриття нагнітальної заслінки i -ого патрубку для нагнітання повітря, м^2 ;

w_k – швидкість потоку повітря на вході у i -ий патрубок для нагнітання повітря, м/с;

δ_0 – ширина щілини біля закритого кінця патрубка для нагнітання повітря, м;

F – площа перерізу патрубка для нагнітання повітря, m^2 ;

H – висота патрубка для нагнітання повітря, м;

V – швидкість потоку повітря, м/с.

Другим етапом алгоритму є визначення режимів функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень у відповідності до рис. 2.42 в залежності від температури і вологості повітря навколишнього середовища та в приміщенні в області видалення забрудненого повітря та зоотехнічних вимог. Для цього складено технологічну схему мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень, яка наведена на рис. 7.1.

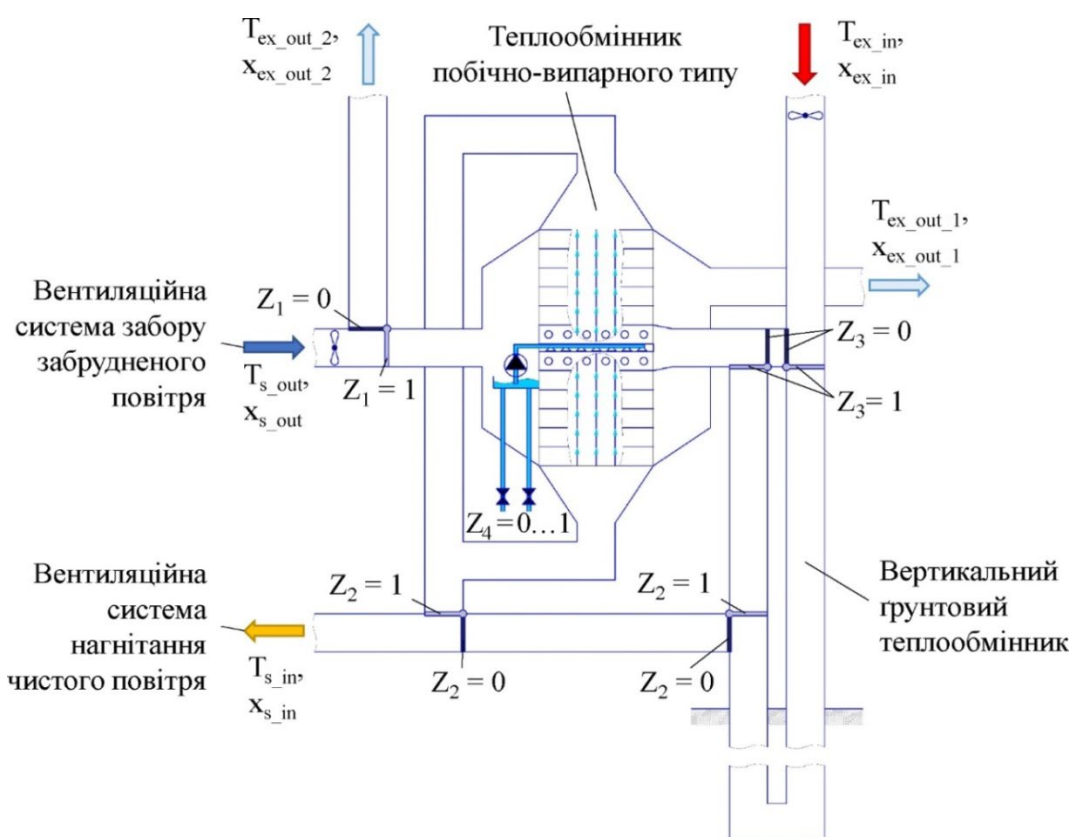


Рисунок 7.1 – Технологічна схема мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень

На рис. 7.1 відмічені основі елементи системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень: вентиляційна система видалення забрудненого повітря (розділи 3.2–3.3, 5.2, 6.1), вентиляційна система нагнітання чистого повітря (розділи 3.4–3.5, 5.3, 6.2), теплообмінник побічно-випарного типу (розділи 3.6, 4.1–4.3, 5.4, 6.3), вертикальний ґрунтовий теплообмінник (розділи 3.7, 4.4–4.5, 5.5, 6.4). 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.

На рис. 7.1 відмічені температури T (°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_in} і вологість x_{ex_in} повітря зовнішнього середовища є змінною і коливається за рис. 2.9. Температура T_{s_in} (18–22 °C) і вологість x_{s_in} (70 % – 8,9–11,4 г/кг) повітря, яке подається в приміщення повинне відповідати зоотехнічним вимогам згідно табл. 1.1. Температура T_{s_out} і вологість x_{s_out} повітря залежать від багатьох не контрольованих факторів, які визначаються життєдіяльністю тварин і згідно розділу 2 можуть знаходитися в певних межах: 12–30 °C, 80–95 % (6,9–24,8 г/кг) відповідно.

Для визначення найбільш ефективного алгоритму необхідно розглянути отримані закономірності зміни вихідної температури теплообмінника побічно-випарного типу (розділи 3.6, 4.1–4.3, 5.4, 6.3) і вертикального ґрунтового теплообмінника (розділи 3.7, 4.4–4.5, 5.5, 6.4) від вхідної температури і швидкості потоку повітря. Для ґрунтового теплообмінника необхідно враховувати ще зміну температури ґрунту в залежності від пори року (рис. 4.41, формула (4.57)).

Скористаємось залежностями (4.42) і (3.70) для теплообмінника побічно-випарного типу.

Температура на виході T_M ($^{\circ}\text{C}$) з теплообмінника побічно-випарного типу (при відношенні ширини початкової частини до загальної ширини теплообмінника $\overline{l_y^w} = 0,125$):

$$\begin{aligned} T_M = & 0,0783 + 0,00089 Q_{in} + 0,658 t_{in} + \\ & + 0,00031 Q_{in} T_{in} - 0,00562 T_{in}^2 + 0,16 x_{in} - \\ & - 0,0002596 Q_{in} x_{in} + 0,0144 T_{in} x_{in} - 0,00694 x_{in}^2, \end{aligned} \quad (7.8)$$

де T_{in} – температури первинного повітря на впуску, $^{\circ}\text{C}$;

x_{in} – абсолютна вологість повітря на вході в теплообмінник, г/кг;

Q_{in} – витрат потоку повітря на вході в теплообмінник, $\text{м}^3/\text{год}$.

Потужність, необхідна для прокачування повітря через теплообмінник побічно-випарного типу, визначається за формулою:

$$\begin{aligned} N_M = & \left[\frac{\rho (V')^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) + 0,11 N_k \frac{P_k A_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot V' \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} + \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right)^2 \right] + \right. \\ & + \frac{\rho (V')^2}{2} \left[\eta_1 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right) + 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot V' \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} + \zeta_{k80} + \right. \\ & \left. \left. + 0,11 N_k \frac{P_k B_T}{4 F_k} \sqrt{\frac{17 \mu_a P_k}{F_k \cdot V' \cdot \rho} + \frac{\psi_k P_k}{4 F_k}} + \eta_2 \left(1 - \frac{N_k F_k}{F_T} \right)^2 \right] \right] \frac{V'}{\eta_n}, \end{aligned} \quad (7.9)$$

де η_n – повний ККД вентилятора;

η_1 – коефіцієнт пом'якшення удару, $\eta_1 = 0,5$;

N_k – кількість каналів;

F_T – площа перерізу вхідного повітропроводу, м^2 ;

F_k – площа перерізу каналу, м^2 ;

P_k – периметр перерізу каналу, м;

A_T – довжина робочого каналу, м;

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, м;

ψ_k – еквівалентна шорсткість стінок сухого і вологого каналів;

V – швидкість потоку повітря, м/с.

Скористаємось залежностями (4.62), (6.22) і (3.74), (3.80)–(3.84), (3.85) для U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника.

Температура на виході T_G (°C) з ґрунтового теплообмінника:

$$T_G = T_{in} \pm \Delta T_{aU} = T_{in} \pm (7,82 - 0,00956 Q_{in} - 0,427 T_{in} + 0,000105 Q_{in} T_{in} + 0,0184 T_{in2}), \quad (7.10)$$

де T_{in} – температури первинного повітря на впуску, °C;

Q_{in} – витрат потоку повітря на вході в теплообмінник, м³/год;

«+» – для $T_{in} < 9,73$ °C; «-» – для $T_{in} > 9,73$ °C.

Потужність, необхідна для прокачування повітря через ґрунтовий теплообмінник, визначається за формулою:

$$\begin{aligned} N_G = & \frac{q_{in}}{\eta_n} \left(0,11 \frac{273\rho_{н.у.}}{2TD_{U1}} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 \times \left(\sqrt[4]{\frac{17\mu T \pi D_{U1}}{273q_{in}\rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{U1}} \right) + \right. \\ & + 2 \frac{273\alpha\rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 + 0,11 \frac{273\rho_{н.у.} (L_U - L_{U1})}{2TD_{U1}} \times \\ & \times \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17\mu T \pi D_{U1}}{273q_{in}\rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{U1}} \right) + \frac{273\alpha\rho_{н.у.}}{T} \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 + \\ & \left. + 0,11 \frac{273\rho_{н.у.}}{2TD_{U1}} \times \left(\frac{4q_{in}}{\pi D_{U1}^2} \right)^2 \left(\sqrt[4]{\frac{17\pi D_{U1}\mu T}{273q_{in}\rho_{н.у.}}} + \frac{\psi}{D_{U1}} \right) \right) \end{aligned} \quad (7.11)$$

де η_n – повний ККД вентилятора;

$\rho_{н.у.}$ – густина повітря при нормальних умовах;

L – довжина повітропроводу, м;

T – температура потоку повітря, К;

D – діаметр повітропроводу, м;

q_{in} – вхідний витрати потоку повітря, м³/с;

μ – динамічна в'язкість повітря;

ψ – еквівалентна шорсткість стінок повітропроводу;

ζ – коефіцієнт місцевого опору для просторового повороту на 180° при нагнітанні;

α – коефіцієнт пом'якшення удару (для коліна постійного перерізу).

У разі значення температури T_{s_in} менше за зоотехнічні вимоги ($<18^\circ\text{C}$) повинні запускатися нагрівальні елементи (рис. 2.41, 7.1, $Z_5 = 1$ – увімкнуті, $Z_5 = 0$ – вимкнуті), при цьому споживаючи додаткову енергію:

$$N_Q = q_{in} \frac{273}{273 + T_{s_in}} \rho_{н.у.} c_a (18 - T_{s_in}), \quad (7.12)$$

де $\rho_{н.у.}$ – густина повітря при нормальних умовах, кг/м^3 ;

T_{s_in} – температури повітря на впуску, $^\circ\text{C}$;

c_p – питома теплоємність повітря, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$;

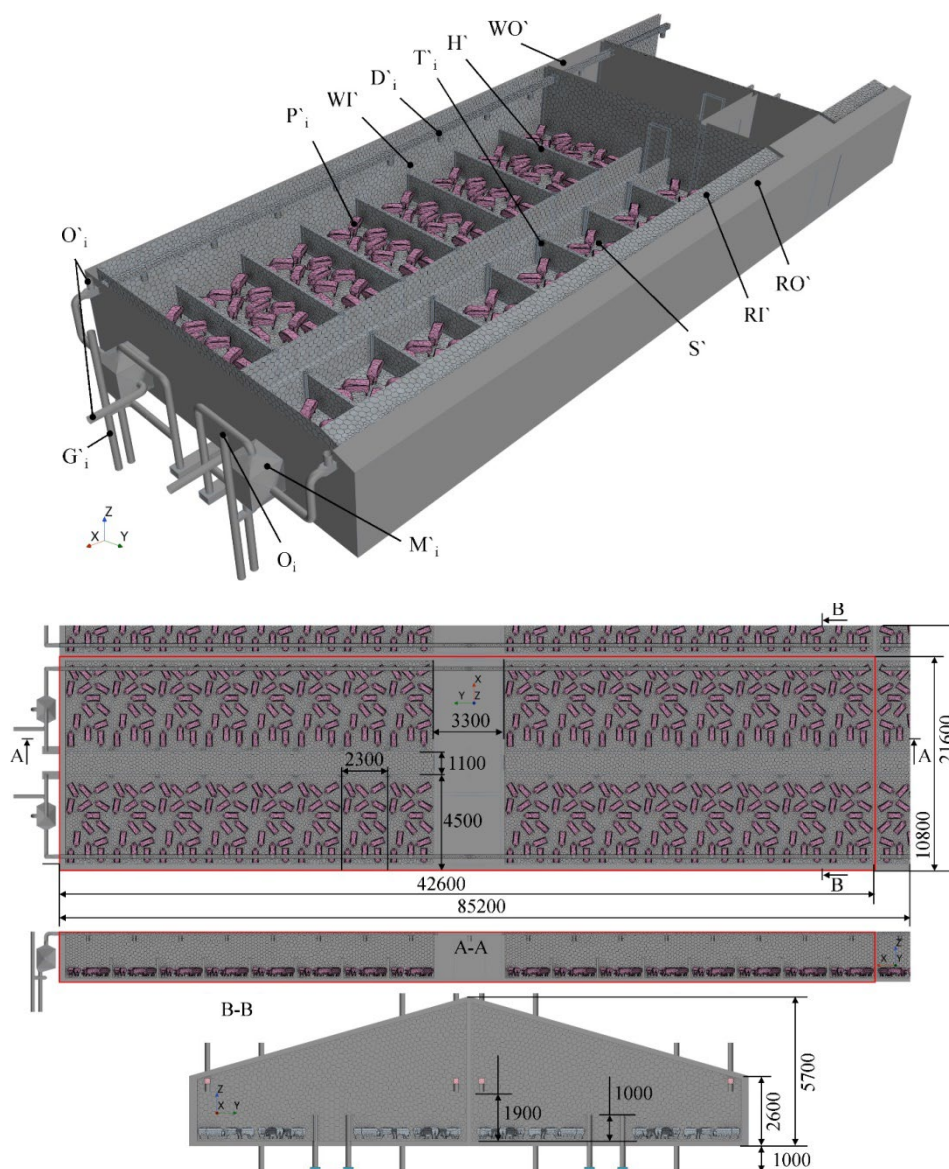
273 – температура 0°C , K;

q_{in} – вхідний витрати потоку повітря, $\text{м}^3/\text{с}$.

Спираючись на отримані залежності для температури (7.8) і (7.10) і умови для температур у відповідності до рис. 2.42 розробимо алгоритм функціонування мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень, блок-схема якого наведена на рис. 7.2.

На рис. 7.2 $T_m = 9,79^\circ\text{C}$ – не змінна температура ґрунту на глибині ґрунтового теплообмінника; $\Delta T_G = 9,3^\circ\text{C}$ – різниця температур, при якій ефективно використання U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника; $T_{min} = 18^\circ\text{C}$, $T_{max} = 22^\circ\text{C}$ – мінімальне і максимальне значення температур згідно зоотехнічних вимог.

Розроблений алгоритм реалізований у створеній симуляції мікроклімату свинарського приміщення у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Для прийнятого свинарського приміщення побудовані відповідні 3D-моделі областей, де переміщуються теплові і повітряні потоки. Опис елементів, геометричні розміри і згенеровані сітки приміщень для свиней представлені на рис. 7.3. Сіткові і фізичні моделі обрані аналогічним чином, як у розділі 2.3.



T_i – патрубки системи нагнітання чистого повітря; D_i – патрубки системи видалення забрудненого повітря; H' – огороження станка; W_O' – зовнішня поверхня стіни; W_I' – внутрішня поверхня стіни; R_O' – дах; R_I' – стеля; S' – решітчаста підлога; P_i – шкірний покрив свиней; O_i' – вихідні отвори для повітря; O_i – входні отвори для повітря; M_i – теплообмінники побічно-випарного типу; G_i – U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник

Рисунок 7.3 – Сіткова модель приміщення для утримання свиней із розробленою системою забезпечення мікроклімату

Граничні і початкові умови чисельного моделювання обрано у відповідності до розділу 2.3. Фізико-математичний апарат чисельного моделювання в Simcenter Star-CCM+ розробленої системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень відповідає рівнянням (2.5)–(2.13).

На рис. 7.4 представлено розподіл температур приміщень, які отримані за результатами чисельного моделювання. Також на рис. 7.4 відмічені площини перерізів, які досліджувалися більш детально.

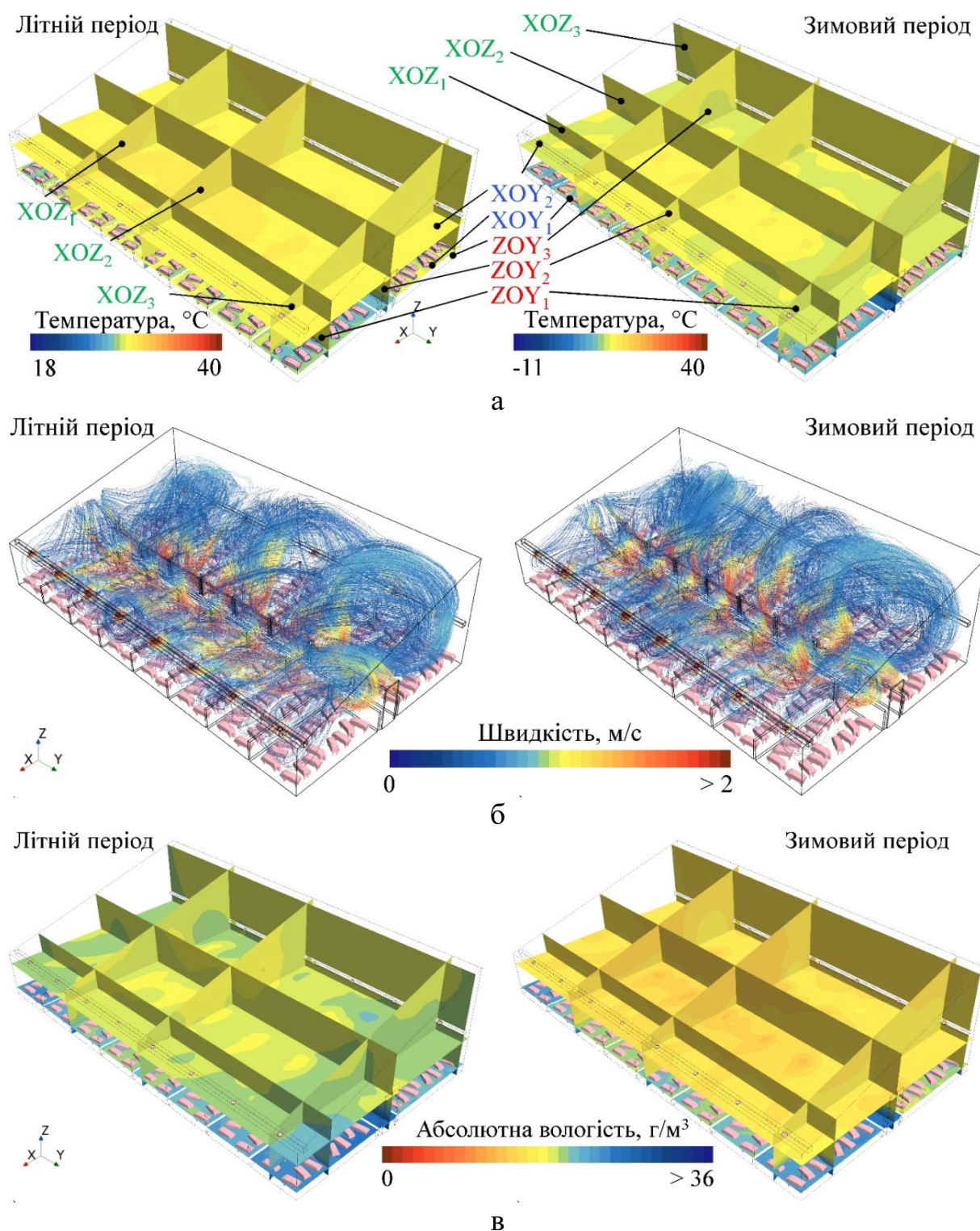


Рисунок 7.4 – Розподіли температури (а), лінії потоку повітря (б) і тиску (в) у приміщеннях свинарника із розробленою системою забезпечення мікроклімату

Отримані візуалізації надають можливість візуально оцінити розподіл температури (рис. 7.4, а), швидкості повітря (рис. 7.4, б) та рівня вологості (рис. 7.4, в) в приміщенні, де застосовується розроблена мехатронна система забезпечення мікроклімату.

Аналізуючи температурне поле в зоні перебування свиней, було встановлено, що влітку і взимку температура коливається в межах 18,4–21,8 °С, що повністю відповідає зоотехнічним вимогам. В інших областях свинарника температура є іншою: влітку – більше 22 °С, а взимку – менше 18 °С. Наявність суцільних перегородок в станках убезпечує тварин від попадання на них теплого повітря влітку і холодного взимку (рис. 7.5).

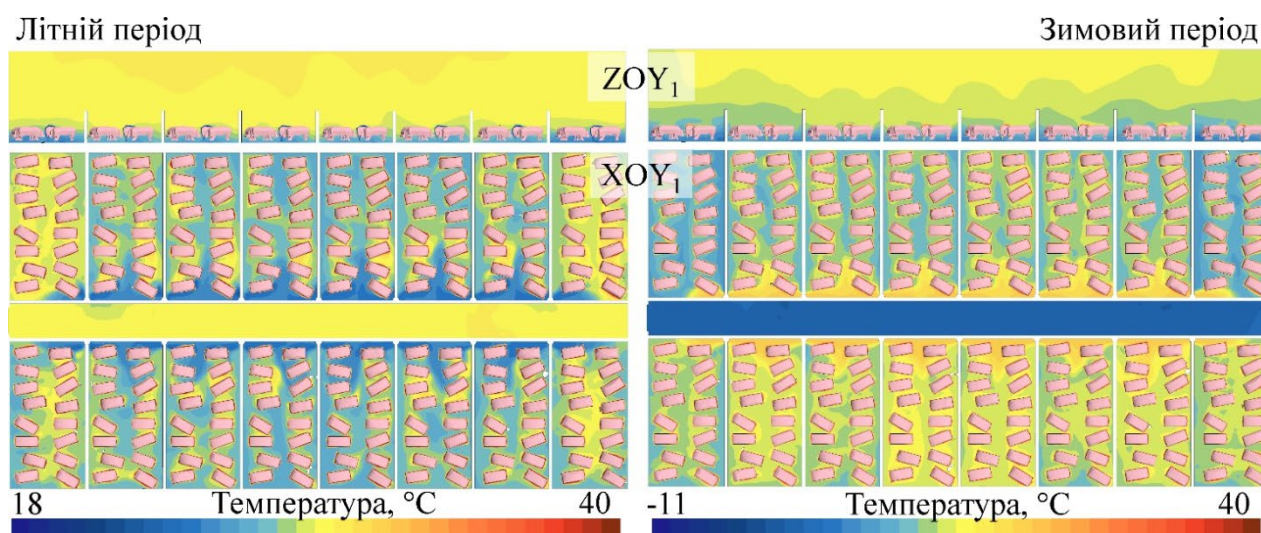


Рисунок 7.5 – Розподіли температури в свинарнику із розробленою системою забезпечення мікроклімату

При проведенні дослідження векторного поля швидкостей в приміщенні свинарника (рис. 7.6) виявлено наявність турбулентного потоку в зоні перебування тварин. Цікавим є процес руху повітря: з підлогового каналу воно огинає перегородку станка і підіймається біля стінок вгору у систему видалення повітря. Швидкість потоку повітря при цьому в зоні перебування тварин складає до 0,5 м/с і є достатньо однорідним. Це підтверджує, що умови перебування є досить комфортними.

