

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

УДК 681.511;681.527

ПОГОДЖЕНО
Директор ННІ енергетики,
автоматики і енергозбереження

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
В.о. завідувача кафедри
інженерії енергосистем

_____ /Каплун В.В./
(підпис)

_____ /Антипов Є.О./
(підпис)

«___» _____ 2024 р.

«___» _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**на тему: «Вдосконалення системи вентиляції пташників на базі Філії
«Птахокомплекс» ТОВ «Вінницька птахофабрика»**

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(код і назва)

Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та
енергоменеджмент
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Горобець В.Г.
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Троханяк В.І.
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Островий С.Р.
(ПІБ)

КИЇВ – 2024

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ІННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. завідувача кафедри
інженерії енергосистем

К.Т.Н доцент Антипов Є.О.
(ступінь, звання) (підпис) (ПІБ)
«___» _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**

Островому Сергію Романовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(код і назва)

Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-професійна _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи **«Вдосконалення системи вентиляції пташників на базі Філії «Птахокомплекс» ТОВ «Вінницька птахофабрика»**

затверджена наказом ректора Національного університету біоресурсів і природокористування України від «19» грудня 2023 р. № 2334 С

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2024.11.15
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи _____

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ПРОЄКТУВАННЯ: ТОВ «ВІННИЦЬКА ПТАХОФАБРИКА»
2. СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ПТАШНИКІВ
3. СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ В ПТАШНИКУ
4. РОЗРОБКА ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА ДЛЯ СИСТЕМИ РЕКУПЕРАЦІЇ ПТАШНИКІВ
5. CFD МОДЕЛЮВАННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН І ТЕПЛО- МАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ В ПТАШНИКУ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ ТЕПЛА

Перелік графічного матеріалу: презентація виконана в програмному