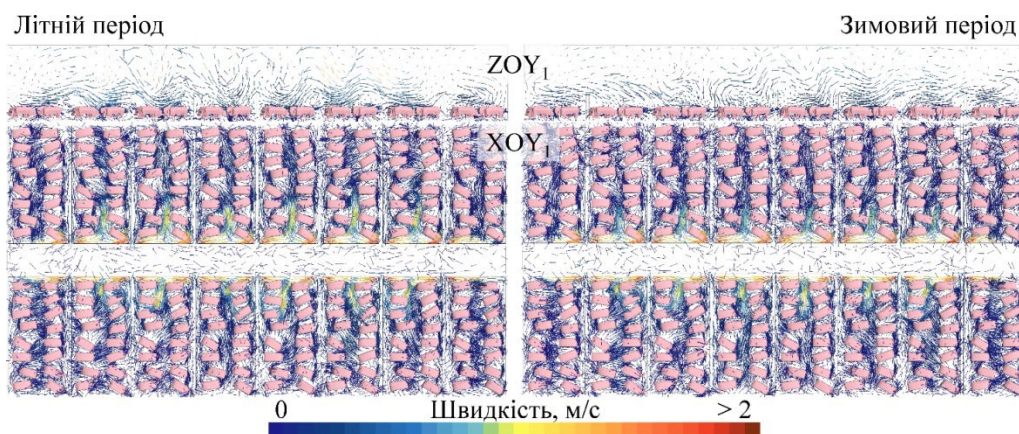


Рисунок 7.6 – Розподіли швидкості в свинарнику із розробленою системою забезпечення мікроклімату

Щодо вологості (рис. 7.7), важливо відмітити, що у літній період року спостерігається істотно збільшений рівень вологості. Найвище значення в цій області, де перебувають тварини, сягає 14 г/м^3 , що в контексті температури повітря 22°C відповідає $71,6\%$, що є досить значущим показником. У зимовий період вміст вологості в повітрі біля тварин становить від 10 до 12 г/м^3 , що при температурі 18°C відповідає від $64,9\%$ до $77,4\%$. Що відповідає зоотехнічних вимогам.

Комплексна оцінка системи вентиляції підлогового каналу засвідчила її високу ефективність у забезпеченні оптимального мікроклімату. Це проявляється у рівномірності розподілу швидкості потоку повітря, що не перевищує нормовані значення (до $0,5 \text{ м/с}$), температурним режимам ($18,4\text{--}21,8^\circ\text{C}$) і вологістю повітря ($64,9\text{--}77,4\%$).

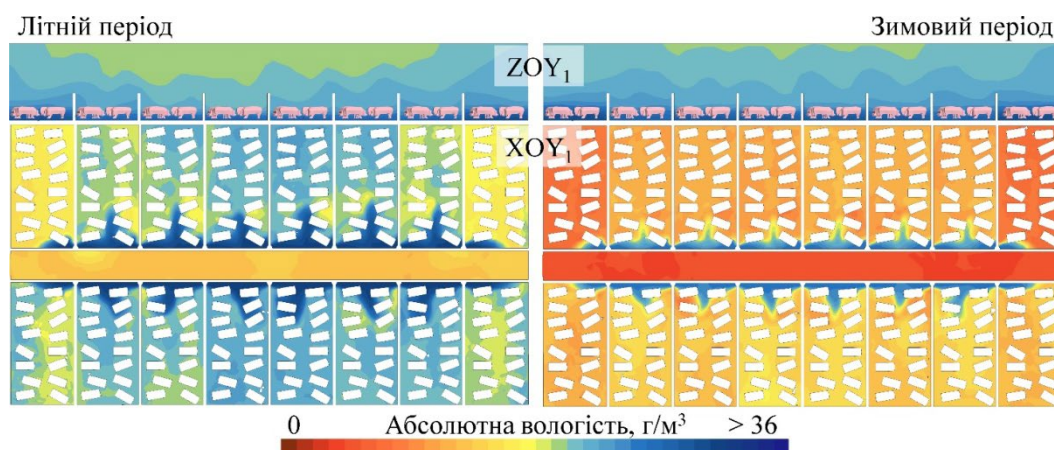
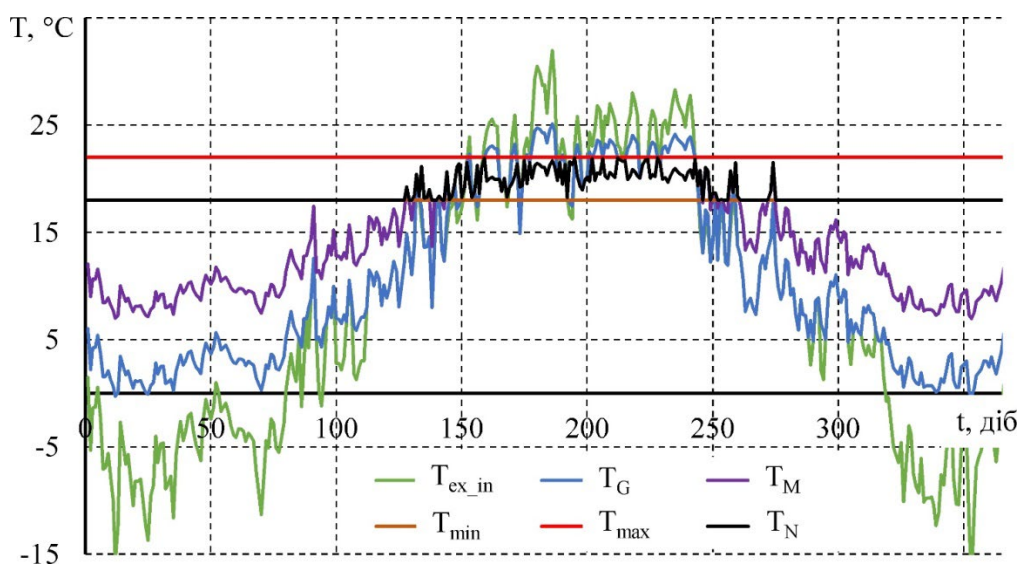


Рисунок 7.7 – Розподіли вологості в свинарнику із розробленою системою забезпечення мікроклімату

Згідно проведеного моделювання отримано динаміку температури (рис. 7.8) на кожному етапі проходження потоку повітря через розроблену систему забезпечення мікроклімату у свинарнику впродовж всього року. Отримана залежність побудована на основі запропонованого алгоритму (рис. 7.2). Тому проходження потоку повітря через теплообмінники і нагрівальні елементи залежить від температури повітря.

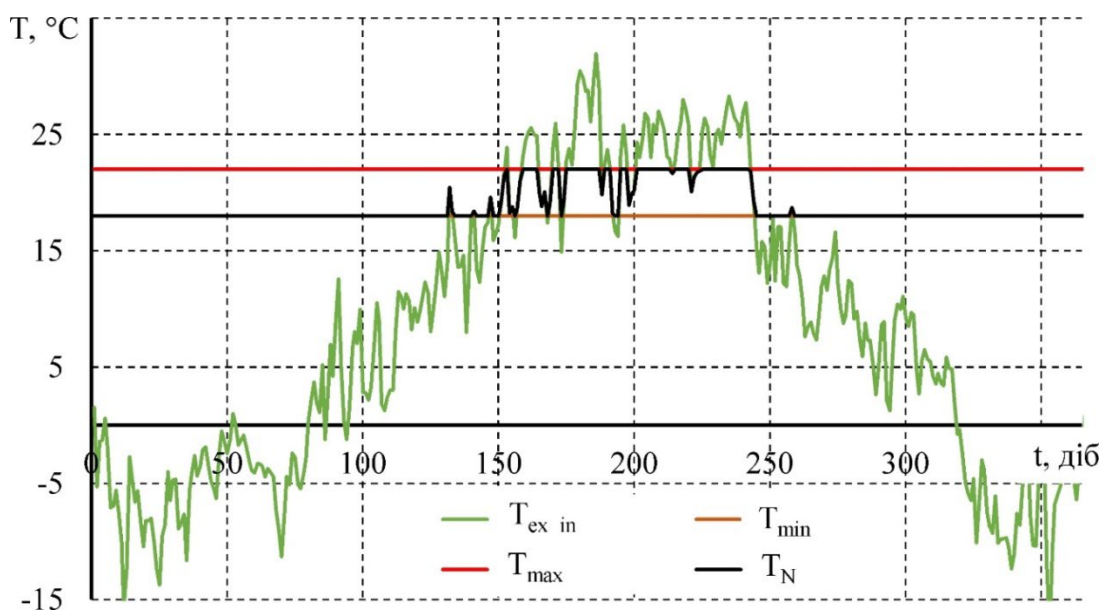


T_{ex_in} – температура повітря зовнішнього середовища; T_G – температура повітря після проходження через U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник; T_M – температура повітря після проходження через теплообмінник побічно-випарного типу; T_N – температура повітря після проходження через нагрівальні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

Рисунок 7.8 – Динаміка зміни температури на кожному етапі проходження потоку повітря через розроблену систему забезпечення мікроклімату у свинарнику впродовж всього року

Рис. 7.8 показує, 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 ($22\text{ }^{\circ}\text{C}$) відбувається без застосування додаткових систем кондиціонування, а нагрівання повітря до температури $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ потребує додаткового використання нагрівальних елементів.

Для подальшого порівняння розглянемо систему забезпечення мікроклімату свинарника із підлоговим каналом із класичною теплообмінником опалювання і кондиціонування (рис. 2.4). Потік повітря, який потрапляє з зовнішнього середовища, нагрівається і охолоджується прямим шляхом (рис. 7.9).



T_{ex_in} – температура повітря зовнішнього середовища; T_N – температура повітря після проходження через класичний теплообмінник опалювання і кондиціонування; $T_{min} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{max} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ – мінімальне і максимальне значення температур згідно зоотехнічних вимог

Рисунок 7.9 – Динаміка зміни температури на кожному етапі проходження потоку повітря через класичну систему забезпечення мікроклімату у свинарнику впродовж всього року

Для визначення потужності, що споживається розробленою системою забезпечення мікроклімату у свинарнику скористаємося формулою:

$$N_{\Sigma GM} = N_{s_out} + N_{s_in} + (1 - Z_3)N_G + (1 - Z_2)N_M + Z_5N_Q. \quad (7.13)$$

Для визначення потужності, що споживається класичною системою забезпечення мікроклімату у свинарнику скористаємося формулою:

$$N_{\Sigma N} = N_{s_out} + N_{s_in} + \begin{cases} 0, & T_{\min} \leq T_{s_in} \leq T_{\max} \\ N_Q, & T_{s_in} \leq T_{\min}, T_{s_in} \geq T_{\max} \end{cases} \quad (7.14)$$

Згідно рис. 7.8–7.9 та формул (7.13)–(7.14) отримуємо динаміку споживаної потужності розробленої та класичної системи забезпечення мікроклімату у свинарнику на 16 станків, яка представлена на рис. 7.10.

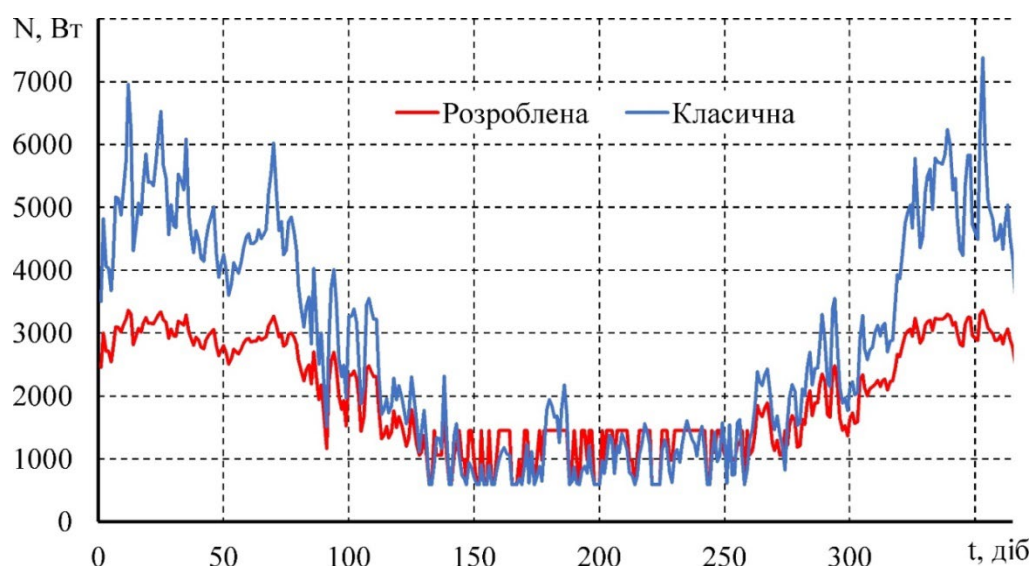


Рисунок 7.10 – Динаміка зміни споживаної потужності розробленої і класичної систем забезпечення мікроклімату у свинарнику впродовж всього року

Провівши інтегрування залежностей рис. 7.10 отримуємо річні витрати енергії для розробленої (17528 кВт·год) і класичної (24559 кВт·год) систем забезпечення мікроклімату. Річні витрати енергії розробленої системи на 28,6 % менше, ніж класичної [290].

7.2 Впровадження результатів у виробництво

Підприємство ТОВ «Агромаш-Калина» (Україна, Вінницька обл., Хмільницький р-н, м. Калинівка) отримало конструкторську та технічну документацію на виготовлення мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень, яка розроблена згідно державної науково-дослідної роботи «Розробка комплексу техніко-технологічного забезпечення енерго- та ресурсоощадного виробництва продукції тваринництва

у рамках ЄЗК» (№ ДР 0123U101794, 2023–2024 рр.) у Вінницькому національному аграрному університеті під керівництвом доктора економічних наук, професора, академіка НААН України Калетніка Г.М. Отримана конструкторська та технічна документація буде використовуватися для виготовлення дослідних зразків вищезазначеного обладнання і проведення дослідно-виробничих випробувань (Додаток Н), (Додаток П).

На свиновідгодівельній фермі ПСП «Агрофірма Нападівська» (Україна, Вінницька обл., Вінницький р-н, с. Нападівка) проведені науково-дослідні роботи згідно договору № 2021-216/1 від 21.01.2021 р. і відповідного технічного завдання. За результатами роботи надані рекомендації щодо налагодження системи забезпечення мікроклімату із вентиляцією підлогового каналу приміщення для відгодівлі свиней. За результатами аналізу існуючої системи забезпечення мікроклімату і з метою підвищення її ефективності змонтовано U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник. За результатами досліджень процесу нагрівання потоку повітря в U-подібному вертикальному ґрунтовому теплообміннику у виробничих умовах встановлено динаміку зміни температур впродовж року. Ефективна теплова потужність U-подібного теплообмінника складає $N_{EU}(T_{in} = 32,1\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1617\text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -13,1\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1312\text{ Вт}$. Розроблені рекомендації і змонтований U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник дали змогу зменшити витрати електроенергії впродовж року на 17,5 % (Додаток Р).

В ході виконання виробничих досліджень у ФГ «Літагор» (Україна, Вінницька обл., Козятинський р-н, с. Миколаївка) у свинарнику (16 груп по 25–30 поросят на дорощуванні) із системою вентиляції підлогового каналу надані методичні рекомендації. Науково-методичні рекомендації, які націлені на зміну режиму функціонування системи забезпечення мікроклімату, дали змогу підвищити ефективність видалення забруднень на 16–18 % (влітку – $1,49 \pm 0,51$, взимку – $1,59 \pm 0,52$) за рахунок раціонального збільшення швидкості потоку повітря у вентиляції при зберіганні витрат електроенергії, що дало змогу забезпечити зоотехнічні вимоги (Додаток С).

На підприємстві ТОВ «Субекон» (Україна, Вінницька обл., Тиврівський р-н, смт Сутиски) змонтовано розроблений повітряний теплообмінник побічно-випарного типу у систему вентиляції через стінові канали. В приміщенні свинарника розміщені 8 груп по 24–26 поросят на дорощуванні (200 голів). Застосування теплообмінника побічно-випарного типу в літній період року (з 03.06.2024 р. до 03.08.2024 р.) дозволило знизити температуру повітря у приміщенні до нормованих зоотехнічних вимог 18–22 °С і підвищити вологість повітря до 70–75 %. При цьому швидкість потоку повітря в зоні перебування тварин не перевищувала 0,5 м/с (Додаток Т).

Результати наукових досліджень з впровадження науково-обґрунтованих технологій і технічних рішень системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень із теплообмінником побічно-випарного типу і U-подібним вертикальним ґрунтовим теплообмінником передані й 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» (Додаток У).

7.3 Економічна оцінка впровадження результатів досліджень

Економічна оцінка впровадження результатів досліджень проводилась у відповідності до загальноприйнятих методик [291, 292, 293] на основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень з використанням програмного пакету Microsoft Excel.

Економічний розрахунок проведено на базі приміщення для утримання поросят на дорощуванні (рис. 7.3), в якому розміщено 128 станків (по 25 поросят). Загальна кількість місць складає 3200. Площа підлоги становила $0,43 \pm 0,01$ м²/голову, з яких $60,0 \pm 0,1$ % була решітчаста, а $40,0 \pm 0,1$ % – суцільна. Загони були $4,6 \pm 0,01$ м $\times$ $2,3 \pm 0,01$ м.

Класична система забезпечення мікроклімату була такою. Опалення забезпечувалося тепловентиляторами ВЕНТС АОЕ 12 (по 12 кВт) біля зовнішньої стіни у приміщеннях (загальна кількість – 16 шт.). Вентиляційне повітря проходить по підлоговому каналу крізь 112 підлогових отворів ($0,30 \pm 0,01 \text{ м} \times 0,30 \pm 0,01 \text{ м}$), а потім до 112 витяжних патрубків по загальному повітропроводу ($\varnothing 0,20 \pm 0,01 \text{ м}$), які розміщені в стелі. Витрати повітря у витяжних шахтах коливаються від $3,5 \pm 0,1$ до $27 \pm 0,1 \text{ м}^3/\text{год}$ на тварину. Середня швидкість повітря в каналі коливалася від 0,12 м/с до 1,13 м/с. Для охолодження в літній період року використовуються форсунок зрошування, які розміщені у підлогових припливних каналах, що забезпечують дрібнодисперсну подачу води продуктивністю 10–14 кг/год (загальна кількість 56 шт.). Управління відбувається автоматизованою системою. Системи видалення і нагнітання повітря приймаємо такими, що вже спроектовані у свинарнику. Вартість класичної системи забезпечення мікроклімату складає ≈ 900000 грн (розрахунок наданий ПСП «Агрофірма Нападівська»).

До складу розробленої системи забезпечення мікроклімату для прийнятого свинарника входить 8 теплообмінників побічно випарного типу (по 90000 грн), 8 ґрунтових теплообмінників глибиною 15 м (70000 грн.), автоматизована система керування (100000 грн.). Системи видалення і нагнітання повітря приймаємо такими, що вже спроектовані у свинарнику. Тоді загальна вартість розробленої системи забезпечення мікроклімату складає 1380000 грн.

Економічні розрахунки будемо проводити на 1 рік. Тоді економічний ефект від впровадження мехатронної системи забезпечення мікроклімату складає

$$E_p = P_k - P_p. \quad (7.15)$$

де P_k, P_p – прямі експлуатаційні витрати для класичної і розробленої систем забезпечення мікроклімату відповідно, грн.

Тривалість окупності вкладень визначається наступним чином

$$T_{\text{окд}} = \frac{I_p - I_k}{E_p}. \quad (7.16)$$

де I_k, I_p – інвестиційні вкладення для класичної і розробленої систем забезпечення мікроклімату відповідно, грн.

Прямі експлуатаційні витрати можна визначити як суму можливих витрат

$$\Pi = \text{ОП} + \text{ЕЕ} + \text{ТО} + \text{А} + \text{М}, \quad (7.17)$$

де ОП – витрати на оплату праці персоналу, грн.;

ЕЕ – витрати на електроенергію, грн.;

ТО – витрати на технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт, грн.;

А – витрати на амортизацію, грн.

Оскільки обидві системи є автоматизовані, то приймаємо, що тривалість зайнятості персоналу на рік складає 182 год. (2 рази на добу по 15 хв.). Тоді витрати на оплату праці персоналу є однаковими і складає $\text{ОП}_к = \text{ОП}_р = 18200$ грн. (погодинна тарифна ставка оплати праці ≈ 100 грн/год).

Витрати коштів на електроенергію знайдемо з урахування попереднього розрахунку сумарної споживаної потужності на 16 станків для утримання поросят (розділ 7.1). Оскільки по проєкту маємо 128 станків, то отримуємо для класичної системи загальні втрати енергії – $(24559 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 16) \times 128 = 196472 \text{ кВт} \cdot \text{год}$, а для розробленої – $(17528 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 16) \times 128 = 140224 \text{ кВт} \cdot \text{год}$. Враховуючі ціну на електроенергію для підприємств – 7,25 грн/кВт отримуємо річні витрати на електроенергію $\text{ЕЕ}_к = 1424422$ грн, $\text{ЕЕ}_р = 1016624$ грн. (погодинна тарифна ставка оплати праці ≈ 100 грн/год).

Витрати на капітальний, поточний ремонт, технічне обслуговування та амортизацію обладнання можна визначити як 15 % від вартості обладнання кожне. Тому отримуємо наступні річні витрати $\text{ТО}_к = 135000$ грн, $\text{ТО}_р = 207000$ грн., $\text{А}_к = 135000$ грн, $\text{А}_р = 207000$ грн.

Тоді загальні витрати складають: для класичної системи – $\Pi_к = 1712622$ грн.; для розробленої системи – $\Pi_к = 1448824$ грн.

Тоді за формулами (7.15) і (7.16) маємо річний економічний ефект від впровадження мехатронної системи забезпечення мікроклімату – 263798 грн. (або 82,43 грн/місце), а строк окупності додаткових капіталовкладень – 1,82 року.

7.4 Висновки до розділу

1. Для прийнятої конструктивно-технологічної схеми мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень (рис. 2.41–2.42) і проведених теоретичних і експериментальних досліджень (7.2)–(7.12) її елементів розроблено алгоритм її функціонування (рис. 7.1–7.2). Розроблений алгоритм реалізований у створеній симуляції мікроклімату свинарського приміщення у програмному пакеті Simcenter Star-CCM+. Згідно проведеного моделювання отримано динаміку температури (рис. 7.8) на кожному етапі проходження потоку повітря через розроблену систему забезпечення мікроклімату у свинарнику 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 °С) відбувається без застосування додаткових систем кондиціонування. Нагрівання повітря до температури 18 °С потребує додаткового використання нагрівальних елементів. Отримано динаміку споживаної потужності розробленої та класичної системи забезпечення мікроклімату у свинарнику на 16 станків (рис. 7.10). 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 і кондиціонування) на 28,6 % менше.

2. 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» проведені 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» надані 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.

3. Економічний розрахунок проведено на базі приміщення для утримання поросят на дорощуванні (рис. 7.3), в якому розміщено 128 станків (по 25 поросят). Загальна кількість місць складає 3200. За класичною системою мікроклімату: опалення забезпечувалося тепловентиляторами (16 шт.); вентиляційне 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.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях автора [290].

ВИСНОВКИ

В роботі вирішена проблема підвищення ефективності функціонування техніко-технологічного забезпечення мікроклімату свинарських приміщень шляхом обґрунтування адаптивних мехатронних систем відповідних 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 зі 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 – $20\text{--}26^\circ\text{C}$ (літній період року), $16\text{--}20^\circ\text{C}$ (зимовий період року); стельова – $19\text{--}28^\circ\text{C}$ (літній період року), $15\text{--}22^\circ\text{C}$ (зимовий період року); стінові канали – $20\text{--}30^\circ\text{C}$ (літній період року), $12\text{--}18^\circ\text{C}$ (зимовий період року). Для системи вентиляції підлогового каналу у виробничих умовах ефективність видалення забруднень ξ складає $1,27 \pm 0,48$ (літній період року) і $1,37 \pm 0,41$ (зимовий період

року); для системи вентиляції через стінові канали $\xi - 1,27 \pm 0,38$ (літній період року) і $1,14 \pm 0,22$ (зимовий період року); у приміщенні із стельовою системою вентиляції $\xi - 1,02 \pm 0,35$ (літній період року) і $1,01 \pm 0,28$ (зимовий період року). Ефектність відведення теплоти для системи вентиляції підлогового каналу $\zeta - 1,14 \pm 0,12$ (літній період року) і $1,12 \pm 0,06$ (зимовий період року); у приміщенні із стельовою системою вентиляції $\zeta - 0,94 \pm 0,25$ (літній період року) і $1,01 \pm 0,02$ (зимовий період року); для системи вентиляції через стінові канали $\xi - 0,92 \pm 0,12$ (літній період року) і $0,94 \pm 0,09$ (зимовий період року). 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 з'являється 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 (3.19), 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 (3.18) 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 ((3.31), рис. 3.7) зміни втрат тиску Δp_1 і потужності N_{w1} ((3.32), рис. 3.8), 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} ((6.1), рис. 6.2), витрат повітря q_{out} ((6.3), рис. 6.3), коефіцієнта зниження швидкості потоку повітря ι ((6.4), рис. 6.4), споживаної вентилятором потужності N_{damp} ((6.5), рис. 6.5) і умовної площі отвору σ_{out} ((6.10), рис. 6.6) 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 ((6.13). рис. 6.7) 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 (3.44) для визначення ширини щілини δ_y в залежності

від висоти патрубку 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 (3.56), яке описує залежність бокового кута клина θ (рис. 3.13) центрального повітропроводу системи нагнітання чистого повітря і його ширини a_1 (рис. 3.14) 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 свиначника отримано залежності ((3.64), рис. 3.15) зміни втрат тиску Δp_2 і потужності N_{w2} ((3.65), рис. 3.16), 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 патрубка з щільною змінної ширини (0,01–0,02), що підтверджує вірність теоретичного розрахунку за отриманою формулою (3.44). За результатами обробки експериментальних даних отримана залежність (рис. 6.12) 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 ((3.70), рис. 3.18) втрат тиску Δp_T і потужності N_T ((3.65), рис. 3.19) 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 (рис. 4.14–4.18), векторного поля швидкостей (рис. 4.19–4.21) і абсолютної вологості повітря (рис. 4.22–4.24) 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 (рис. 4.31). 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 $\bar{t}_1$ ((4.42), (6.15), рис. 6.13), коефіцієнта теплової ефективності η_t ((4.44), (6.17), рис. 6.14) і питомої холодопродуктивності $\bar{N}_t$ ((4.46), (6.19), рис. 6.15) 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} (3.84)–(3.84) у вертикальних ґрунтових теплообмінниках для двох запропонованих схем (концентричний і U-подібний) встановлено, що потужність N_{ST} (3.85) 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} (рис. 3.21). За результатами чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря в концентричному і U-подібному вертикальних ґрунтових теплообмінниках отримано розподіл температурного поля у літній (рис. 4.44–4.45) і зимовий (рис. 4.46–4.47) періоди року. Температура повітряного потоку, що переміщується вздовж труб загальною довжиною 32 м в літній (зимовий) період року зменшується (збільшується) на $7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($8,1\text{ }^{\circ}\text{C}$) для концентричного теплообмінника і на $8,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($9,3\text{ }^{\circ}\text{C}$) 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 ((4.61)–(4.62), (6.22), рис. 4.48, рис. 6.18) і ефективної теплової потужності ґрунтових теплообмінників N_E (рис. 4.49, рис. 6.19) 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. Ефективна теплова потужність концентричного теплообмінника складає $N_{EC}(T_{in} = 31,7\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1266\text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1052\text{ Вт}$, що менше за ефективну теплову потужність U-подібного теплообмінника $N_{EU}(T_{in} = 31,7\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1575\text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -12,2\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1235\text{ Вт}$. Тобто U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник на 17–24 % ефективніший, ніж концентричний.

12. Для розробленої адаптивної мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень (рис. 2.41–2.42) на основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень (7.2)–(7.12) розроблено алгоритм її функціонування та створено повну чисельну модель свинарника на 16 станків у

програмному пакеті Simcenter Star-CCM+ (рис. 7.1–7.2). Виконано симуляцію функціонування мехатронної системи впродовж календарного року. Результати симуляції дозволили отримати динаміку температури (рис. 7.8) 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 (рис. 7.10). Річні витрати енергії для розробленої системи забезпечення мікроклімату складають 17528 кВт·год, що в порівнянні із класичною системою (вентиляція із підлоговим каналом і теплообмінником опалювання та кондиціонування споживає 24559 кВт·год) на 28,6 % менше. Економічний розрахунок проведено на базі приміщення для утримання поросят на дорощуванні, в якому розміщено 128 станків (по 25 поросят). 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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Державна служба статистики. Економічна статистика. Економічна діяльність. Сільське, лісове та рибне господарство. URL: <https://ukrstat.gov.ua/> (дата звернення: 01.11.2024).
2. Marquer P. Pig farming in the EU, a changing sector. *Statistics in focus*. 2010. № 8. Р. 1–12.
3. Feng Q., Qian S. Research on Management of Pig Farms. *3rd International Conference on Data Science and Business Analytics (ICDSBA)*, Istanbul, 11–12 October 2019. Р. 57–60. DOI: 10.1109/ICDSBA48748.2019.00022.
4. Технологія виробництва і переробки продукції свинарства : навч. посіб. / М. Повод та ін. Київ : Науково-метод. центр ВФПО, 2021. 360 с.
5. Романюха І. О., Дудін В. Ю. Курсове і дипломне проектування тваринницьких підприємств : навч. посіб. 2-ге вид., перероб. і доп. Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2014. 418 с.
6. Ревенко І. І., Брагінець М. В., Заболотько О. О. Машини та обладнання для тваринництва : посібник-практикум. 2-ге вид. Київ : Кондор, 2012. 562 с.
7. Лихач В. Я., Лихач А. В. Технологічні інновації у свинарстві : монографія. Київ : ФОП Ямчинський О.В., 2020. 291 с.
8. Hochwertige Stalltechnik aus Österreich. URL: <http://www.schauer.co.at>. (дата звернення: 18.11.2024).
9. Інформаційний сайт з питань свинарства. URL: <http://www.svinovodstvo.com.ua> (дата звернення: 18.11.2024).
10. Homepage. *Big Dutchman*. URL: <http://www.bigdutchman.de>. (дата звернення: 18.11.2024).
11. Шпичак О. М., Лупенко Ю. О., Присяжнюк М. В. Аналіз і прогноз кон'юнктури світових ринків продукції тваринництва / за ред. О. М. Шпичака. ННЦ ІАЕ, 2012. 250 с.
12. Eurostat Pocketbooks. Agricultural statistics. Data 1995–2005. European Communities, 2007. 66 р. ISSN 1830-463X.

<https://ec.europa.eu/eurostat/documents/3930297/5958774/KS-ED-07-001-EN.PDF/bd605ff4-e8d5-4a22-843a-2038d13a88f7?t=1415007339000>. *Language selection European Commission.* URL: <https://ec.europa.eu/eurostat/documents/3930297/5958774/KS-ED-07-001-EN.PDF/bd605ff4-e8d5-4a22-843a-2038d13a88f7?t=1415007339000> (дата звернення: 18.11.2024).

13. Effects of outdoor rearing and sire breed (Duroc or Yorkshire) on carcass composition and sensory and technological meat quality / A.-C. Enfält та ін. *Meat Science*. 1997. Т. 45, № 1. С. 1–15. URL: [https://doi.org/10.1016/s0309-1740\(96\)00101-5](https://doi.org/10.1016/s0309-1740(96)00101-5) (дата звернення: 18.11.2024).

14. Sather A. P., Jones S. D. M., Schaefer A. L., Colyn J., Robertson W. M. Feedlot performance, carcass composition and meat quality of free-range reared pigs. *Canadian Journal of Civil Engineering*. 1997. № 77 (2). P. 225–232. DOI: 10.4141/A96-093

15. Williams J. R., Chambers B. J., Hartley A. R., Ellis S., Guise H. J. Nitrogen losses from outdoor pig farming systems. *Soil Use and Management*. 2000. № 16 (4). P. 237–243. DOI: 10.1111/j.1475-2743.2000.tb00202.x

16. Van Wagenberg A. V., de Leeuw M. T. J., Gunnink H. Nieuwe meetmethode voor emissies uit stallen met buitenuitloop. Report 1310545000, Animal Sciences Group, Lelystad, The Netherlands. 2004.

17. Zhang Y., Barber E. M., Ogilvie J. R. Commissioning livestock buildings: The needs and challenges. *Transactions of the ASAE*. 2001. № 44 (1). P. 129–136.

18. Самохіна Є.А., Повод М.Г., Милостивий Р.В. Параметри мікроклімату в свинарських приміщеннях влітку за різних систем вентиляції та їхній вплив на продуктивність лактуючих свиноматок і ріст підсисних поросят. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Тваринництво*. 2018. Вип. 2. С. 218–223.

19. Дудін В. Ю., Романюха І. О., Кіряцев Л. О., Гаврильченко О. С., Повод М. Г. Удосконалення процесу проектування свиноферм в сучасних умовах. *Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету*. 2013. № 2. С. 72–75.

20. Van 't Klooster, C. E., & Van 't Ooster, A. Ventilation openings efficiency for pig houses with natural ventilation. In C. E. van 't Klooster (Ed.), *Implementation of natural ventilation in pig houses*. 1994. P. 39–55.
21. Quiniou N., Renaudeau D., Collin A., Noblet J. Effets de l'exposition au chaud sur les caractéristiques de la prise alimentaire du porc a différents stades physiologiques. *INRAE Productions Animales*. 2000. № 13(4). P. 233–245.
22. Ouwerkerk E.N.J. van. ANIPRO klimaat en energie simulatiesoftware voor stallen, IMAG notaV99 ñ 109. Wageningen. 1999. 87 p.
23. Robertson J. F., Wilson D., Smith W. Atrophic rhinitis: the influence of the aerial environment. *Animal Science*. 1990. № 50 (1). P. 173–182.
24. ВНТП-АПК-02.05. Відомчі норми технологічного проектування. Свинарські підприємства. Чинний від 2005-05-02. Вид. офіц. Київ.
25. Adebisi O. A., Adejumo I. O., Oluyemi A. A., Onarinde O. E., Adebisi F. G. *Understanding Pig Production*. Department of Animal Science, University of Ibadan, Nigeria. 2023. 308 p. ISBN: 978-978-58474-7-5
26. *The health of pigs* / ed. by S. David, H. J. R. London : Longman Scientific & Technical, 1995. 379 p. ISBN: 0582061008.
27. Duncanson G. R. *Veterinary Treatment of Pigs*. CABI, 2013. 192 p. ISBN: 9781780641720
28. Sahoo N. R., Sahoo M., Patel S. K. *Beginner's Guide to Pig Production*. Jaya Publishing House. 2023. ASIN: B0BSC988NH
29. Жижка С., Повод М. Відтворювальні якості свиноматок залежно від систем мікроклімату впродовж року. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Тваринництво*. 2019. Вип. 4(39). С. 85–91.
30. Ткачук О. Д. Вплив мікроклімату на основні показники резистентності свиней. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2010. № 2. С. 136–140.
31. Мазуренко В. П., Віннічук Д. Т. *Тваринництво, зоогігієна і ветеринарна санітарія : підручник*. Київ : Вища школа, 1995. 365 с.

32. Le Dividich J., Sève B. Effects of underfeeding during the weaning period on growth, metabolism, and hormonal adjustments in the piglet. *Domestic animal endocrinology*. 2000. № 19 (2). P. 63–74. DOI: 10.1016/s0739-7240(00)00067-9
33. Herpin P., Lefaucheur L. Adaptative changes in oxidative metabolism in skeletal muscle of cold-acclimated piglets. *Journal of Thermal Biology*. 1992. Vol. 17, № 4-5. P. 277–285. DOI: 10.1016/0306-4565(92)90067-P
34. Hamilton T. D. C., Roe J. M., Jones P., Banard S., Webster A. J. F. Effect of chronic exposure to gaseous ammonia on the nasal turbinates of gnotobiotic pigs. *Inhalation Toxicology*. 1998. № 10. P. 753–764. DOI: 10.1080/089583798197538
35. Madec F., Bridoux N., Bounaix S., Jestin A. Measurement of digestive disorders in the piglet at weaning and related risk factors. *Preventive veterinary medicine*. 1998. № 35. P. 53–72. DOI: 10.1016/s0167-5877(97)00057-3
36. Forbes J. M. The Voluntary Food Intake and Diet Selection of Farm Animals. CAB International. Wallingford. Oxon. 1995. P. 540. ISBN 978-0-408-11154-6
37. Feeding Patterns and Swine Performance in Hot Environments / J. A. Nienaber et al. *Transactions of the ASAE*. 1996. Vol. 39, № 1. P. 195–202. URL: <https://doi.org/10.13031/2013.27498>.
38. Collin A., Vaz M.-J., Le Dividich J. Effects of high temperature on body temperature and hormonal adjustments in piglets. *Reproduction Nutrition Development*. 2002. Vol. 42, № 1. P. 45–53. DOI: 10.1051/rnd:2002005
39. Collin A., van Milgen J., Dubois S., Noblet J. Effect of high temperature and feeding level on energy utilization in piglets. *Journal of Animal Science*. 2001. № 79. P. 1849–1857. DOI: 10.2527/2001.7971849x
40. Effects of Aerial Ammonia on Growth and Health of Young Pigs / J. G. Drummond et al. *Journal of Animal Science*. 1980. Vol. 50, № 6. P. 1085–1091. DOI : 10.2527/jas1980.5061085x
41. Production responses of weaned pigs after chronic exposure to airborne dust and ammonia / C. M. Wathes et al. *Animal Science*. 2004. Vol. 78, №. 1. P. 87–97. DOI: 10.1017/S135772980005387X

42. Aversion of pigs and domestic fowl to atmospheric ammonia / C. M. Wathes et al. Transactions of the ASAE. 2002. Vol. 45, №. 5. P. 1605–1610. DOI: 10.13031/2013.11067
43. Van de Berg J. Tail-biting in pigs-causes, effects and prevention (a review). *Tijdschrift voor Diergeneeskunde*. 1982. № 107(19). P. 736–743.
44. Aarnink A. J. A., Wagemans M. J. M. Ammonia Volatilization and dust concentration as affected by ventilation systems in houses for fattening pigs. *Transactions of the ASAE*. 1997. Vol. 40, № 4. P. 1161–1170. DOI: 10.13031/2013.21337
45. Puma M. C., Maghirang R. G., Hosni M. H., Hagen L. Modeling of dust concentration distribution in a simulated swine room under non-isothermal conditions. *Transactions of the ASAE*. 1999. Vol. 42, № 6. P. 1823–1832. DOI: 10.13031/2013.13346
46. Heber A. J., Ni J. Q., Haymore B. L., Duggirala R. K., Keener K. M. Air quality and emission measurement methodology at swine finishing buildings. *Transactions of the ASAE*. 2001. Vol. 44, № 6. P. 1765–1778. DOI: 10.13031/2013.7013
47. Topix Agro | Топікс Агро. Skov - система вентиляції Dynamic MultiStep, 2015. *YouTube*. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=Q5P5CZ7S1ss> (дата звернення: 19.11.2024).
48. All-in solutions for pigs. *SKOV website*. URL: <https://www.skov.com/climate/pigs/> (дата звернення: 20.11.2024).
49. Fresh air inlets. *Lüftungsanlagen und Klimasysteme für Stallungen | REVENTA® GmbH*. URL: <https://www.reventa.de/en/products/pig/fresh-air-inlets/> (дата звернення: 20.11.2024).
50. ABF. Система зволоження повітря за допомогою форсунок високого тиску, 2014. *YouTube*. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=1SFeafnpW2Q> (дата звернення: 20.11.2024).
51. Topix Agro | Топікс Агро. Skov – система вентиляції Combi-Tunnel (Комбі-тунельна), 2016. *YouTube*. URL: https://www.youtube.com/watch?v=zw_VqROCzNs (дата звернення: 20.11.2024).
52. Topix Agro | Топікс Агро. Система охолодження для корівника TOPIX AGRO, 2015. *YouTube*. URL: https://www.youtube.com/watch?v=zw_VqROCzNs (дата звернення: 20.11.2024).

53. Vranken E. Analysis and optimisation of ventilation control in livestock buildings. PhD Diss. № 392. Leuven, Belgium: Catholic University Leuven, Laboratory for Agricultural Buildings Research. 1999.

54. Study on Forced Ventilation System of a Piglet House / I.-B. Lee et al. *Japan Agricultural Research Quarterly: JARQ*. 2004. Vol. 38, №. 2. P. 81–90. DOI: 10.6090/jarq.38.81

55. Optimum design of forced ventilation system of piglet house using computer simulation / I. Lee et al. *2002 Chicago, IL July 28-31, 2002*. St. Joseph, MI, 2002. DOI: 10.13031/2013.10491

56. Оцупок О.М., Харчилава К.Л., Ішук І.М. Дослідження тепловологісних режимів приміщень для утримання тварин і розроблення енергозберігаючих заходів для забезпечення нормативного мікроклімату. *Матеріали XLVIII науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету* (13–15 березня 2019). НТКП ВНТУ–2019. С. 2044–2046.

57. Лихач В. Я. Інноваційні технології виробництва продукції тваринництва : курс лекцій з вивчення дисципліни для здобувачів вищої освіти ступеня «магістр» спеціальності 204 «ТВППТ» денної та заочної форми навчання. Миколаїв: МНАУ, 2017. 365 с. https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/3039/1/Luhach_Innovac_tehnolog_prod_tvarin.pdf

58. Компания Reventa. Каталог продукції. URL: <http://www.reventa.de/ru/company/efficiency>. (дата звернення: 20.11.2024).

59. Möller GmbH – Agrarklima, Industrie, Elektro, Photovoltaik. 403 *Forbidden*. URL: <http://moeller.eu>. (дата звернення: 20.11.2024).

60. Сайт АгроВент. URL: <https://agrovent.com.ua/>. (Дата запиту 28.07.2021).

61. Компания Gemmel. Каталог продукції. URL: <http://Gemmel-lueftungstechnik.de>. (дата звернення: 20.11.2024).

62. Компания Tuffigo-rapidex. Сайт технічної підтримки, розділ програмнезабезпечення системи опалення та вентиляції з рекуперацією тепла.

URL: <http://www.agri-convivial.com/t62622-echangeur-climwell-tuffigo> (дата звернення: 20.11.2024).

63. Компанія BigDutchman. Каталог обладнання. URL: <https://www.bigdutchman.de/fileadmin/content/poultry/products/de/Gefluegelhaltung-Waermetauscher-Earny-Big-Dutchman-de.pdf>. (дата звернення: 20.11.2024).

64. Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik. Каталог продукції. URL: <https://www.schoenhammer.de>. (дата звернення: 20.11.2024).

65. Герасимчук В. М. Оцінка і вдосконалення систем вентиляції свинарників різного призначення : дис. ... канд. с.-г. наук. 2018. 251 с.

66. Демчук М. В., Решетник А. О. Мікроклімат та ефективність роботи системи вентиляції в реконструйованих приміщеннях для свиней в різні періоди року. *Науковий вісник ЛНАВМ*. 2006. Т. 8. № 1 (28). С. 36-42.

67. Машини та обладнання для тваринництва : підручник / І. І. Ревенко та ін. ЦП «Компринт», 2018. 567 с.

68. Фірма Egebjerg. Каталог продукції. URL: <http://www.egebjerg.com/>. (Дата запиту 28.07.2021).

69. Відомчі норми технологічного проектування. Свинарські підприємства (комплекси, ферми, малі ферми). ВНТП-АПК-02.05. Міністерство аграрної політики України, 2005. 98 с.

70. Фірма HOG SLAT. Каталог продукції. URL: <http://www.hogslat.com/>. (дата звернення: 20.11.2024).

71. Жижка С.В., Повод М.Г., Милостивий Р.В. Вплив параметрів мікроклімату на продуктивність лактуючих свиноматок і ріст підсисних поросят за різних систем вентиляції у перехідні пори року. *Theoretical and Applied Veterinary Medicine*. 2019. Т. 7. № 2. С. 90-96.

72. Фірма Lubing | Quality and Innovation. LUBING. URL: <http://www.lubing.com/>. (дата звернення: 20.11.2024).

73. Шульга М.О., Алексахін О.О., Шушляков Д.О. Теплогазопостачання та вентиляція : навч. посібник. Харків. ХНУМГ, 2014. 191 с.

74. Фірма Aolan. Каталог продукції | Energy saving Aolan evaporative air cooler, evaporative cooling pad, industrial air cooler factory. URL:<http://www.aolan-china.com/>. (дата звернення: 20.11.2024).
75. Фірма Munters. Каталог продукції. URL: <https://www.munters.com/>. (дата звернення: 20.11.2024).
76. Шушляков Д.О. Технічна механіка рідин і газів : навч. посіб. Харків : ХНАМГ, 2006. 78 с.
77. Фірма «Breezair». Каталог продукції. *Seeley International*. URL: <http://www.breezair.com> (дата звернення: 19.11.2024).
78. Duan Z., Changhong Z., Zhang X., Mustafa M., Alimohammadisagvand B., Hasan A., Zhao X. Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16. P. 6823–6850. DOI: 10.1016/j.rser.2012.07.007
79. Duan Z. Investigation of a novel dew point indirect evaporative air conditioning system for buildings : thesis. 2011. 188 p. URL: https://eprints.nottingham.ac.uk/12200/1/PhD_thesis_Zhiyin_Duan.pdf
80. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research / Y. M. Xuan et al. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16, № 5. P. 3535–3546.
81. Gillan L. Maisotsenko cycle for cooling process. *Clean Air*. 2008. Vol. 9, № I. 1-3. 2008. P. 47–64. DOI: 10.1615/InterJEnerCleanEnv.v9.i1-3.50
82. Anisimov S., Pandelidis D. Porównanie pracy pośrednich wymienników wyparnych o różnych schematach przepływu powietrza: wyniki symulacji numerycznej. *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja (District Heating, Heating, Ventilation)*. 2013. Vol. 3. P. 126–129.
83. China Condenser Coil, Evaporator Coil, Heat Exchanger, Refrigeration Evaporator, Cooler Suppliers - Changzhou Vrcoolertech Refrigeration Co.,Ltd. *China Condenser Coil, Evaporator Coil, Heat Exchanger, Refrigeration Evaporator, Cooler Suppliers - Changzhou Vrcoolertech Refrigeration Co.,Ltd.* URL: <https://www.vrcoolertech.com> (дата звернення: 19.08.2022).

84. Anisimov S., Pandelidis D. Heat- and mass-transfer processes in indirect evaporative air conditioners through the Maisotsenko cycle. *International Journal of Energy for a Clean Environment*. 2011. Vol. 12, №. 2-4. P. 273–286.
85. Hasan A. Going below the wet bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified ε - N_{TU} method. *Applied Energy*. 2012. Vol. 89. P. 237–245. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.07.005
86. Zhao X., Liu S., Riffat S. B. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment*. 2008. Vol. 43. P. 1902–1911. DOI: 10.1016/j.buildenv.2007.11.009
87. Higgins C., Reichmuth H. Desert CoolAire package unit technical assessment: Field performance of a prototype hybrid indirect evaporative airconditioner. New Buildings Institute. 2007. 85 p. https://www.smud.org/-/media/Documents/Corporate/About-Us/Energy-Research-and-Development/Desert-CoolAire-Tech-Assess-Final-Report-_July-07.ashx
88. Jiang Y., Xie X. Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller. *Solar Energy*. 2010. Vol. 84. P. 2041–2055. DOI: 10.1016/J.SOLENER.2010.09.012
89. Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*. 2010. Vol. 30. P. 2460–2468. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.017
90. Zube D., Gillan L. Evaluating coolerado corporation's heat-mass exchanger performance through experimental analysis. *International Journal of Energy for a Clean Environment*. 2011. Vol. 12, №. 2-4. P. 101–116. DOI: 10.1615/InterJEnerCleanEnv.2012005839
91. Elberling L. Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler-Indirect Evaporative Cooling Unit. Pacific Gas and Electric Company (Report). 2006. 36 p. https://www.etcc-ca.com/sites/default/files/OLD/images/stories/etcc_report_304.pdf
92. Долгіх Д.О. Аналіз роботи та класифікація ґрунтових теплообмінників. *Збірник наукових праць Інституту механізації тваринництва НААН «Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві»*. 2012. Вип. 1(9). С. 56–63.

93. Калетнік Г.М. Енергозабезпечення України та можливості задіяння потенційних джерел відтворювальної енергетики. *Вісник аграрної науки*. 2008. №10. С. 50–55.
94. Multiparametric Evaluation of Electrical, Biogas and Natural Gas Geothermal Source Heat Pumps / C. S. Blázquez et al. *Geothermal Heat Pump Systems*. Cham, 2023. P. 103–122. DOI: 10.1007/978-3-031-24524-4_4
95. Бородіна О. Відтворювальна енергетика – перспективи для сільського господарства. *Пропозиція*. 2008. №10. С. 85–93.
96. Долгіх Д. Обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів ґрунтового теплообмінника для вентиляції тваринницьких приміщень. : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. 2017. 178 с.
97. Danici-Guțul V., Guțul V. Analysis of the use of geothermal heat pumps for heating and cooling of individual residential buildings. *Journal of engineering science*. 2023. № 30(1). P. 118–127. DOI 10.52326/jes.utm.2023.30(1).10
98. Almutairi K. Applications of intelligent techniques in modeling geothermal heat pumps: an updated review, *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2022. Vol. 17. P. 910–918. DOI: 10.1093/ijlct/ctac061
99. Zeh R., Schmid M., Ohlsen B., Venczel S., Stockinger V. 5th Generation District Heating and Cooling Networks as a Heat Source for Geothermal Heat Pumps. In: Borge-Diez, D., Rosales-Asensio, E. (eds) *Geothermal Heat Pump Systems. Green Energy and Technology*. Springer, Cham. 2023. DOI: 10.1007/978-3-031-24524-4_9
100. Karami M., Delfani S., Esmacelian J. Recent progress in geothermal heat pumps. *Recent Advances in Renewable Energy Technologies*. 2022. P. 287–320. DOI: 10.1016/B978-0-12-823532-4.00001-X
101. Geospatial Distribution of the Efficiency and Sustainability of Different Energy Sources for Geothermal Heat Pumps in Europe / I. M. Nieto et al. *Geothermal Heat Pump Systems*. Cham, 2023. P. 1–18.
102. Hou G., Liu Z., Zhao M., Taherian H., Jiang W., Chen D., Chapter 6 – Underground energy: utilization of geothermal shallow heat pumps, Editor(s): Mejdi Jeguirim, *Recent Advances in Renewable Energy Technologies*, Academic Press. 2021. P. 211–247. ISBN 9780323910934. DOI: 10.1016/B978-0-323-91093-4.00002-0

103. Karami M., Delfani S., Esmaeelian J. Recent progress in geothermal heat pumps. *Recent Advances in Renewable Energy Technologies*. 2022. P. 287–320. DOI: 10.1016/B978-0-12-823532-4.00001-X
104. Bleizgys, R., Čėsna, J., Kukharets, S., Medvedskyi, O. Statistical Analysis of the Air-Cooling Process in a Cowshed Agriculture (Switzerland). *Agriculture* 2023, 13(11), 2126; <https://doi.org/10.3390/agriculture13112126>
105. Bleizgys, R., Čėsna, J., Kukharets, S., Strelkauskaitė-Buivydienė, I., Knoknerienė, I. Adiabatic Cooling System Working Process Investigation (Дослідження робочого процесу системи адіабатичного охолодження). *Processes*, 2023, 11(3), 767.
106. Optimization approaches for the design and operation of open-loop shallow geothermal systems / S. Halilovic et al. *Advances in Geosciences*. 2023. Vol. 62. P. 57–66. DOI: 10.5194/adgeo-62-57-2023
107. Shallow Geothermal Systems with Open-Loop Geothermal Heat Exchangers / A. García Gil et al. *Springer Hydrogeology*. Cham, 2022. P. 181–202. DOI: 10.1007/978-3-030-92258-0_6
108. Numerical simulation of temperature fields in an open geothermal system on multicore processors / M. Y. Filimonov et al. *Geomechanics and Geophysics for Geo-Energy and Geo-Resources*. 2022. Vol. 8, №. 2. DOI: 10.1007/s40948-022-00386-2
109. Kayaci N., Demir H. Numerical modelling of transient soil temperature distribution for horizontal ground heat exchanger of ground source heat pump. *Geothermics*. 2018. Vol. 73. P. 33–47. DOI: 10.1016/j.geothermics.2018.01.009
110. Neuberger P., Adamovský R., Šed'ová M. Temperatures and Heat Flows in a Soil Enclosing a Slinky Horizontal Heat Exchanger. *Energies*. 2014. Vol. 7, №. 2. P. 972–987. DOI: 10.3390/en7020972
111. A numerical study into effects of soil compaction and heat storage on thermal performance of a Horizontal Ground Heat Exchanger / F. Tang et al. *Renewable Energy*. 2021. Vol. 172. P. 740–752. DOI: 10.1016/j.renene.2021.03.025

112. Hałaj E., Pająk L., Papiernik B. Finite Element Modeling of Geothermal Source of Heat Pump in Long-Term Operation. *Energies*. 2020. Vol. 13, №. 6. P. 1341. DOI: 10.3390/en1306134

113. Free Convection and Heat Transfer in Porous Ground Massif during Ground Heat Exchanger Operation / B. Basok et al. *Materials*. 2022. Vol. 15, №. 14. P. 4843. DOI: 10.3390/ma15144843

114. A Comprehensive Study of Fin-Assisted Horizontal Ground Heat Exchanger for Enhancing the Heat Transfer Performance / R. Saeidi et al. *Energy Conversion and Management: X*. 2023. P. 100359. DOI: 10.1016/j.ecmx.2023.100359

115. Gao W., Masum S., Jiang L. Technical Performance Comparison of Horizontal and Vertical Ground-Source Heat Pump Systems. *Journal of GeoEnergy*. 2023. Vol. 2023. P. 1–16. DOI: 10.1155/2023/6106360

116. Kim E.-J., Roux J.-J., Kuznik F. Decomposition and coupling of soil domain for modeling vertical ground heat exchangers using the state model size reduction technique. *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 69, no. 1-2. P. 155–164. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.04.043

117. Волощук В. М., Гладій М. В., Іванов В. О., Засуха Л. В. Автоматизована система забезпечення оптимального мікроклімату у тваринницьких приміщеннях: пат. 129759 Україна: МПК (2018.01) A01K 1/02 (2006.01), F24F 3/00, F24F 3/044 (2006.01), F24F 7/08 (2006.01) № у 2018 05185; заявл. 11.05.2018; опубл. 12.11.2018, Бюл. № 21.

118. Фрііс П. Е. Система вентиляційних каналів і спосіб мінімізації забруднення повітря усередині і/або навколо споруди для утримання тварин: пат. 102567 Україна : МПК (2013.01) A01K 1/00 № у 2011 06462; заявл. 24.11.2009; опубл. 25.07.2013, Бюл. № 14.

119. Тісейко В. В. Система мікроклімату тваринницького приміщення : пат. 136407 Україна: МПК (2019.01) A01K 1/00, F24F 6/12 (2006.01), F24F 7/007 (2006.01), F24F 11/70 (2018.01), E04H 5/08 (2006.01) № у 2019 06860; заявл. 19.06.2019; опубл. 12.08.2019, Бюл. № 15.

120. Буяджи Д. І., Майсоценко В., Цибенко В. В., Буяджи О. Д., Дражня О. Ю., Козюренко О. Ю. Установка випарного охолодження повітря: пат. 144887 Україна: МПК F24F 3/14 (2006.01) № u 2020 03908; заявл. 30.06.2020; опубл. 26.10.2020, Бюл. № 20.

121. Valeriy S. Maisotsenko, Oleksandr I. Galaka. Method and systems for energy-saving heating and humidifying of buildings using outside AIR. Patent US 2017/0016645 A1, Int. Cl. F24F 12/00 (2006.01), B60H IMO (2006.01), F25B 30/00 (2006.01), B60H I/22 (2006.01), F24F 6/04 (2006.01), B60H 3/02 (2006.01) № 62/193,820; Filed on Jul. 17, 2015; Pub. Date: 19, 2017.

122. Довгалюк В.Б. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. Київ : Укреліотех, 2015. 366 с.

123. Братішко В.В., Граняк В.Ф. Методика проектування температурного реєстратора тваринницьких приміщень на базі програмованого логічного комплексу ADC10. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024. № 3 (114). С. 127–135.

124. Bratishko V., Zolotovska O., Belikov M. Study of the process of heat and mass transfer in a pyrolysis plant for heating livestock premises. *Vibrations in engineering and technology*. 2024. № 4 (115). P. 88–97.

125. Іванчук Я.В. Іскович-Лотоцький Р.Д. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Частина 1. Основні закони, рівняння і визначення : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2019. 183 с.

126. Драганов Б., Буляндра О., Міщенко А. Теплоенергетичні установки і системи в сільському господарстві : Київ. Урожай, 1995. 260 с.

127. Rogovskii I.L., Stepanenko S.P., Novitskii A.V., Rebenko V.I. 2020. The mathematical modeling of changes in grain moisture and heat loss on adsorption drying from parameters of grain dryer. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 548 (2020) 082057. Vol. 13. pp.1-7..

128. Константинов С.М. Технічна термодинаміка : підручник. Київ. Політехніка, 2001. 368 с.

129. Теплотехніка : підручник / Б.Х. Драганов та ін. 2-е вид., перероб. і доп. Київ : Фірма «ІНКОС», 2005. 400 с.

130. Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель : навч. посіб. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с.
131. Зінич П. Л. Вентиляція громадських будівель : навч. посіб. Київ : КНУБА, 2002. 256 с.
132. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка : підручник для студентів енергетичних спеціальностей вищих навчальних закладів. Техніка, 2001. 320 с.
133. Bleizgys, R.; Čėsna, J.; Kukharets, S.; Medvedskyi, O.; Strelkauskaitė-Buivydienė, I.; Knoknerienė, I. Adiabatic Cooling System Working Process Investigation. *Processes* 2023, 11, 767.
134. Яропуд В.М. Експериментальні дослідження раціональної геометрії розташування отворів у повітропроводі теплоутилізатора. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2015. Вип. 241. С. 259–265.
135. Пришляк В.М., Яропуд В.М. Обґрунтування конструктивних параметрів рекуперативних теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. 2014. Вип. 2 (85). С. 102–112.
136. Пришляк В.М., Яропуд В.М. Оптимізація технологічних параметрів тепломасообмінного процесу в теплообмінниках концентричного типу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2015. № 1. С. 85–90.
137. Пришляк В.М., Яропуд В.М., Ковязін О.С., Алієв Е.Б. Обґрунтування геометричних параметрів розташування отворів у повітропроводі тритрубного концентричного теплоутилізатора. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2014. № 4. С. 83–87.
138. Пришляк В. М., Яропуд В. М., Ковязін О. С., Алієв Е. Б. Теоретичні дослідження пневмовтрат тритрубного концентричного теплоутилізатора. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2014. Вип. 196, ч. 3. С. 192–199.
139. Алієв Е.Б., Яропуд В.М. Порівняльний аналіз результатів теоретичних й експериментальних досліджень процесу функціонування

теплоутилізатора для тваринницьких приміщень. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2015. Вип. 45, ч. II. С. 120–124.

140. Яропуд В.М., Алієв Е.Б. Методика інженерного розрахунку параметрів теплоутилізатора для тваринницьких приміщень. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2015. Вип. 212/2. С. 214–221.

141. Пришляк В.М., Яропуд В.М. Оптимізація конструкційно-технологічних параметрів тритрубного концентричного теплоутилізатора. Сучасні агротехнології: тенденції та інновації: Мат. Всеукр. наук.-практ. конф., 17-18 листопада 2015 р.: у 3 т. 2015. Вінниця: РВВ ВНАУ. Т.3. С. 79–82.

142. Ray W. T. Conditioning liquids and air and other gases. USA Patent № US 19865929. 1935.

143. Maisotsenko V., Cimerzan A., Zexer M. P. N. Device for indirect evaporative air cooling. Soviet Union Patent 979796. 1976.

144. Pescod D. A heat exchanger for energy saving in an air-conditioning plant. *Trans ASHRAE*. 1979. Vol. 85. P. 238–251.

145. Maclaine-Cross I. L., Banks P. J. A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling. *Journal of Heat Transfer*. 1981. Vol. 103. P. 579–585.

146. Crum D. R., Mitchell J. W., A B. W. Indirect evaporative cooler performance. *ASHRAE Trans*. 1987. Vol. 93. P. 1261–1275.

147. Erens P. J., Dreyer A. A. Modelling of indirect evaporative air coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1993. Vol. 36. P. 17–26.

148. Navon R., Arkin H. Feasibility of direct-indirect evaporative cooling for residences, based on studies with a desert cooler. *Building and Environment*. 1994. Vol. 29 (3). P. 393–399. DOI: 10.1016/0360-1323(94)90040-X

149. El-Dessouky H., Al-Haddad A., Al-Juwayhel F. A modified analysis of counter flow wet cooling towers. *Journal of Heat Transfer Trans ASME*. 1997. Vol. 119. P. 617–526. DOI: 10.1115/1.2824150

150. Tulsidasani H. T., Sawhney R. L., Singh S. P., Sodha M. S. Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC) part 1: optimization of the COP. *International Journal of Energy Research*. 1997. Vol. 21. P. 238–251. DOI: 10.1002/(SICI)1099-114X(19990610)23:7<557::AID-ER359>3.0.CO;2-Q
151. Stoitchkov N. J., Dimitrov G. I. Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling. *International Journal of Refrigeration*. 1998. Vol. 21. P. 463–471. DOI: 10.1016/S0140-7007(98)00004-8
152. Simulation model of an indirect evaporative cooler / J. F. S. José Alonso et al. *Energy and Buildings*. 1998. Vol. 29, № 1. P. 23–27. DOI: 10.1016/S0378-7788(98)00014-0
153. Guo X. C., Zhao T. S. A parametric study of an indirect evaporative air cooler. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 1998. Vol. 25. P. 217–226. DOI: 10.1016/S0735-1933(98)00008-6
154. Joudi K. A., Mehdi S. M. Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load. *Energy Conversion and Management*. 2000. Vol. 41. P. 1931–1951. DOI: 10.1016/S0196-8904(00)00004-2
155. Maisotsenko V., Gillan L., Gillan A. H. T. Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler. USA Patent US 7197887 B2. 2000.
156. Song C., Lee D., Ro S. Cooling enhancement in an air-cooled finned heat exchanger by thin water film evaporation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2003. Vol. 46. P. 1241–1249. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00405-2
157. El-Dessouky H., Ettouney H., Al-Zeefari S. Performance analysis of two-stage evaporative coolers. *Chemical Engineering Journal*. 2004. Vol. 102. P. 255–266. DOI: 10.1016/j.cej.2004.01.036
158. Lebrun J., Silva C. A., Trebilcock F., Winandy E. Simplified models for direct and indirect contact cooling towers and evaporative condensers. *Building Services Engineering Research & Technology*. 2004. Vol. 25. P. 25–31. DOI: 10.1191/0143624404bt088oa
159. Comparative study of two different evaporative systems: an indirect evaporative cooler and a semi-indirect ceramic evaporative cooler / F. J. Rey

Martínez et al. *Energy and Buildings*. 2004. Vol. 36, no. 7. P. 696–708. DOI: 10.1016/j.enbuild.2003.10.010

160. Kloppers J. C., Kröger D. G. The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers. *International Journal of Thermal Sciences*. 2005. Vol. 44. P. 879–884. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2005.03.006

161. Golubovic M. N., Hettiarachchi H. D., Belding W., Worek W. M. A new method for the experimental determination of Lewis' relation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2006. Vol. 33. P. 929–935. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.05.009

162. Chengqin R., Hongxing Y. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006. Vol. 49. P. 617–627. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.08.019

163. Hettiarachchi H. D. M., Golubovic M., Worek W. M. The effect of longitudinal heat conduction in cross flow indirect evaporative air coolers. *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27, №. 11-12. P. 1841–1848. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.01.014

164. Qiu G. A novel evaporative/desiccant cooling system : thesis. 2007. URL: <http://ethos.bl.uk/OrderDetails.do?uin=uk.bl.ethos.444606> (date of access: 20.11.2024).

165. Zhao X., Li J., Riffat S. B. Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*. 2008. Vol. 28. P. 1942–1951. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.12.006

166. Alizadeh S. Performance of a solar liquid desiccant air conditioner – an experimental and theoretical approach. *Solar Energy*. 2008. Vol. 82. P. 563–572. DOI: 10.1016/j.solener.2007.10.009

167. Zhao X., Yang S., Duan Z., Riffat S. B. Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application. *Building and Environment*. 2009. Vol. 44. P. 1990–1999. DOI: 10.1016/j.buildenv.2009.02.003

168. Heidarinejad G., Bozorgmehra M., Delfanib S., Esmaeelianb J. Experimental investigation of two-stage indirect direct evaporative cooling system in various climatic conditions. *Building and Environment*. 2009. Vol. 44. P. 2073–2079. DOI: 10.1016/j.buildenv.2009.02.017
169. Kozubal E., Slayzak S. Coolerado 5 Ton RTU Performance: Western Cooling Challenge Results (Revised). Office of Scientific and Technical Information (OSTI), 2010. URL: <https://doi.org/10.2172/965116> (date of access: 20.11.2024).
170. Heidarinejad G., Farahani M. F., Delfani S. Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling. *Building and Environment*. 2010. Vol. 45. P. 1521–1528. DOI: 10.1016/j.buildenv.2010.01.003
171. Farahani M. F., Heidarinejad G., Delfani S. A two-stage system of nocturnal radiative and indirect evaporative cooling for conditions in Tehran. *Energy and Buildings*. 2010. Vol. 42. P. 2131–2138. DOI: 10.1016/j.enbuild.2010.07.003
172. Riangvilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy Buildings*. 2010. Vol. 42. P. 637–644. DOI: 10.1016/j.enbuild.2009.10.034
173. Riangvilaikul B., Kumar S. Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*. 2010. Vol. 42. P. 2241–2250. DOI: 10.1016/j.enbuild.2010.07.020
174. Anisimov S. Vasiljev V. Heat and Mass Transfer in Plastic Indirect Evaporative Air Cooler under Combined Flow Conditions. *Proceedings of Healthy Buildings Conference*, Espoo, Finland. 2000. Vol. 2. 655–660. https://www.researchgate.net/publication/285981511_Heat_and_mass_transfer_in_plastic_plate_indirect_evaporative_air_cooler_under_combined_flow_conditions
175. Zhan C., Zhao X., Smith S., Riffat S. B. Numerical study of a M-Cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*. 2011. Vol. 46, P. 657–668. DOI: 10.1016/j.buildenv.2010.09.011
176. Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling – Paving the path toward sustainable cooling of buildings / C. Zhan et al. *Energy*. 2011. Vol. 36, no. 12. P. 6790–6805. DOI: 10.1016/j.energy.2011.10.019

177. Miyazaki T., Akisawa A., Nikai I. The cooling performance of a building integrated evaporative cooling system driven by solar energy. *Energy and Buildings*. 2011. Vol. 43. P. 2211–2218. DOI: 10.1016/j.enbuild.2011.05.004
178. Jaber S., Ajib S. Evaporative cooling as an efficient system in Mediterranean region. *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31. P. 2590–2596. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.04.026
179. Chen W. Thermal analysis on the cooling performance of a wet porous evaporative plate for building. *Energy Conversion and Management*. 2011. Vol. 52. P. 2217–2226. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.12.029
180. Kulkarni R. K., Rajput S. P. S. Performance evaluation of two stage indirect/ direct evaporative cooler with alternative shapes and cooling media in direct stage. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2011. Vol. 1. P. 1–13.
181. Bruno R. F. On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler. *Energy and Buildings*. 2011. Vol. 43. P. 3475–3483. DOI: 10.1016/j.enbuild.2011.09.013
182. Tavakoli E., Hosseini R. Numerical analysis of 3D cross flow between corrugated parallel plates in evaporative coolers. *Energy Conversion and Management*. 2011. Vol. 52. P. 884–892. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.08.015
183. Farmahini-Farahani M., Heidarinejad H. Increasing effectiveness of evaporative cooling by pre-cooling using nocturnally stored water. *Applied Thermal Engineering*. 2012. Vol. 38. P. 117–123. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.01.023
184. Caliskan H., Dincer I., Hepbasli A. A comparative study on energetic, exergetic and environmental performance assessments of novel M-Cycle based air coolers for buildings. *Energy Conversion and Management*. 2012. Vol. 56. P. 69–79. DOI: 10.1016/j.enconman.2011.11.007
185. Caliskan H., Dincer I., Hepbasli A. Thermodynamic analyses and assessments of various thermal energy storage systems for buildings. *Energy Conversion and Management*. 2012. Vol. 62. P. 109–122. DOI:
186. Khalajzadeh V., Farahani M. F., Heidarinejad G. A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings*. 2012. Vol. 49. P. 604–610. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.03.009

187. Integrated Desiccant–Indirect Evaporative Cooling System Utilizing the Maisotsenko Cycle / W. M. Worek et al. *ASME 2012 Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting and the ASME 2012 10th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and M*, Rio Grande, Puerto Rico, USA. 2012.
188. Boukhanouf R., Alharbi A., Ibrahim H. G., Kanzari M. Investigation of a sub-wet bulb temperature evaporative cooler for buildings. *Proceedings of Sustainable Building Conference*. 2013. P. 70–79.
189. Kanzari M., Boukhanouf R., Ibrahim H. G. Mathematical modeling of a sub-wet bulb temperature evaporative cooling using porous ceramic materials. *International Journal of Chemical, Materials Science and Engineering*. 2013. Vol. 7. P. 147–153.
190. Bellemo L., Elmegaard B., Reinholdt L. O., Kærn M. R., Jakobsen A., Markussen W. B. Modelling and analysis of a desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative cooling process. *ECOS 2013. Proceedings of the 26th International Conference on Efficiency. Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. Guilin (China)*. 2013. P. 109–122.
191. Woods J., Kozubal E. A desiccant-enhanced evaporative air conditioner: Numerical model and experiments. *Energy Conversion and Management*. 2013. Vol. 65. P. 208–220. DOI: 10.1016/j.enconman.2012.08.007
192. Lee J., Choi B., Lee D. Comparison of configurations for a compact regenerative evaporative cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. Vol. 65. P. 192–198. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.068
193. Cui X., Chua K. J., Islam M. R., Yang W. Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers. *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 88. P. 372–381. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.08.056
194. Jradi M., Riffat S. B. Experimental and numerical investigation of a dew point cooling system for thermal comfort in buildings. *Applied Energy*. 2014. Vol. 132. P. 524–535. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.07.040

195. Rogdakis E. D., Koronaki I. P., Tertipis D. N. Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate. *Energy and Buildings*. 2014. Vol. 70. P. 497–506. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.10.013
196. El-Agouz S. A., Kabeel A. E. Performance of desiccant air conditioning system with geothermal energy under different climatic conditions. *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 88. P. 464–475. DOI: 10.1016/j.csite.2023.102864
197. Sosa L. C., Gómez-Azpeitia G., Cooling average potential of evaporative cooling system in dry warm climate. *Energy Procedia*. 2014. Vol. 57. P. 2554–2563. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.10.266
198. Experimental investigation on integrated liquid desiccant – Indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotesenko – Cycle / W. Z. Gao et al. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 88. P. 288–296. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.066
199. Montazeri H., Blocken B., Hensen J. L. M. CFD analysis of the impact of physical parameters on evaporative cooling by a mist spray system. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 75. P. 608–622. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.09.078
200. Zenga D. Q., Li H., Dai Y. J., Xie A. X. Numerical analysis and optimization of a solar hybrid one-rotor two-stage desiccant cooling and heating system. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 73. P. 474–483. DOI: 10.1115/IMECE2009-12800
201. Cruz E. G., Krüger E. Evaluating the potential of an indirect evaporative passive cooling system for Brazilian dwellings. *Building and Environment*. 2015. Vol. 87. P. 265–273. DOI: 10.1016/j.buildenv.2015.01.020
202. Heidarinejad G., Moshari S. Novel modeling of an indirect evaporative cooling system with cross-flow configuration. *Energy and Buildings*. 2015. Vol. 92. P. 351–362. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.01.034

203. Cui X., Chua K. J., Islam M. R., Ng K. C. Performance evaluation of an indirect pre-cooling evaporative heat exchanger operating in hot and humid climate. *Energy Conversion and Management*. 2015. Vol. 120. P. 140–150. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.02.025
204. Balyani H. H., Sohani A., Sayyaadi H., Karami R. Acquiring the Best Cooling Strategy Based on Thermal Comfort and 3E Analyses for Small Scale Residential Buildings at Diverse Climatic Conditions. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 57. P. 112–137. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.04.008
205. 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.
206. Zhang Y., Barber E. M., Ogilvie J. R.. Commissioning livestock buildings: The needs and challenges. *Transactions of the ASAE*. 2001. Vol. 44, № 1. P. 129–136. DOI: 10.13031/2013.2304
207. Liddament, M. A review of ventilation efficiency. Technical Note Coventry, U.K.: University of Warwick Science Park, Air Infiltration and Ventilation Centre (AIVC). 1993. No. 39. 26 p.
208. Катеруша Г.П. Навчальний посібник з дисципліни «Клімат України та прикладні аспекти його використання». Одеса: ОДЕКУ, 2012. 180 с.
209. Weather Archive Vinnytsia - meteoblue. *meteoblue*. URL: https://www.meteoblue.com/en/weather/historyclimate/weatherarchive/vinnytsia_ukraine_689558?fcstlength=1y&year=2022&month=7 (дата звернення: 20.11.2024).
210. Wagner W., Pruß A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 2002. Vol. 31, no. 2. P. 387–535. DOI: 10.1063/1.1461829
211. Singh P. Absolute Humidity Calculator. *Omni Calculator*. URL: <https://www.omnicalculator.com/physics/absolute-humidity> (дата звернення: 20.11.2024).

212. Simcenter STAR-CCM+ 2021.3. Verification Suite. (2021). 333 p.
213. Simcenter STAR-CCM+. Help. User guide, tutorials, knowledge base, and tech support. 2022.
214. Алієв Е. Б. Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва : підручник. Київ : Аграрна наука, 2023. 340 с. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9.
215. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Енергоефективна система підтримання мікроклімату у птахівничих приміщеннях: монографія. Київ : «ЦП «Компринт», 2017. 193 с.
216. Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N. Transport Phenomena. John Wiley & Sons, New York. 1966. London) S. o. T. P. (. Transport phenomena: Proceeding of The A. I. Ch. E.-I. Chem. E. joint meeting, London, June 1965. [London : Institution of Chemical Engineers, 1965. 100 p.
217. Demirdžić I., Muzaferija S. Numerical method for coupled fluid flow, heat transfer and stress analysis using unstructured moving meshes with cells of arbitrary topology. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 1995. Vol. 125, Is. 1–4. P. 235–255. DOI: 10.1016/0045-7825(95)00800-G.
218. Ferziger J.H., Peric M. Computational Methods for Fluid Dynamics : 3rd rev. ed. Berlin. Springer-Verlag, 2002. 431 p.
219. Лебідь В. Г., Миргород Ю. І. Аерогідрогазодинаміка : підручник Харків : ХУПС, 2006. 350 с.
220. Jones W.P., Launder B.E. The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence, *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 1972. 15, P. 301–314. DOI: 10.1016/0017-9310(72)90076-2
221. Rodi W. Experience with two-layer models combining the K-E model with a one-equation model near the wall. Washington, D. C : American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. 12 p.
222. Lien F.S., Chen W.L., Leschziner M.A. Low-Reynolds number eddy-viscosity modelling based on non-linear stress-strain/vorticity relations. *Proc. 3rd Symp. on Engineering Turbulence Modelling and Measurements*, 27-29 May. 1996. Crete, Greece. https://jglobal.jst.go.jp/en/detail?JGLOBAL_ID=200902197031484871

223. Siegel R., Howell J. R. Thermal Radiation Heat Transfer. Taylor & Francis Group, 1992. 862 p. DOI: 10.1201/9780429327308
224. Holman J.P. Heat Transfer. Eighth SI Metric Edition. McGraw Hill. 2001. 702 p. <https://ru.scribd.com/doc/86742411/Heat-Transfer-Holman>
225. 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: 10.15159/jas.21.23.
226. Yaropud V., Honcharuk I. Development and justification of constructive-regime parameters of the automated system of microclimate provision in APC premises. In: *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.
227. 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.
228. Калетнік Г.М., Яропуд В.М. Мехатронна система забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. Пат. № 148970 UA, МПК A01K 1/00, F24F 3/00, F24F 3/044, F24F 3/14, F24F 6/12, F24F 7/007; № и 202102133; заяв. 22.04.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. № 40.
229. Калетнік Г.М., Яропуд В.М. Мехатронна система забезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень. Пат. № 127795 UA, 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; № а 2021 02134; заяв. 22.04.2021; опубл. 03.01.2024, Бюл. № 1.
230. 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; №и 2024 00594; заяв. 05.02.2024; опубл. 07.08.2024, Бюл. № 32.

231. Алієв Е.Б., Гаврильченко О.С., Ключ А.В. Обґрунтування складу енергозберігаючих технічних засобів для забезпечення мікроклімату в тваринницьких приміщеннях. Сучасні проблеми та технології аграрного сектору України: Зб. наукових-праць (21 листопада 2019) / За наук. Ред. В.С. Лукача [та ін.]. Ніжин. С. 8-16.

232. Алієв Е. Б., Білоус І. М. Обґрунтування складу енергозберігаючих технічних засобів для забезпечення мікроклімату в тваринницьких приміщеннях. Матеріали XVI Міжнародна науково-практична конференція «Новітні наукові досягнення – 2020» (15–22 березень 2020 р.). Vol. 3. Софія «Бял ГРАД-БГ ОДД». С. 36–38.

233. 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.

234. Пришляк В. М., Яропуд В. М., Ковязін О. С., Алієв Е. Б. Обґрунтування геометричних параметрів розташування отворів у повітропроводі трьохтрубного концентричного теплоутилізатора. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2014. № 4(46). С. 83–87.

235. Яропуд В. М., Алієв Е. Б. Методика інженерного розрахунку параметрів теплоутилізатора для тваринницьких приміщень. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природовикористання України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. К., 2015. Вип. 212, ч. 2. С. 214–221.

236. Алексахін О.О., Герасимова О.М. Приклади й розрахунки з теплопостачання та опалення. Харків: ХДАМГ, 2002. 206 с.

237. Алексахін О. О., Панчук О. В. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі : навч. посіб. Харків : УкрДУЗТ, 2017. 230 с.

238. Джеджула В.В. Енергозбереження промислових підприємств: методологія формування, механізм управління : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2014. 347 с.

239. Корець М.С. Гідравліка, пневматика, термодинаміка : навч. посіб. (для студентів спеціальності 015-професійна освіта). Київ : Вид-во НПУ імені М. П. Драгоманова, 2020. 323 с.

240. Жуковський С.С. Аеродинаміка вентиляції: навч. посіб. Львів : Вид-во нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2003. 370 с.

241. Шульга М.О., Алексахін О.О. Теплопостачання та гаряче водопостачання : навч. посіб. Харків : ХНАМГ, 2004. 229 с.

242. Ковязін О.С., Долгіх Д.О. Обґрунтування конструкції ґрунтового теплообмінника. *Вісник ХНУТСГ ім. П. Василенка*. 2013. № 132. С. 167-170.

243. Долгіх Д.О. Аналіз роботи та класифікація ґрунтових теплообмінників. *Збірник наукових праць Інституту механізації тваринництва НААН «Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві»*. 2012. Вип. 1(9). С. 56–63.

244. Ковязін О.С. Обґрунтування діаметра обсадної труби ґрунтового теплообмінника та подачі повітря в нього. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 12 (1288). С. 71–74. DOI: 10.20998/2078-774X.2018.12.13

245. A state-of-the-art review on shallow geothermal ventilation systems with thermal performance enhancement system classifications, advanced technologies and applications / Z. Liu et al. *Energy and Built Environment*. 2023. Vol. 4, Is. 2. P. 148–168. DOI: 10.1016/j.enbenv.2021.10.003

246. Sydorchuk B., Naumchuk O., Mazurek P. Modeling of Joint Operation of a Ground Soil Heat Exchanger and a Thermal Pump Evaporator. *Journal of Ecological Engineering*. 2021. Vol. 22, №. 2. P. 256–261. DOI: 10.12911/22998993/131177

247. Jalaluddin J., Akio M., Koutaro T., Kentaro Y. Thermal Performances Of Three Types Of Ground Heat Exchangers In Short-Time Period Of Operation. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2010. P. 1123. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1123>.

248. Яропуд В. М. Обґрунтування конструкційно-режимних параметрів теплоутилізатора для тваринницьких приміщень : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця, 2016. 150 с.
249. Bolton D. The computation of equivalent potential temperature. *Monthly weather review – American meteorological society*. 1980. Vol. 108. P. 1046–1053.
250. 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.
251. 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. DOI: 10.31548/machenergy2021.04.035.
252. 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.
253. Anisimov S., Pandelidis D. Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 84. P. 974–989. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.087
254. Tertipis D. Modelling and experimental evaluation of evaporative cooling systems, Athens, Greece: Thesis submitted to the University of Athens for the degrees of Doctor of Philosophy. 2014.
255. Anisimov S., Pandelidis D. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 75. P. 75-96. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.050
256. ДСТУ 2921-94. Агрегати опалювально-вентиляційні. Методи випробувань: затв. і введеній в дію 01.01.1996 р. К.: Державний комітет стандартизації метрології та сертифікації України, 1994. 42 с.
257. СОУ 74.3-37-265:2005 Рекуперативні теплоутилізатори вентиляційних викидів тваринницьких приміщень. Методи випробувань. К.: Мінагрополітики України, 2005. 38 с.

258. Anisimov S., Pandelidis D., Jedlikowski A., Polushkin V. Performance Investigation of a M-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling. *Energy*. 2014. Vol. 76. P. 593–606
259. Soni S.K., Pandey M., Bartaria V.N. Ground Coupled Heat Exchangers: A Review and Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015. Vol. 47. P. 83–92. DOI: 10.1016/j.rser.2015.03.014.
260. Wołoszyn J., Gołaś A. Coefficient of Performance Stabilisation in Ground Source Heat Pump Systems. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*. 2017. Vol. 5, Iss. 4, P. 645–656. DOI: 10.13044/j.sdewes.d5.0173.
261. Koviazin A. S., Velichko I. G. Influence of the material and casing wall thickness of a ground heat exchanger on energy extraction rate. Herald of national University «Lviv Polytechnic». *Power system. Engineering the environment. Automation*. 2013. Vol. 758, P. 57–62.
262. Benli H. A performance comparison between a horizontal source and a vertical source heat pump systems for a greenhouse heating in the mild climate Elaziğ, Turkey. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 50, №. 1. P. 197–206. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.005.
263. Koviazin A.S. The rationale for the thickness of the thermal insulation the inner tube of ground heat exchanger. *Herald of aeroenginebuilding*. 2017. Vol. 1. P. 19–24.
264. Larwa B., Kupiec K., Komorowicz T., Gwadera M., Teper M. Modelling of heat transfer in ground heat exchangers. Technical transactions: Mechanics, 1-M/2016. P. 141–150.
265. Atam E., Helsen L. Ground-coupled Heat Pumps: Part 1 – Literature Review and Research Challenges in modeling and Optimal Control. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 54. P. 1653–1667. DOI: 10.1016/j.rser.2015.10.007.
266. Chiasson A.D. Modeling horizontal ground heat exchangers in geothermal heat pump systems. Proceedings of the 2010 COMSOL Multiphysics Conference, Boston, Massachusetts. 2010.

267. A heat transfer model of a horizontal ground heat exchanger / R. E. Mironov et al. *REVIEW OF PROGRESS IN QUANTITATIVE NONDESTRUCTIVE EVALUATION: Proceedings of the 35th Annual Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation*, Chicago (Illionois). 2016. DOI: 10.1063/1.4945970.
268. Sivasakthivel T., Murugesan K., Sahoo P.K. Optimization of Ground Heat Exchanger Parameters of Ground Source Heat Pump System for Space Heating Applications. *Energy*. 2014. Vol. 78. P. 573–586.
269. Shevchenko I., Kovyazin A., Kamiński J.R., Szeptycki A. Simulation of thermal field in soil. *Problemy Inżynierii Rolniczej*. 2017. Vol. 1(95). P. 57–65.
270. Ji Y., Qian H., Zheng X. Development and validation of a three-dimensional numerical model for predicting the ground temperature distribution. *Energy and Buildings*. 2017. Vol. 140. P. 261–267. DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.01.079.
271. Aydın M., Sisman A., Gultekin A., Dehghan B. An Experimental Performance Comparison between Different Shallow Ground Heat Exchangers. *Proceedings World Geothermal Congress*. Melbourne, Australia, 19-25 April 2015. P. 1–10.
272. Singh R.K., Sharma R.V. Numerical analysis for ground temperature variation. *Geotherm Energy*. 2017. Vol. 5, № 22. DOI: 10.1186/s40517-017-0082-z.
273. Oyewole J.A., Olasupo T., Akinpelu J.A., Faboro E.O. Prediction of Soil Temperature at Various Depths Using a Mathematical Model. *Journal of Applied Sciences and Environmental*. 2018. Vol. 22 (9). P. 1417–1420. DOI: 10.4314/jasem.v22i9.09
274. POWER | DAV. *NASA POWER | Prediction Of Worldwide Energy Resources*. URL: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/> (дата звернення: 20.11.2024).
275. Nauchno-prikladnoy: Nauchno-prikladnoy spravochnik po klimatu SSSR. Ser. 3. Mnogoletniye dannyye. Ch. 1-6. Vyp. 10. Ukrainskaya SSR. 1990. Kn. 1. L.: Gidrometeoizdat. 608 p.

276. 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: 10.15199/48.2023.09.12.

277. 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.

278. 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.

279. Ельперін І.В., Пупена О.М., Сідлецький В.М., Швед С.М. Автоматизація виробничих процесів : підручник. Видавництво Ліра-К, 2015. 378 с.

280. Невлюдов І.Ш., Андрусевич А.О., Филипенко О.І., Демська Н.П., Новоселов С.П. Технічні засоби автоматизації: підручник. Кривий Ріг : Криворізький коледж НАУ, 2019. 366 с.

281. Кисельов, О. В., Комарова, І. Б., Мілько, Д. О., Бакарджиев Р. О.. Статистична обробка і оформлення результатів експериментальних досліджень (із досвіду написання дисертаційних робіт) : навч. посіб. / за заг. ред. Д. О. Мілька. Інститут механізації тваринництва НААН. Запоріжжя : СТАТУС. 2017. 1181 с.

282. Shumway, R. H., Stoffer, D. S. Time series analyses and its applications: with R examples. 3-rd ed. New York : Springer. 2011. 596 p.

283. Everitt, B., Hothorn, T. A handbook of statistical analyses using R : 2-nd ed. Chapman and HALL/CRC. 2009. 376 p.

284. Вашків, П. Г., Пастер, П. І., Сторожук, В. П., Ткач, Є. І. Теорія статистики : навч. посіб. Київ : Либідь, 2001. 320 с.

285. Єщенко, В. О., Копитко, П. Г., Костогриз, П. В., Опришко, В. П. Основи наукових досліджень в агрономії : підручник. / за ред. В. О. Єщенка. Вінниця : ПП “ТД “Едельвейс і К”, 2014. 332 с.

286. Ушкаренко, Е. О., Вожегова, Р. А, Голобородько, С. П., Коковіхін, С. В. Статистичний аналіз результатів польових дослідів у землеробстві: монографія. Херсон : Айлант, 2013. 378 с.

287. 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: 10.15199/48.2022.10.10.

288. 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: 10.15199/48.2023.07.46.

289. 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.

290. 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

291. ДСТУ 4397 (2005). Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. К. Держспоживстандарт України. 15 с.

292. ДСТУ 3-37-4-94 (1995). Трактори та машини сільськогосподарські. Методи економічної оцінки. К. Мінагрополітики України. 18 с.

293. Данильченко, М. Г., Гладич, Б. Б., Гевко, Р. Б., Ткаченко, І. Г. Експертноаналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки : навч.-метод. посіб. для студентів економічних спеціальностей. Тернопіль : Економічна думка, 2001. 61 с.

ДОДАТКИ

Додаток А







Додаток Б

Таблиця Б.1 – Результати чисельного моделювання
теплообмінника побічно-випарного типу

№	X1	X2	X3	X4	$\bar{t}_1$	ηt	$\bar{N}_t$
1	-2	-2	-2	-2	12,7	0,42	6,51
2	-2	-2	-2	-1	13,7	0,44	6,67
3	-2	-2	-2	0	13,5	0,45	6,60
4	-2	-2	-2	1	13,6	0,43	6,27
5	-2	-2	-2	2	13,6	0,42	5,88
6	-2	-2	-1	-2	14,3	0,36	8,45
7	-2	-2	-1	-1	13,3	0,39	8,59
8	-2	-2	-1	0	13,9	0,39	8,53
9	-2	-2	-1	1	15,4	0,37	8,03
10	-2	-2	-1	2	14,1	0,34	7,32
11	-2	-2	0	-2	15,3	0,35	10,65
12	-2	-2	0	-1	14,2	0,34	10,20
13	-2	-2	0	0	14,5	0,34	9,91
14	-2	-2	0	1	15,4	0,34	9,76
15	-2	-2	0	2	16,0	0,32	9,15
16	-2	-2	1	-2	14,2	0,32	12,17
17	-2	-2	1	-1	16,2	0,35	12,24
18	-2	-2	1	0	16,0	0,33	11,66
19	-2	-2	1	1	14,9	0,32	11,11
20	-2	-2	1	2	15,6	0,30	10,55
21	-2	-2	2	-2	15,6	0,34	13,91
22	-2	-2	2	-1	15,7	0,35	13,64
23	-2	-2	2	0	17,0	0,35	13,42
24	-2	-2	2	1	16,4	0,33	12,67
25	-2	-2	2	2	17,3	0,32	12,16
26	-2	-1	-2	-2	14,8	0,48	5,25
27	-2	-1	-2	-1	15,6	0,50	5,50
28	-2	-1	-2	0	15,4	0,48	5,21
29	-2	-1	-2	1	15,5	0,48	5,17
30	-2	-1	-2	2	16,5	0,47	5,02
31	-2	-1	-1	-2	16,3	0,43	7,06
32	-2	-1	-1	-1	15,4	0,44	7,11
33	-2	-1	-1	0	16,7	0,44	7,09
34	-2	-1	-1	1	16,8	0,41	6,52
35	-2	-1	-1	2	17,2	0,40	6,34
36	-2	-1	0	-2	16,0	0,41	8,96
37	-2	-1	0	-1	17,5	0,41	8,87
38	-2	-1	0	0	16,8	0,39	8,45

39	-2	-1	0	1	15,7	0,38	8,02
40	-2	-1	0	2	17,2	0,32	7,09
41	-2	-1	1	-2	16,1	0,39	10,38
42	-2	-1	1	-1	17,3	0,37	9,95
43	-2	-1	1	0	17,6	0,38	9,92
44	-2	-1	1	1	17,0	0,36	9,36
45	-2	-1	1	2	16,8	0,34	8,80
46	-2	-1	2	-2	16,8	0,38	11,59
47	-2	-1	2	-1	17,1	0,38	11,30
48	-2	-1	2	0	17,6	0,36	10,75
49	-2	-1	2	1	17,7	0,35	10,32
50	-2	-1	2	2	17,5	0,34	9,86
51	-2	0	-2	-2	17,5	0,55	4,40
52	-2	0	-2	-1	15,7	0,56	4,53
53	-2	0	-2	0	17,4	0,55	4,51
54	-2	0	-2	1	17,2	0,54	4,50
55	-2	0	-2	2	17,9	0,49	3,80
56	-2	0	-1	-2	17,0	0,49	5,82
57	-2	0	-1	-1	18,0	0,49	5,89
58	-2	0	-1	0	17,2	0,48	5,78
59	-2	0	-1	1	17,6	0,47	5,63
60	-2	0	-1	2	17,1	0,43	5,07
61	-2	0	0	-2	17,3	0,46	7,29
62	-2	0	0	-1	16,9	0,45	7,11
63	-2	0	0	0	18,0	0,42	6,71
64	-2	0	0	1	17,6	0,41	6,58
65	-2	0	0	2	17,6	0,37	5,82
66	-2	0	1	-2	17,9	0,42	8,34
67	-2	0	1	-1	17,2	0,41	8,06
68	-2	0	1	0	17,4	0,42	8,07
69	-2	0	1	1	17,7	0,37	7,24
70	-2	0	1	2	17,8	0,34	6,66
71	-2	0	2	-2	17,9	0,40	9,01
72	-2	0	2	-1	18,0	0,37	8,42
73	-2	0	2	0	17,1	0,35	7,99
74	-2	0	2	1	17,8	0,29	6,90
75	-2	0	2	2	17,8	0,25	6,23
76	-2	1	-2	-2	17,3	0,64	3,83
77	-2	1	-2	-1	17,8	0,62	3,88
78	-2	1	-2	0	17,1	0,60	3,75
79	-2	1	-2	1	17,8	0,54	3,09
80	-2	1	-2	2	17,9	0,49	2,40
81	-2	1	-1	-2	17,8	0,50	4,01

82	-2	1	-1	-1	17,9	0,51	4,34
83	-2	1	-1	0	17,9	0,54	4,98
84	-2	1	-1	1	17,9	0,44	3,51
85	-2	1	-1	2	17,6	0,40	3,11
86	-2	1	0	-2	17,7	0,46	5,14
87	-2	1	0	-1	17,7	0,45	5,06
88	-2	1	0	0	17,4	0,44	4,97
89	-2	1	0	1	17,7	0,41	4,71
90	-2	1	0	2	17,6	0,32	3,34
91	-2	1	1	-2	17,8	0,39	5,41
92	-2	1	1	-1	17,8	0,38	5,25
93	-2	1	1	0	17,6	0,36	4,95
94	-2	1	1	1	17,6	0,34	4,78
95	-2	1	1	2	17,0	0,31	4,20
96	-2	1	2	-2	17,9	0,36	5,88
97	-2	1	2	-1	17,9	0,35	5,64
98	-2	1	2	0	16,1	0,33	5,21
99	-2	1	2	1	17,3	0,30	4,74
100	-2	1	2	2	17,5	0,29	4,62
101	-2	2	-2	-2	17,9	0,71	3,36
102	-2	2	-2	-1	17,1	0,63	2,37
103	-2	2	-2	0	18,0	0,60	2,26
104	-2	2	-2	1	17,8	0,57	2,23
105	-2	2	-2	2	17,6	0,49	1,18
106	-2	2	-1	-2	17,0	0,55	2,78
107	-2	2	-1	-1	17,8	0,59	3,80
108	-2	2	-1	0	17,9	0,54	3,26
109	-2	2	-1	1	18,0	0,47	2,52
110	-2	2	-1	2	17,2	0,45	2,46
111	-2	2	0	-2	17,8	0,48	3,43
112	-2	2	0	-1	17,8	0,52	4,21
113	-2	2	0	0	17,8	0,46	3,52
114	-2	2	0	1	17,4	0,43	3,20
115	-2	2	0	2	17,6	0,38	2,63
116	-2	2	1	-2	17,9	0,43	3,82
117	-2	2	1	-1	17,6	0,44	4,06
118	-2	2	1	0	17,9	0,40	3,55
119	-2	2	1	1	17,8	0,33	2,71
120	-2	2	1	2	17,8	0,34	2,94
121	-2	2	2	-2	17,9	0,46	4,86
122	-2	2	2	-1	17,8	0,36	3,50
123	-2	2	2	0	18,0	0,39	3,98
124	-2	2	2	1	17,9	0,36	3,69

125	-2	2	2	2	18,0	0,25	2,07
126	-1	-2	-2	-2	17,0	0,51	8,04
127	-1	-2	-2	-1	16,0	0,50	7,77
128	-1	-2	-2	0	15,5	0,49	7,45
129	-1	-2	-2	1	16,0	0,50	7,53
130	-1	-2	-2	2	17,7	0,47	7,01
131	-1	-2	-1	-2	16,6	0,45	10,04
132	-1	-2	-1	-1	17,0	0,45	9,98
133	-1	-2	-1	0	17,7	0,44	9,55
134	-1	-2	-1	1	17,7	0,41	9,02
135	-1	-2	-1	2	16,3	0,39	8,45
136	-1	-2	0	-2	16,5	0,40	11,87
137	-1	-2	0	-1	18,0	0,41	11,89
138	-1	-2	0	0	16,6	0,40	11,37
139	-1	-2	0	1	18,4	0,38	10,95
140	-1	-2	0	2	18,2	0,36	10,46
141	-1	-2	1	-2	18,8	0,40	13,99
142	-1	-2	1	-1	17,7	0,38	13,40
143	-1	-2	1	0	17,7	0,38	13,10
144	-1	-2	1	1	18,1	0,37	12,67
145	-1	-2	1	2	18,9	0,32	11,68
146	-1	-2	2	-2	20,0	0,40	15,78
147	-1	-2	2	-1	19,3	0,38	15,19
148	-1	-2	2	0	20,3	0,39	14,89
149	-1	-2	2	1	18,8	0,36	14,07
150	-1	-2	2	2	20,3	0,34	13,46
151	-1	-1	-2	-2	18,1	0,56	6,44
152	-1	-1	-2	-1	18,5	0,55	6,31
153	-1	-1	-2	0	18,3	0,55	6,21
154	-1	-1	-2	1	17,7	0,54	6,04
155	-1	-1	-2	2	17,7	0,50	5,43
156	-1	-1	-1	-2	18,5	0,50	8,33
157	-1	-1	-1	-1	18,9	0,48	7,92
158	-1	-1	-1	0	18,6	0,47	7,80
159	-1	-1	-1	1	18,2	0,47	7,68
160	-1	-1	-1	2	19,0	0,43	7,07
161	-1	-1	0	-2	19,4	0,46	10,00
162	-1	-1	0	-1	19,1	0,45	9,80
163	-1	-1	0	0	20,6	0,44	9,59
164	-1	-1	0	1	19,1	0,40	8,84
165	-1	-1	0	2	19,4	0,38	8,46
166	-1	-1	1	-2	19,4	0,43	11,47
167	-1	-1	1	-1	19,1	0,41	11,07

168	-1	-1	1	0	20,3	0,41	10,95
169	-1	-1	1	1	19,9	0,38	10,21
170	-1	-1	1	2	21,8	0,36	9,80
171	-1	-1	2	-2	20,5	0,41	12,81
172	-1	-1	2	-1	20,5	0,42	12,64
173	-1	-1	2	0	20,1	0,41	12,21
174	-1	-1	2	1	21,1	0,37	11,49
175	-1	-1	2	2	21,0	0,35	10,87
176	-1	0	-2	-2	19,0	0,64	5,34
177	-1	0	-2	-1	19,5	0,62	5,31
178	-1	0	-2	0	20,3	0,61	5,27
179	-1	0	-2	1	19,1	0,57	4,66
180	-1	0	-2	2	20,8	0,55	4,57
181	-1	0	-1	-2	20,9	0,56	6,89
182	-1	0	-1	-1	21,1	0,55	6,82
183	-1	0	-1	0	19,9	0,54	6,58
184	-1	0	-1	1	19,3	0,49	5,90
185	-1	0	-1	2	21,6	0,45	5,50
186	-1	0	0	-2	20,9	0,50	8,15
187	-1	0	0	-1	19,8	0,48	7,83
188	-1	0	0	0	21,2	0,47	7,65
189	-1	0	0	1	20,1	0,42	6,93
190	-1	0	0	2	20,5	0,40	6,64
191	-1	0	1	-2	22,2	0,47	9,39
192	-1	0	1	-1	21,3	0,46	9,19
193	-1	0	1	0	20,5	0,41	8,41
194	-1	0	1	1	22,5	0,39	8,10
195	-1	0	1	2	22,8	0,36	7,59
196	-1	0	2	-2	22,8	0,45	10,33
197	-1	0	2	-1	22,1	0,44	10,11
198	-1	0	2	0	23,0	0,41	9,55
199	-1	0	2	1	22,8	0,39	9,09
200	-1	0	2	2	21,5	0,33	8,07
201	-1	1	-2	-2	20,5	0,69	4,20
202	-1	1	-2	-1	22,2	0,69	4,54
203	-1	1	-2	0	22,6	0,67	4,46
204	-1	1	-2	1	21,8	0,62	3,95
205	-1	1	-2	2	21,4	0,58	3,52
206	-1	1	-1	-2	22,7	0,62	5,49
207	-1	1	-1	-1	22,4	0,60	5,51
208	-1	1	-1	0	20,4	0,56	4,95
209	-1	1	-1	1	21,0	0,54	4,84
210	-1	1	-1	2	21,6	0,49	4,36

211	-1	1	0	-2	20,7	0,54	6,17
212	-1	1	0	-1	20,9	0,53	6,18
213	-1	1	0	0	21,9	0,50	5,89
214	-1	1	0	1	22,8	0,45	5,26
215	-1	1	0	2	22,3	0,44	5,23
216	-1	1	1	-2	22,7	0,51	7,44
217	-1	1	1	-1	22,5	0,47	6,91
218	-1	1	1	0	21,7	0,45	6,54
219	-1	1	1	1	22,8	0,38	5,58
220	-1	1	1	2	22,8	0,39	5,74
221	-1	1	2	-2	22,9	0,48	8,04
222	-1	1	2	-1	21,8	0,45	7,58
223	-1	1	2	0	22,9	0,40	6,74
224	-1	1	2	1	23,0	0,39	6,70
225	-1	1	2	2	22,8	0,30	5,23
226	-1	2	-2	-2	22,8	0,78	3,77
227	-1	2	-2	-1	22,8	0,74	3,46
228	-1	2	-2	0	22,5	0,72	3,51
229	-1	2	-2	1	22,9	0,65	2,82
230	-1	2	-2	2	22,9	0,61	2,68
231	-1	2	-1	-2	23,0	0,67	4,30
232	-1	2	-1	-1	22,7	0,67	4,53
233	-1	2	-1	0	21,9	0,61	3,98
234	-1	2	-1	1	22,8	0,56	3,47
235	-1	2	-1	2	22,5	0,51	3,05
236	-1	2	0	-2	22,9	0,57	4,53
237	-1	2	0	-1	22,6	0,57	4,80
238	-1	2	0	0	23,0	0,52	4,33
239	-1	2	0	1	22,7	0,46	3,64
240	-1	2	0	2	22,4	0,42	3,25
241	-1	2	1	-2	22,9	0,55	5,47
242	-1	2	1	-1	22,5	0,53	5,41
243	-1	2	1	0	23,0	0,51	5,30
244	-1	2	1	1	22,8	0,45	4,53
245	-1	2	1	2	22,8	0,38	3,69
246	-1	2	2	-2	22,9	0,53	6,06
247	-1	2	2	-1	23,0	0,49	5,61
248	-1	2	2	0	23,0	0,43	4,89
249	-1	2	2	1	22,9	0,32	3,28
250	-1	2	2	2	23,0	0,28	2,80
251	0	-2	-2	-2	18,0	0,59	9,32
252	0	-2	-2	-1	18,8	0,58	8,99
253	0	-2	-2	0	17,7	0,59	9,04

254	0	-2	-2	1	19,7	0,56	8,60
255	0	-2	-2	2	17,7	0,52	7,85
256	0	-2	-1	-2	19,5	0,52	11,36
257	0	-2	-1	-1	18,9	0,53	11,41
258	0	-2	-1	0	20,0	0,51	11,00
259	0	-2	-1	1	20,3	0,49	10,63
260	0	-2	-1	2	20,1	0,45	9,91
261	0	-2	0	-2	19,6	0,46	13,31
262	0	-2	0	-1	21,1	0,47	13,29
263	0	-2	0	0	21,1	0,46	13,01
264	0	-2	0	1	20,4	0,42	12,07
265	0	-2	0	2	21,4	0,40	11,69
266	0	-2	1	-2	21,6	0,46	15,60
267	0	-2	1	-1	21,2	0,45	15,24
268	0	-2	1	0	21,0	0,43	14,75
269	0	-2	1	1	20,5	0,39	13,87
270	0	-2	1	2	21,3	0,37	13,20
271	0	-2	2	-2	20,6	0,43	17,00
272	0	-2	2	-1	21,8	0,44	16,92
273	0	-2	2	0	22,9	0,43	16,45
274	0	-2	2	1	22,1	0,40	15,66
275	0	-2	2	2	21,6	0,34	14,49
276	0	-1	-2	-2	19,8	0,63	7,30
277	0	-1	-2	-1	21,5	0,63	7,41
278	0	-1	-2	0	21,2	0,61	7,13
279	0	-1	-2	1	19,7	0,58	6,75
280	0	-1	-2	2	22,0	0,55	6,34
281	0	-1	-1	-2	20,4	0,55	9,11
282	0	-1	-1	-1	20,1	0,55	9,02
283	0	-1	-1	0	22,1	0,52	8,72
284	0	-1	-1	1	20,3	0,50	8,25
285	0	-1	-1	2	21,3	0,46	7,73
286	0	-1	0	-2	21,3	0,52	11,15
287	0	-1	0	-1	23,2	0,50	10,97
288	0	-1	0	0	22,3	0,48	10,58
289	0	-1	0	1	21,5	0,45	9,98
290	0	-1	0	2	22,8	0,40	9,20
291	0	-1	1	-2	22,2	0,46	12,45
292	0	-1	1	-1	21,9	0,45	12,12
293	0	-1	1	0	22,7	0,44	11,95
294	0	-1	1	1	23,7	0,42	11,45
295	0	-1	1	2	23,1	0,37	10,52
296	0	-1	2	-2	24,1	0,45	14,05

297	0	-1	2	-1	22,7	0,43	13,54
298	0	-1	2	0	23,6	0,43	13,29
299	0	-1	2	1	24,3	0,40	12,70
300	0	-1	2	2	24,3	0,35	11,71
301	0	0	-2	-2	21,4	0,69	5,78
302	0	0	-2	-1	23,6	0,70	6,18
303	0	0	-2	0	22,7	0,66	5,79
304	0	0	-2	1	23,0	0,62	5,37
305	0	0	-2	2	23,2	0,59	4,99
306	0	0	-1	-2	21,9	0,60	7,27
307	0	0	-1	-1	22,3	0,60	7,41
308	0	0	-1	0	22,8	0,56	6,98
309	0	0	-1	1	22,7	0,53	6,58
310	0	0	-1	2	23,1	0,49	6,13
311	0	0	0	-2	23,8	0,56	9,08
312	0	0	0	-1	24,3	0,54	8,82
313	0	0	0	0	22,9	0,50	8,25
314	0	0	0	1	23,9	0,46	7,67
315	0	0	0	2	24,8	0,44	7,48
316	0	0	1	-2	24,5	0,52	10,36
317	0	0	1	-1	24,2	0,50	10,06
318	0	0	1	0	24,0	0,47	9,63
319	0	0	1	1	24,4	0,41	8,77
320	0	0	1	2	26,0	0,38	8,32
321	0	0	2	-2	25,7	0,47	11,24
322	0	0	2	-1	25,2	0,47	11,17
323	0	0	2	0	24,7	0,43	10,39
324	0	0	2	1	26,6	0,41	10,06
325	0	0	2	2	26,9	0,34	8,98
326	0	1	-2	-2	23,7	0,76	4,72
327	0	1	-2	-1	24,3	0,75	4,92
328	0	1	-2	0	24,4	0,71	4,52
329	0	1	-2	1	23,5	0,67	4,15
330	0	1	-2	2	24,6	0,64	4,03
331	0	1	-1	-2	25,3	0,67	6,05
332	0	1	-1	-1	25,7	0,64	5,78
333	0	1	-1	0	25,5	0,62	5,73
334	0	1	-1	1	25,5	0,56	5,05
335	0	1	-1	2	24,9	0,53	4,73
336	0	1	0	-2	25,4	0,58	6,78
337	0	1	0	-1	25,8	0,57	6,87
338	0	1	0	0	26,0	0,54	6,63
339	0	1	0	1	25,3	0,49	5,97

340	0	1	0	2	26,5	0,45	5,49
341	0	1	1	-2	26,2	0,54	7,87
342	0	1	1	-1	26,8	0,52	7,82
343	0	1	1	0	26,8	0,47	7,11
344	0	1	1	1	26,9	0,45	6,90
345	0	1	1	2	26,3	0,38	5,96
346	0	1	2	-2	27,5	0,51	8,75
347	0	1	2	-1	27,8	0,49	8,60
348	0	1	2	0	27,5	0,45	8,05
349	0	1	2	1	27,0	0,40	7,30
350	0	1	2	2	27,1	0,35	6,55
351	0	2	-2	-2	25,9	0,81	3,54
352	0	2	-2	-1	26,1	0,81	3,88
353	0	2	-2	0	26,3	0,75	3,45
354	0	2	-2	1	25,9	0,73	3,57
355	0	2	-2	2	25,9	0,67	2,93
356	0	2	-1	-2	25,4	0,73	4,60
357	0	2	-1	-1	26,8	0,70	4,64
358	0	2	-1	0	25,2	0,65	4,14
359	0	2	-1	1	25,8	0,62	4,02
360	0	2	-1	2	27,7	0,55	3,35
361	0	2	0	-2	27,0	0,65	5,50
362	0	2	0	-1	26,8	0,62	5,22
363	0	2	0	0	27,6	0,57	4,77
364	0	2	0	1	26,8	0,52	4,27
365	0	2	0	2	27,6	0,44	3,36
366	0	2	1	-2	26,3	0,57	5,78
367	0	2	1	-1	26,8	0,55	5,62
368	0	2	1	0	26,4	0,50	5,12
369	0	2	1	1	27,2	0,47	4,96
370	0	2	1	2	27,9	0,41	4,29
371	0	2	2	-2	27,1	0,54	6,44
372	0	2	2	-1	27,2	0,52	6,19
373	0	2	2	0	28,6	0,47	5,72
374	0	2	2	1	28,0	0,41	4,93
375	0	2	2	2	27,6	0,36	4,33
376	1	-2	-2	-2	20,0	0,69	10,85
377	1	-2	-2	-1	21,4	0,67	10,61
378	1	-2	-2	0	19,5	0,64	10,08
379	1	-2	-2	1	21,4	0,62	9,78
380	1	-2	-2	2	21,0	0,60	9,34
381	1	-2	-1	-2	20,8	0,61	12,98
382	1	-2	-1	-1	21,9	0,60	12,91

383	1	-2	-1	0	22,4	0,58	12,43
384	1	-2	-1	1	22,5	0,56	12,06
385	1	-2	-1	2	21,2	0,51	11,19
386	1	-2	0	-2	22,2	0,56	15,22
387	1	-2	0	-1	23,2	0,53	14,74
388	1	-2	0	0	22,6	0,53	14,46
389	1	-2	0	1	22,6	0,49	13,75
390	1	-2	0	2	23,3	0,44	12,87
391	1	-2	1	-2	22,4	0,50	16,87
392	1	-2	1	-1	23,5	0,51	16,82
393	1	-2	1	0	23,2	0,47	16,02
394	1	-2	1	1	24,5	0,46	15,65
395	1	-2	1	2	25,1	0,42	14,80
396	1	-2	2	-2	25,1	0,49	18,87
397	1	-2	2	-1	24,1	0,47	18,29
398	1	-2	2	0	24,6	0,45	17,76
399	1	-2	2	1	25,8	0,43	17,23
400	1	-2	2	2	24,4	0,37	15,99
401	1	-1	-2	-2	23,5	0,71	8,50
402	1	-1	-2	-1	23,5	0,70	8,38
403	1	-1	-2	0	23,8	0,70	8,45
404	1	-1	-2	1	23,1	0,66	7,91
405	1	-1	-2	2	23,1	0,63	7,58
406	1	-1	-1	-2	24,4	0,63	10,45
407	1	-1	-1	-1	24,7	0,61	10,25
408	1	-1	-1	0	23,8	0,59	9,88
409	1	-1	-1	1	24,7	0,57	9,63
410	1	-1	-1	2	24,3	0,53	8,94
411	1	-1	0	-2	23,9	0,58	12,37
412	1	-1	0	-1	23,7	0,55	11,94
413	1	-1	0	0	25,6	0,53	11,71
414	1	-1	0	1	24,6	0,50	11,12
415	1	-1	0	2	26,1	0,47	10,60
416	1	-1	1	-2	25,5	0,53	14,05
417	1	-1	1	-1	26,1	0,50	13,51
418	1	-1	1	0	25,0	0,47	12,97
419	1	-1	1	1	26,8	0,45	12,57
420	1	-1	1	2	25,9	0,40	11,58
421	1	-1	2	-2	26,6	0,52	15,74
422	1	-1	2	-1	25,7	0,49	15,07
423	1	-1	2	0	28,0	0,47	14,68
424	1	-1	2	1	27,4	0,43	14,00
425	1	-1	2	2	26,8	0,36	12,75

426	1	0	-2	-2	26,3	0,77	6,83
427	1	0	-2	-1	24,6	0,75	6,69
428	1	0	-2	0	26,1	0,74	6,76
429	1	0	-2	1	27,0	0,70	6,43
430	1	0	-2	2	26,5	0,64	5,60
431	1	0	-1	-2	26,1	0,67	8,23
432	1	0	-1	-1	25,9	0,67	8,36
433	1	0	-1	0	26,3	0,63	8,00
434	1	0	-1	1	27,2	0,59	7,58
435	1	0	-1	2	26,5	0,53	6,73
436	1	0	0	-2	26,9	0,60	9,74
437	1	0	0	-1	28,1	0,59	9,83
438	1	0	0	0	27,5	0,55	9,16
439	1	0	0	1	27,8	0,51	8,71
440	1	0	0	2	28,0	0,45	7,93
441	1	0	1	-2	28,0	0,54	11,09
442	1	0	1	-1	28,6	0,53	10,89
443	1	0	1	0	27,7	0,51	10,57
444	1	0	1	1	27,4	0,44	9,57
445	1	0	1	2	27,8	0,40	9,03
446	1	0	2	-2	27,6	0,51	12,28
447	1	0	2	-1	28,6	0,49	11,88
448	1	0	2	0	28,3	0,46	11,44
449	1	0	2	1	28,7	0,42	10,83
450	1	0	2	2	29,0	0,37	9,94
451	1	1	-2	-2	26,3	0,82	5,20
452	1	1	-2	-1	28,2	0,80	5,20
453	1	1	-2	0	26,4	0,76	4,94
454	1	1	-2	1	27,4	0,73	4,70
455	1	1	-2	2	28,7	0,67	4,22
456	1	1	-1	-2	27,5	0,72	6,44
457	1	1	-1	-1	27,2	0,71	6,47
458	1	1	-1	0	27,5	0,65	5,88
459	1	1	-1	1	27,6	0,63	5,79
460	1	1	-1	2	29,1	0,58	5,35
461	1	1	0	-2	29,7	0,65	7,73
462	1	1	0	-1	29,5	0,62	7,56
463	1	1	0	0	28,4	0,59	7,23
464	1	1	0	1	29,7	0,53	6,58
465	1	1	0	2	29,6	0,47	5,82
466	1	1	1	-2	28,1	0,57	8,49
467	1	1	1	-1	29,9	0,56	8,55
468	1	1	1	0	30,1	0,51	7,91

469	1	1	1	1	28,9	0,46	7,17
470	1	1	1	2	31,1	0,41	6,58
471	1	1	2	-2	30,6	0,55	9,70
472	1	1	2	-1	30,5	0,50	9,05
473	1	1	2	0	31,2	0,47	8,67
474	1	1	2	1	29,6	0,41	7,76
475	1	1	2	2	31,8	0,37	7,28
476	1	2	-2	-2	28,2	0,89	3,94
477	1	2	-2	-1	28,2	0,85	3,91
478	1	2	-2	0	30,2	0,81	3,74
479	1	2	-2	1	28,9	0,78	3,65
480	1	2	-2	2	30,6	0,72	3,27
481	1	2	-1	-2	29,9	0,79	5,07
482	1	2	-1	-1	28,7	0,73	4,53
483	1	2	-1	0	29,4	0,69	4,43
484	1	2	-1	1	30,7	0,66	4,34
485	1	2	-1	2	31,2	0,59	3,71
486	1	2	0	-2	29,6	0,68	5,51
487	1	2	0	-1	31,3	0,65	5,55
488	1	2	0	0	31,0	0,62	5,34
489	1	2	0	1	30,4	0,54	4,47
490	1	2	0	2	31,7	0,49	4,10
491	1	2	1	-2	29,9	0,61	6,19
492	1	2	1	-1	30,6	0,58	6,12
493	1	2	1	0	30,6	0,53	5,57
494	1	2	1	1	32,5	0,49	5,27
495	1	2	1	2	32,0	0,43	4,64
496	1	2	2	-2	30,9	0,57	6,97
497	1	2	2	-1	31,8	0,54	6,76
498	1	2	2	0	32,0	0,50	6,27
499	1	2	2	1	32,2	0,43	5,38
500	1	2	2	2	32,7	0,36	4,63
501	2	-2	-2	-2	22,0	0,77	12,10
502	2	-2	-2	-1	22,8	0,76	12,05
503	2	-2	-2	0	22,8	0,74	11,65
504	2	-2	-2	1	22,6	0,72	11,36
505	2	-2	-2	2	24,1	0,69	10,93
506	2	-2	-1	-2	25,2	0,70	14,80
507	2	-2	-1	-1	24,1	0,67	14,23
508	2	-2	-1	0	23,0	0,65	13,84
509	2	-2	-1	1	23,2	0,62	13,29
510	2	-2	-1	2	25,0	0,58	12,72
511	2	-2	0	-2	24,4	0,62	16,58

512	2	-2	0	-1	25,4	0,62	16,50
513	2	-2	0	0	25,0	0,58	15,85
514	2	-2	0	1	25,6	0,56	15,42
515	2	-2	0	2	26,1	0,51	14,61
516	2	-2	1	-2	27,2	0,59	18,93
517	2	-2	1	-1	26,8	0,55	18,21
518	2	-2	1	0	26,1	0,53	17,73
519	2	-2	1	1	25,1	0,48	16,79
520	2	-2	1	2	27,2	0,45	16,07
521	2	-2	2	-2	26,3	0,55	20,56
522	2	-2	2	-1	27,0	0,53	20,04
523	2	-2	2	0	27,6	0,50	19,45
524	2	-2	2	1	27,0	0,46	18,51
525	2	-2	2	2	27,6	0,44	17,97
526	2	-1	-2	-2	25,7	0,81	9,83
527	2	-1	-2	-1	25,6	0,79	9,58
528	2	-1	-2	0	25,3	0,76	9,39
529	2	-1	-2	1	25,5	0,74	9,15
530	2	-1	-2	2	25,7	0,68	8,33
531	2	-1	-1	-2	25,8	0,72	11,86
532	2	-1	-1	-1	27,4	0,70	11,65
533	2	-1	-1	0	27,2	0,68	11,44
534	2	-1	-1	1	27,8	0,64	10,93
535	2	-1	-1	2	26,5	0,60	10,24
536	2	-1	0	-2	27,4	0,63	13,51
537	2	-1	0	-1	28,3	0,62	13,33
538	2	-1	0	0	27,4	0,59	12,82
539	2	-1	0	1	27,1	0,56	12,46
540	2	-1	0	2	27,3	0,49	11,41
541	2	-1	1	-2	29,0	0,59	15,38
542	2	-1	1	-1	28,6	0,56	14,88
543	2	-1	1	0	28,4	0,54	14,57
544	2	-1	1	1	28,5	0,48	13,56
545	2	-1	1	2	29,7	0,45	13,03
546	2	-1	2	-2	29,4	0,56	16,97
547	2	-1	2	-1	28,8	0,55	16,70
548	2	-1	2	0	30,3	0,49	15,73
549	2	-1	2	1	29,5	0,45	15,05
550	2	-1	2	2	31,1	0,40	14,13
551	2	0	-2	-2	28,5	0,86	7,90
552	2	0	-2	-1	28,0	0,85	7,87
553	2	0	-2	0	27,7	0,81	7,52
554	2	0	-2	1	27,9	0,75	6,86

555	2	0	-2	2	28,6	0,71	6,52
556	2	0	-1	-2	29,9	0,76	9,52
557	2	0	-1	-1	28,6	0,73	9,26
558	2	0	-1	0	29,7	0,68	8,74
559	2	0	-1	1	29,9	0,63	8,18
560	2	0	-1	2	30,1	0,60	7,88
561	2	0	0	-2	28,8	0,67	10,96
562	2	0	0	-1	29,9	0,65	10,75
563	2	0	0	0	30,2	0,60	10,18
564	2	0	0	1	30,3	0,55	9,55
565	2	0	0	2	31,7	0,51	9,07
566	2	0	1	-2	29,9	0,61	12,30
567	2	0	1	-1	30,5	0,59	12,05
568	2	0	1	0	31,0	0,55	11,54
569	2	0	1	1	31,8	0,48	10,65
570	2	0	1	2	30,8	0,45	10,14
571	2	0	2	-2	31,3	0,56	13,41
572	2	0	2	-1	31,9	0,52	12,95
573	2	0	2	0	31,4	0,51	12,71
574	2	0	2	1	32,6	0,44	11,74
575	2	0	2	2	32,5	0,38	10,74
576	2	1	-2	-2	29,9	0,92	6,13
577	2	1	-2	-1	30,9	0,89	6,04
578	2	1	-2	0	29,5	0,83	5,55
579	2	1	-2	1	30,4	0,80	5,39
580	2	1	-2	2	30,6	0,74	4,82
581	2	1	-1	-2	32,0	0,80	7,32
582	2	1	-1	-1	31,3	0,75	6,84
583	2	1	-1	0	31,6	0,72	6,77
584	2	1	-1	1	32,0	0,68	6,45
585	2	1	-1	2	31,5	0,62	5,83
586	2	1	0	-2	32,4	0,69	8,23
587	2	1	0	-1	31,1	0,66	8,09
588	2	1	0	0	31,5	0,62	7,63
589	2	1	0	1	32,4	0,58	7,30
590	2	1	0	2	31,9	0,51	6,41
591	2	1	1	-2	32,8	0,64	9,66
592	2	1	1	-1	31,7	0,59	8,95
593	2	1	1	0	31,5	0,54	8,38
594	2	1	1	1	33,2	0,50	8,05
595	2	1	1	2	33,9	0,44	7,31
596	2	1	2	-2	33,4	0,57	10,24
597	2	1	2	-1	34,5	0,55	10,08

598	2	1	2	0	33,7	0,50	9,40
599	2	1	2	1	32,8	0,44	8,53
600	2	1	2	2	33,6	0,37	7,71
601	2	2	-2	-2	32,3	0,94	4,12
602	2	2	-2	-1	31,4	0,92	4,20
603	2	2	-2	0	33,4	0,88	4,23
604	2	2	-2	1	33,4	0,80	3,50
605	2	2	-2	2	33,8	0,77	3,40
606	2	2	-1	-2	34,0	0,84	5,36
607	2	2	-1	-1	32,3	0,78	4,89
608	2	2	-1	0	32,6	0,75	4,91
609	2	2	-1	1	32,5	0,69	4,41
610	2	2	-1	2	33,3	0,62	3,67
611	2	2	0	-2	33,5	0,75	6,30
612	2	2	0	-1	33,1	0,68	5,72
613	2	2	0	0	33,7	0,66	5,67
614	2	2	0	1	32,9	0,58	4,80
615	2	2	0	2	33,2	0,51	4,10
616	2	2	1	-2	33,3	0,66	6,82
617	2	2	1	-1	33,3	0,61	6,49
618	2	2	1	0	33,7	0,57	6,16
619	2	2	1	1	34,4	0,50	5,38
620	2	2	1	2	34,4	0,44	4,77
621	2	2	2	-2	35,4	0,59	7,31
622	2	2	2	-1	34,8	0,57	7,25
623	2	2	2	0	34,4	0,51	6,56
624	2	2	2	1	35,3	0,46	6,03
625	2	2	2	2	36,3	0,38	5,18

Додаток В

Таблиця В.1 – Результати чисельного моделювання процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику

№	X ₁	X ₂	T, °C	Q, м³/год	ΔT _C , °C	N _{TC} , Вт	N _{EC} , Вт	ΔT _U , °C	N _{TU} , Вт	N _{EU} , Вт
1	-1	-1	-12,2	200	11,5	871,1	846,3	13,7	1033,0	1007,7
2	-1	-0,5	-12,2	350	10,1	1331,7	1204,8	12,1	1601,9	1472,5
3	-1	0	-12,2	500	8,8	1664,6	1303,4	10,5	1975,5	1606,9
4	-1	0,5	-12,2	650	7,4	1825,5	1042,9	8,9	2171,1	1372,3
5	-1	1	-12,2	800	6,2	1860,3	414,8	7,3	2201,6	726,0
6	-0,5	-1	-1,225	200	5,1	369,7	345,7	6,7	487,2	462,8
7	-0,5	-0,5	-1,225	350	3,9	497,3	375,2	5,3	666,5	542,0
8	-0,5	0	-1,225	500	2,7	482,1	134,6	3,4	613,9	259,3
9	-0,5	0,5	-1,225	650	1,3	315,9	-436,6	1,6	377,1	-390,9
10	-0,5	1	-1,225	800	0,2	58,3	-1331,2	0,3	73,5	-1345,0
11	0	-1	9,75	200	2,9	198,7	175,6	3,9	271,0	247,5
12	0	-0,5	9,75	350	1,7	203,7	86,0	2,1	257,7	137,6
13	0	0	9,75	500	0,6	99,4	-235,4	0,8	133,5	-208,1
14	0	0,5	9,75	650	0,1	29,5	-695,3	0,2	38,1	-701,6
15	0	1	9,75	800	0,2	55,7	-1282,2	0,3	69,6	-1296,0
16	0,5	-1	20,725	200	4,7	313,0	290,7	5,6	372,9	350,1
17	0,5	-0,5	20,725	350	3,5	413,9	300,3	4,5	527,3	411,4
18	0,5	0	20,725	500	2,4	410,1	87,0	3,1	527,4	197,8
19	0,5	0,5	20,725	650	1,3	284,4	-414,7	2,3	496,6	-216,8
20	0,5	1	20,725	800	0,3	70,7	-1219,4	0,3	86,3	-1230,5
21	1	-1	31,7	200	10,5	680,7	659,1	11,5	743,0	721,0
22	1	-0,5	31,7	350	9,5	1071,1	961,2	10,9	1228,1	1116,0
23	1	0	31,7	500	8,5	1377,9	1065,7	9,7	1567,4	1248,9
24	1	0,5	31,7	650	7,5	1564,0	888,8	8,8	1840,7	1151,6
25	1	1	31,7	800	6,4	1645,2	399,5	7,9	2033,4	761,9

Додаток Г

Методика експериментальних досліджень вентиляційної системи видалення забрудненого повітря



Рисунок Г.1 – Загальний вигляд лабораторного обладнання
для дослідження режимів функціонування витяжної заслінки

Таблиця Г.1 – Програмний код Arduino лабораторного обладнання
для дослідження режимів функціонування витяжної заслінки

```
#include <Servo.h>
const int pressurePin = A0;
const int tempPin = A1;
const int servoPin = 9;
Servo myServo;
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  myServo.attach(servoPin);
  myServo.write(0);
}
void loop() {
  int pressureADC = analogRead(pressurePin);
  float pressure = (pressureADC / 1024.0 - 0.04) / 0.009;
  int tempADC = analogRead(tempPin);
  float temperature = 5.0 * tempADC * 100.0 / 1024.0;
  Serial.print("Pressure: ");
  Serial.print(pressure);
  Serial.print(" kPa | Temperature: ");
  Serial.print(temperature);
  Serial.println(" °C");
  if (Serial.available() > 0) {
    int angle = Serial.parseInt();
    if (angle >= 0 && angle <= 180) {
      myServo.write(angle);
      Serial.print("Servo angle set to: ");
      Serial.println(angle);
    } else {
      Serial.println("Invalid angle. Please enter a value between 0 and 180.");
    }
  }
  delay(1000);
}
```




Рисунок Г.2 – Загальний вигляд лабораторного стану для дослідження вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

Таблиця Г.2 – Програмний код Arduino лабораторного стенду

для дослідження вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

```

#include <Servo.h>
const int pressurePins[5] = {A0, A1, A2, A3, A4};
const int tempPins[5] = {A5, A6, A7, A8, A9};
const int gasPins[4] = {A10, A11, A12, A13};
const int servoPins[4] = {2, 3, 4, 5};
Servo servos[4];
void setup() {
  Serial.begin(9600); // Ініціалізація серійного зв'язку
  for (int i = 0; i < 4; i++) {
    servos[i].attach(servoPins[i]);
    servos[i].write(0); // Початкова позиція сервоприводів
  }
}
void loop() {
  for (int i = 0; i < 5; i++) {
    int pressureADC = analogRead(pressurePins[i]);
    float pressure = (pressureADC / 1024.0 - 0.04) / 0.009;
    Serial.print("Pressure Sensor ");
    Serial.print(i + 1);
    Serial.print(": ");
    Serial.print(pressure);
    Serial.print(" kPa | ");
  }
  for (int i = 0; i < 5; i++) {
    int tempADC = analogRead(tempPins[i]);
    float temperature = 5.0 * tempADC * 100.0 / 1024.0;
    Serial.print("Temperature Sensor ");
    Serial.print(i + 1);
    Serial.print(": ");
    Serial.print(temperature);
    Serial.print(" °C | ");
  }
  for (int i = 0; i < 4; i++) {
    int gasADC = analogRead(gasPins[i]);
    Serial.print("Gas Sensor ");
    Serial.print(i + 1);
    Serial.print(": ");
    Serial.print(gasADC);
    Serial.print(" | ");
  }
  Serial.println();
  if (Serial.available() > 0) {

```

```
int servoIndex = Serial.parseInt();
int angle = Serial.parseInt();

if (servoIndex >= 1 && servoIndex <= 4 && angle >= 0 && angle <= 180) {
  servos[servoIndex - 1].write(angle);
  Serial.print("Servo ");
  Serial.print(servoIndex);
  Serial.print(" angle set to: ");
  Serial.println(angle);
} else {
  Serial.println("Invalid input. Please enter a servo number (1-4) and an angle (0-180).");
}
}
delay(1000);
}
```

Додаток Д

Методика експериментальних досліджень вентиляційної системи нагнітання забрудненого повітря



Рисунок Д.1 – Загальний вигляд лабораторного станду
для дослідження патрубків для нагнітання повітря

Таблиця Д.1 – Програмний код Arduino лабораторного стенду

для дослідження патрубків для нагнітання повітря

```

#include <Servo.h>
const int pressurePins[5] = {A0, A1, A2, A3, A4};
const int tempPins[3] = {A5, A6, A7};
const int gasPin = A8;
const int servoPins[2] = {2, 3}; // MG90S підключено до цифрових пінів 2 і 3
Servo servos[2];
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  for (int i = 0; i < 2; i++) {
    servos[i].attach(servoPins[i]);
    servos[i].write(0); // Початкова позиція сервоприводів
  }
}
void loop() {
  for (int i = 0; i < 5; i++) {
    int pressureADC = analogRead(pressurePins[i]);
    float pressure = (pressureADC / 1024.0 - 0.04) / 0.009;
    Serial.print("Pressure Sensor ");
    Serial.print(i + 1);
    Serial.print(": ");
    Serial.print(pressure);
    Serial.print(" kPa | ");
  }
  for (int i = 0; i < 3; i++) {
    int tempADC = analogRead(tempPins[i]);
    float temperature = 5.0 * tempADC * 100.0 / 1024.0;
    Serial.print("Temperature Sensor ");
    Serial.print(i + 1);
    Serial.print(": ");
    Serial.print(temperature);
    Serial.print(" °C | ");
  }
  int gasADC = analogRead(gasPin);
  Serial.print("Gas Sensor: ");
  Serial.print(gasADC);
  Serial.println();
  if (Serial.available() > 0) {
    int servoIndex = Serial.parseInt();
    int angle = Serial.parseInt();
    if (servoIndex >= 1 && servoIndex <= 2 && angle >= 0 && angle <= 180) {
      servos[servoIndex - 1].write(angle); // Встановлення кута сервоприводу
      Serial.print("Servo ");
    }
  }
}

```

```
Serial.print(servoIndex);  
Serial.print(" angle set to: ");  
Serial.println(angle);  
} else {  
  Serial.println("Invalid input. Please enter a servo number (1-2) and an angle (0-  
180).");  
}  
}  
delay(1000);  
}
```


Додаток Е

Методика експериментальних досліджень повітряного теплообмінника побічно-випарного типу



Рисунок Д.1 – Загальний вигляд лабораторного стану для дослідження теплообмінника побічно-випарного типу

Таблиця Д.1 – Програмний код Arduino лабораторного стенду
для дослідження теплообмінника побічно-випарного типу

```
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>
#include <DHT.h>
const int pressurePins[3] = {A0, A1, A2};
const int dhtPins[3] = {3, 4, 5};
const int oneWireBus = 2;
#define DHTTYPE DHT11
DHT dhtSensors[3] = {DHT(dhtPins[0], DHTTYPE), DHT(dhtPins[1], DHTTYPE),
DHT(dhtPins[2], DHTTYPE)};
OneWire oneWire(oneWireBus);
DallasTemperature ds18b20Sensors(&oneWire);
void setup() {
  Serial.begin(9600); // Ініціалізація серійного зв'язку
  for (int i = 0; i < 3; i++) {
    dhtSensors[i].begin();
  }
  ds18b20Sensors.begin();
}
void loop() {
  for (int i = 0; i < 3; i++) {
    int pressureADC = analogRead(pressurePins[i]);
    float pressure = (pressureADC / 1024.0 - 0.04) / 0.009;
    Serial.print("Pressure Sensor ");
    Serial.print(i + 1);
    Serial.print(": ");
    Serial.print(pressure);
    Serial.println(" kPa");
  }
  for (int i = 0; i < 3; i++) {
    float humidity = dhtSensors[i].readHumidity();
    float temperature = dhtSensors[i].readTemperature();
    Serial.print("DHT11 Sensor ");
    Serial.print(i + 1);
    Serial.print(" - Temperature: ");
    Serial.print(temperature);
    Serial.print(" °C, Humidity: ");
    Serial.print(humidity);
    Serial.println(" %");
  }
  ds18b20Sensors.requestTemperatures(); // Запит температури з усіх датчиків
  for (int i = 0; i < 8; i++) {
    float temperature = ds18b20Sensors.getTempCByIndex(i);
```



```
Serial.print("DS18B20 Sensor ");  
Serial.print(i + 1);  
Serial.print(": ");  
Serial.print(temperature);  
Serial.println(" °C");  
}  
Serial.println();  
delay(2000);  
}
```

Додаток Ж

Методика експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику



Рисунок Ж.1 – Процес експериментальних досліджень нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику у виробничих умовах

Додаток И

Таблиця И.1 – Результати експериментальних досліджень
втяжної заслінки із сервоприводами

№	X ₁	X ₂	V _{out} , м/с	N _{damp} , Вт
1	-1,00	-1,00	0,00	29,3
2	-1,00	-0,75	0,07	28,6
3	-1,00	-0,50	0,28	28,3
4	-1,00	-0,25	0,75	27,5
5	-1,00	0,00	1,39	26,9
6	-1,00	0,25	1,74	26,8
7	-1,00	0,50	1,96	25,8
8	-1,00	0,75	1,86	25,1
9	-1,00	1,00	1,81	24,2
10	-0,75	-1,00	0,01	32,4
11	-0,75	-0,75	0,10	31,8
12	-0,75	-0,50	0,60	31,5
13	-0,75	-0,25	1,45	30,8
14	-0,75	0,00	2,75	30,0
15	-0,75	0,25	3,36	29,2
16	-0,75	0,50	3,68	29,3
17	-0,75	0,75	3,83	28,2
18	-0,75	1,00	3,79	27,1
19	-0,50	-1,00	0,01	38,5
20	-0,50	-0,75	0,16	37,7
21	-0,50	-0,50	0,90	37,1
22	-0,50	-0,25	2,31	36,2
23	-0,50	0,00	4,06	35,6
24	-0,50	0,25	4,96	35,3
25	-0,50	0,50	5,52	34,3
26	-0,50	0,75	5,52	33,4
27	-0,50	1,00	5,82	32,3
28	-0,25	-1,00	0,00	44,4
29	-0,25	-0,75	0,23	43,3
30	-0,25	-0,50	1,05	42,8
31	-0,25	-0,25	2,97	41,6
32	-0,25	0,00	5,51	41,0
33	-0,25	0,25	7,01	39,8
34	-0,25	0,50	7,82	39,3
35	-0,25	0,75	7,29	38,3
36	-0,25	1,00	7,16	37,0
37	0,00	-1,00	0,02	55,6
38	0,00	-0,75	0,21	54,9

39	0,00	-0,50	1,35	53,6
40	0,00	-0,25	3,76	52,6
41	0,00	0,00	6,89	51,2
42	0,00	0,25	8,55	50,4
43	0,00	0,50	9,53	49,3
44	0,00	0,75	9,30	48,7
45	0,00	1,00	9,38	46,7
46	0,25	-1,00	0,00	65,4
47	0,25	-0,75	0,40	64,1
48	0,25	-0,50	1,54	62,7
49	0,25	-0,25	4,22	61,8
50	0,25	0,00	8,33	60,1
51	0,25	0,25	10,09	59,4
52	0,25	0,50	11,63	58,1
53	0,25	0,75	11,50	56,5
54	0,25	1,00	10,87	54,8
55	0,50	-1,00	0,01	79,5
56	0,50	-0,75	0,26	78,4
57	0,50	-0,50	2,14	76,6
58	0,50	-0,25	4,99	75,1
59	0,50	0,00	9,48	74,0
60	0,50	0,25	11,97	72,0
61	0,50	0,50	13,22	70,6
62	0,50	0,75	13,41	69,7
63	0,50	1,00	12,84	67,2
64	0,75	-1,00	0,04	95,9
65	0,75	-0,75	0,57	93,9
66	0,75	-0,50	2,28	92,2
67	0,75	-0,25	5,78	90,5
68	0,75	0,00	10,55	88,7
69	0,75	0,25	13,91	87,0
70	0,75	0,50	14,72	84,6
71	0,75	0,75	14,88	83,2
72	0,75	1,00	14,67	80,6
73	1,00	-1,00	0,03	123,7
74	1,00	-0,75	0,55	121,2
75	1,00	-0,50	2,50	118,9
76	1,00	-0,25	6,34	116,9
77	1,00	0,00	12,50	114,7
78	1,00	0,25	14,88	112,2
79	1,00	0,50	17,00	110,2
80	1,00	0,75	17,42	107,5
81	1,00	1,00	17,46	104,5

Додаток К

Таблиця К.1 – Результати експериментальних досліджень
вентиляційної системи видалення забрудненого повітря

№	$n_{g1}:n_{g2}:n_{g3}:n_{g4}$	X_1	X_2	$V_1, \text{м/с}$	$V_2, \text{м/с}$	$V_3, \text{м/с}$	$V_4, \text{м/с}$	$V_5, \text{м/с}$	N, Вт
1	3:4:1:5	-1	-1	3,1	3,2	3,0	3,2	3,1	51
2	3:4:1:5	-1	-0,5	6,4	6,2	6,0	6,3	6,2	51
3	3:4:1:5	-1	0	9,0	9,3	9,3	9,9	9,4	81
4	3:4:1:5	-1	0,5	12,4	12,4	12,2	12,9	12,5	110
5	3:4:1:5	-1	1	15,9	15,6	14,8	15,9	15,5	185
6	3:4:1:5	-0,5	-1	3,1	3,1	3,1	3,3	3,2	51
7	3:4:1:5	-0,5	-0,5	6,3	6,5	6,2	6,5	6,4	56
8	3:4:1:5	-0,5	0	9,3	9,1	9,2	10,0	9,4	97
9	3:4:1:5	-0,5	0,5	12,8	12,7	12,1	13,0	12,6	148
10	3:4:1:5	-0,5	1	15,4	15,8	14,9	16,5	15,6	258
11	3:4:1:5	0	-1	3,2	3,2	3,1	3,2	3,2	52
12	3:4:1:5	0	-0,5	6,4	6,1	6,1	6,5	6,3	61
13	3:4:1:5	0	0	9,7	9,6	9,2	10,1	9,6	112
14	3:4:1:5	0	0,5	12,5	12,3	12,6	13,2	12,6	185
15	3:4:1:5	0	1	16,2	16,1	15,6	15,7	15,9	331
16	3:4:1:5	0,5	-1	3,3	3,2	3,1	3,3	3,2	53
17	3:4:1:5	0,5	-0,5	6,6	6,4	6,3	6,5	6,4	65
18	3:4:1:5	0,5	0	9,8	9,5	9,5	9,9	9,7	128
19	3:4:1:5	0,5	0,5	12,6	12,7	13,0	13,5	12,9	223
20	3:4:1:5	0,5	1	16,0	15,6	15,5	16,5	15,9	404
21	3:4:1:5	1	-1	3,2	3,2	3,1	3,4	3,2	54
22	3:4:1:5	1	-0,5	6,5	6,3	6,3	6,8	6,5	70
23	3:4:1:5	1	0	9,9	9,7	9,5	10,1	9,8	144
24	3:4:1:5	1	0,5	13,0	12,9	12,4	13,5	12,9	260
25	3:4:1:5	1	1	16,0	16,0	15,8	16,6	16,1	477

Додаток Л

Таблиця Л.1 – Результати експериментальних досліджень
повітряного теплообмінника побічно-випарного типу

Різні площі отворів між каналами тепломасообмінника												
№	x ₁	x ₂	x ₃	$\bar{t}_{out}, ^\circ C$			η_t			N _E , Вт		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	1	1	0	23,3	23,7	23,7	0,564	0,588	0,530	211	230	227
2	1	-1	0	22,4	22,1	21,6	0,580	0,518	0,531	390	371	353
3	-1	1	0	14,3	13,9	14,4	0,353	0,392	0,434	122	107	130
4	-1	-1	0	14,9	14,8	14,8	0,427	0,369	0,314	267	262	263
5	0	0	0	18,0	18,8	19,0	0,401	0,457	0,465	215	231	236
6	1	0	1	24,6	24,6	24,0	0,555	0,507	0,512	-72	-77	-101
7	1	0	-1	21,2	21,5	21,7	0,625	0,671	0,670	345	362	367
8	-1	0	1	15,7	14,9	14,7	0,375	0,343	0,418	-183	-224	-225
9	-1	0	-1	14,0	14,5	14,4	0,537	0,523	0,460	269	292	284
10	0	0	0	19,4	20,0	18,8	0,556	0,507	0,475	256	265	239
11	0	1	1	19,6	19,9	19,4	0,419	0,449	0,499	-242	-232	-255
12	0	1	-1	18,9	18,9	18,5	0,742	0,679	0,645	296	293	277
13	0	-1	1	20,0	19,3	19,3	0,398	0,376	0,431	-51	-85	-79
14	0	-1	-1	17,2	17,2	17,6	0,524	0,524	0,484	364	367	383
15	0	0	0	18,6	18,9	19,3	0,411	0,457	0,435	223	243	253
Різні площі отворів між каналами тепломасообмінника												
№	x ₁	x ₂	x ₃	$\bar{t}_{out}, ^\circ C$			η_t			N _E , Вт		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	1	1	0	29,1	29,4	29,7	0,636	0,578	0,513	254	254	254
2	1	-1	0	23,7	23,7	23,4	0,478	0,468	0,518	310	331	315
3	-1	1	0	21,1	21,2	21,6	0,332	0,376	0,337	143	164	164
4	-1	-1	0	17,8	17,2	17,7	0,311	0,271	0,271	201	191	193
5	0	0	0	22,7	24,3	22,5	0,536	0,457	0,385	226	233	223
6	1	0	1	27,9	28,7	28,4	0,411	0,455	0,448	-105	-93	-108
7	1	0	-1	24,5	25,0	24,4	0,592	0,596	0,609	344	357	321
8	-1	0	1	20,6	21,0	20,8	0,387	0,341	0,313	-222	-214	-199
9	-1	0	-1	19,1	18,3	18,8	0,381	0,419	0,442	254	235	238
10	0	0	0	24,3	24,1	22,7	0,333	0,373	0,395	206	234	200
11	0	1	1	27,4	27,3	27,3	0,534	0,470	0,486	-191	-193	-201
12	0	1	-1	24,7	24,4	24,2	0,551	0,563	0,600	271	276	279
13	0	-1	1	22,9	22,8	22,0	0,336	0,368	0,404	-108	-116	-111
14	0	-1	-1	18,7	19,2	19,6	0,512	0,493	0,491	317	318	322
15	0	0	0	22,8	23,3	23,3	0,468	0,440	0,445	238	252	216

Додаток М

Таблиця М.1 – Результати експериментальних досліджень процесу нагрівання потоку повітря у вертикальному ґрунтовому теплообміннику

№	X ₁	X ₂	$\Delta T_U, ^\circ\text{C}$			N _{TU} , Вт			N _{ST} , Вт			N _{EU} , Вт		
			1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	-1	-1	13,2	13,4	12,5	994	1010	938	53	31	25	941	979	913
2	-1	0	9,8	10,0	8,8	1836	1885	1659	368	380	375	1468	1505	1284
3	-1	1	6,9	7,1	6,2	2067	2124	1859	1448	1448	1435	619	676	423
4	0	-1	4,8	6,0	5,4	336	419	375	39	31	33	297	388	342
5	0	0	2,6	2,5	2,3	462	443	409	336	348	326	126	95	83
6	0	1	0,3	0,1	0,1	78	24	32	1388	1342	1324	-1310	-1318	-1292
7	1	-1	11,2	11,7	12,0	733	764	787	46	26	12	687	738	775
8	1	0	8,8	10,3	10,2	1444	1682	1673	340	324	326	1105	1358	1347
9	1	1	6,6	7,9	7,6	1730	2075	1995	1272	1282	1280	458	793	715

Додаток Н

ЗАТВЕРДЖУЮ
Ректор Вінницького національного
аграрного університету

Віктор МАЗУР
«29» жовтня 2024 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор ТОВ «Агромаш-Калина»

Юрій ВАСКІВНЮК
«29» жовтня 2024 р.

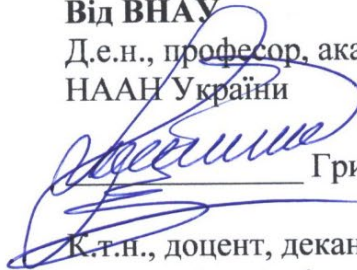
АКТ
про впровадження/використання
результатів науково-дослідної роботи

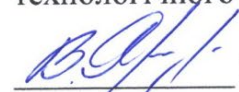
Даним актом стверджується, що ТОВ «Агромаш-Калина» (ЄДРПОУ 32320510, Україна, 22400, Вінницька область, Хмельницький район, місто Калинівка, вулиця Незалежності, 46) в особі головного інженера Барановського Сергія Леонтійовича отримало конструкторську та технічну документацію на виготовлення мехатронної системи забезпечення мікроклімату свинарських приміщень, яка розроблена у Вінницькому національному аграрному університеті кандидатом технічних наук, доцентом, деканом інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету (ЄДРПОУ 00497236, Україна, 21008, м. Вінниця, вул. Сонячна, 3) Яропудом Віталієм Миколайовичем під керівництвом доктора економічних наук, професора, академіка НААН України Калетніка Григорія Миколайовича згідно державної науково-дослідної роботи «Розробка комплексу техніко-технологічного забезпечення енерго- та ресурсоощадного виробництва продукції тваринництва у рамках ЄЗК» (№ ДР 0123U101794, 2023–2024 рр.).

Отримана конструкторська та технічна документація буде використовуватися для виготовлення дослідних зразків вищезазначеної мехатронної системи і проведення дослідно-виробничих випробувань.

Підписаний акт не встановлює фінансових зобов'язань між сторонами. Фінансові-правові умови використання науково-технічної продукції обумовлюються двосторонніми договорами.

Від ВНАУ
Д.е.н., професор, академік
НААН України


Григорій КАЛЕТНИК
К.т.н., доцент, декан інженерно-технологічного факультету ВНАУ


Віталій ЯРОПУД

«29» жовтня 2024 р.

Від ТОВ «Агромаш-Калина»
Головний інженер



Сергій БАРАНОВСЬКИЙ

«29» жовтня 2024 р.

Додаток П


AGROKALINA

www.agrokalina.com

agrokalina@gmail.com
ҐРУНТООБРОБНА & ПОСІВНА ТЕХНІКА

ТОВ «АГРОМАШ-КАЛИНА» 22403, м.Калинівка, Вінницька обл., вул. Незалежності, 46 Код ЄДРПОУ 32320510, р/рах UA75305299000002600504610695 в АТ КБ «Приватбанк», ІПН 323205102079, № свідоцтва 01408014. тел. +38 (04333) 60-50-30, факс +38 (04333) 2-25-35, моб. +38 (067) 433-48-87

Довідка про використання результатів досліджень

Результати науково-дослідної роботи, які були отримані кандидатом технічних наук, доцентом, деканом інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету Яропудом Віталієм Миколайовичем впроваджені і використані на виробництві ТОВ «Агромаш-Калина» (ЄДРПОУ 32320510, Україна, 22400, Вінницька область, Хмільницький район, місто Калинівка, вулиця Незалежності, 46).

ТОВ «Агромаш-Калина» отримало рекомендації з налагодження теплообмінника побічно-випарного типу у вигляді відповідних математичних залежностей і конструктивно-технологічних схем.

Отримані рекомендації використовуються у наукових дослідженнях технологічного процесу теплообмінника побічно-випарного типу, закономірностей виникнення відмов, розроблення заходів їх попередження (усунення) та оцінювання працездатності цього обладнання в умовах ТОВ «Агромаш-Калина».

За результатами експериментальних досліджень лабораторного теплообмінника побічно-випарного типу отримано залежності температури вихідного первинного повітряного потоку, коефіцієнта теплової ефективності і ефективної холодопродуктивної потужності від температури первинного повітря на впуску, його абсолютної вологості і витрат потоку. Аналізуючи отримані залежності можна зробити висновок про відповідність 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 426 Вт (різні площі отворів) 380 Вт (однакові площі отворів) складають 32 °С, 5 г/кг, 169 м³/год.

Директор
ТОВ «Агромаш-Калина»
17.07.2024



Юрій ВАСКІВНЮК

Додаток Р

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Ректор Вінницького національного
 аграрного університету

 Віктор МАЗУР
 «19» 02 2022 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор ПСП «Агрофірма
 Нападівська»

 Сергій ПЕТРЕНКО
 «19» 02 2022 р.

А К Т
про виробничу перевірку

Ми, що нижче підписалися, представник Вінницького національного аграрного університету керівництвом, кандидат технічних наук, доцент, декан інженерно-технологічного факультету ВНАУ Яропуд Віталій Миколайович, з однієї сторони, і представник ПСП «Агрофірма Нападівська» (ЄДРПОУ 32292489, Вінницька область, Вінницький район, с. Нападівка, вул. Центральна, 7) головний інженер Балко Руслан Іванович, з другої сторони, склали цей акт про те, що система забезпечення мікроклімату із вентиляцією наземного каналу приміщення для відгодівлі свиней проходила виробничу перевірку з 01.02.2021 по 01.02.2022 рр. Для проведення експериментальних досліджень за приміщенням для відгодівлі свиней змонтовано U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник. Вихідний патрубок ґрунтового теплообмінника підключено до однієї з ліній системи нагнітання чистого повітря на глибині 1 м від поверхні ґрунту. Загальна довжина свердловини – 18 м. На глибині 3 м повітропровід був теплоізолюваний. Останні 3 м зроблені для збору конденсованої води.

Центральний повітропровід для нагнітання повітря на відгодівельній свинофермі був закладений ще на етапі будівництва і представляв собою лоток інженерних мереж Л 1-8/2, 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.

Під час досліджень фіксувалась динаміка температури, яка отримана з кожного датчику за весь час проведення досліджень.

Потужність двигуна відцентрового вентилятора визначалася перетворювачем частоти.

Для характерних низьких (зимовий період), високих (літній період) і середніх (осінній і весінній періоди) температур було проведено варіювання подачею повітряного потоку.

Критеріями досліджень обрано зміну температури повітряного потоку на вході і виході ґрунтового теплообмінника. Для оптимізації параметрів ґрунтового теплообмінника використано критерій – теплова потужність.

За результатами роботи надані рекомендації щодо налагодження системи забезпечення мікроклімату із вентиляцією наземного каналу приміщення для відгодівлі свиней. За результатами аналізу існуючої системи забезпечення мікроклімату і з метою підвищення її ефективності змонтовано U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник. За результатами досліджень процесу нагрівання потоку повітря в U-подібному вертикальному ґрунтовому теплообміннику у виробничих умовах встановлено динаміку зміни температур протягом року. Ефективна теплова потужність U-подібного теплообмінника складає $N_{EU}(T_{in} = 32,1 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 1617 \text{ Вт}$, $N_{EU}(T_{in} = -13,1 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 1312 \text{ Вт}$. Розроблені рекомендації і змонтований U-подібний вертикальний ґрунтовий теплообмінник дали змогу зменшити витрати електроенергії протягом року на 17,5 %.

Від ВНАУ

Декан інженерно-технологічного факультету ВНАУ, к.т.н., доцент

 Віталій ЯРОПУД

« 10 » лютого 2022 р.

Від ПСП «Агрофірма Нападівська»

Головний інженер

 Руслан БАЛКО

« 11 » лютого 2022 р.

Додаток С



ЗАТВЕРДЖУЮ
Ректор Вінницького національного
аграрного університету
Віктор МАЗУР



ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ФГ «Літагор»
Олександр ФОГЕЛЬ

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідної роботи (НДР)

« 22 » вересня 2024р.

Ми, що нижче підписалися, представник фермерського господарства (ФГ) «Літагор» – головний технолог Шевчук Василь Миколайович та представник Вінницького національного аграрного університету (ВНАУ) – кандидат технічних наук, доцент, декан інженерно-технологічного факультету склали цей акт в тому, що ВНАУ розробив, а ФГ «Літагор» прийняло для впровадження у виробництво науково-методичні рекомендації, які націлені на зміну режиму роботи системи забезпечення нормативного мікроклімату у свинарському приміщенні.

Зазначені науково-методичні рекомендації були розроблені в рамках виконання державної науково-дослідної роботи № ДР 0123U101794 «Розробка комплексу техніко-технологічного забезпечення енерго- та ресурсоощадного виробництва продукції тваринництва у рамках ЄЗК» (2023–2024 рр.). Основний внесок в їх розробку зробив відповідальний виконавець НДР, кандидат технічних наук, доцент Яропуд В.М..

Прийняті рекомендації дали змогу підвищити ефективність видалення забруднень на 16–18 % (влітку – $1,49 \pm 0,51$, взимку – $1,59 \pm 0,52$) за рахунок раціонального збільшення швидкості потоку повітря у вентиляції при зберіганні витрат електроенергії, що дало змогу забезпечити зоотехнічні вимоги.

Фінансово-правові умови використання науково-технічної продукції обумовлюються окремими двосторонніми договорами.

Від ФГ «Літагор»

Головний технолог

Василь ШЕВЧУК



Від ВНАУ

К.т.н., доцент, декан інженерно-технологічного факультету ВНАУ

Віталій ЯРОПУД

(Handwritten signature)

Додаток Т

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Ректор Вінницького національного
 аграрного університету
 Віктор МАЗУР
 «03/08/2024» 2024 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор ТОВ «Субекон»
 Костянтин ЖУКОВСЬКИЙ
 «03/08/2024» 2024 р.

А К Т

**виробничих випробувань дослідного зразка
 повітряного теплообмінника побічно-випарного типу**

Ми, що нижче підписалися, представник Вінницького національного аграрного університету (Україна, Вінницька обл., м. Вінниця, вул. Сонячна, 3), кандидат технічних наук, доцент, декан інженерно-технологічного факультету Яропуд Віталій Миколайович, з однієї сторони, і представник товариства з додатковою відповідальністю «Субекон» (Україна, Вінницька обл., Тиврівський р-н, смт Сутиски), головний технолог Бабков Ярослав Ігорович, з другої сторони, склали цей акт про те, що на підприємстві ТОВ «Субекон» у свинарському приміщенні змонтовано та випробувано дослідний зразок повітряного теплообмінника побічно-випарного типу у систему вентиляції через стінові канали.

У свинарському приміщенні розміщені 8 груп по 24–26 поросят на дорощуванні (200 голів). Застосування теплообмінника побічно-випарного типу в літній період часу (з 03.06.2024 р. до 03.08.2024 р.) дозволило знизити температуру повітря у приміщенні до нормованих зоотехнічних вимог 18–22 °С і підвищити вологість повітря до 70–75 %. При цьому швидкість повітря в зоні перебування тварин не перевищувала 0,5 м/с

Дослідний зразок повітряного теплообмінника побічно-випарного типу відповідає технічній документації і вимогам, що пред'являють до обладнання для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату тваринницьких приміщень та може бути рекомендований у виробництво.

Головний технолог
 ТОВ «Субекон»



Ярослав БАБКОВ

К.т.н., доцент, декан
 інженерно-технологічного
 факультету ВНАУ



Віталій ЯРОПУД

Додаток У

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, тел. (0432) 46-00-03,
email: office@vsau.org, rector@vsau.org, код ЄДРПОУ 00497236

З 06 листопада 2024 р. № Д1.1-62-14/10
на № _____ від _____

ДОВІДКА

про впровадження результатів наукових досліджень дисертаційної роботи
Яропуда Віталія Миколайовича на тему: «Механіко-технологічні основи
функціонування мехатронних систем забезпечення
мікроклімату свинарських приміщень»

Повідомляємо, що наукові розробки Яропуда Віталія Миколайовича за вказаною темою дисертаційної роботи мають практичну цінність, що зумовило їх впровадження у навчально-методичний процес та наукову роботу інженерно-технологічного факультету.

Положення дисертаційної роботи використовуються 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».

Довідка видана Яропуду В.М. для представлення у спеціалізовану вчену раду за місцем захисту дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук.

Розглянуто та затверджено на засіданні науково-методичної комісії Вінницького національного аграрного університету від 06 листопада 2024 року, протокол № 4.

Ректор



Віктор МАЗУР

№ 02355

Додаток Ф

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/110.15199/48.2021.07.15>.
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; №u 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 ПГП «Промислова гідравліка 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 пневмовтрата 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 р.). 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 Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-25 листопада 2024 р.) / 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:

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

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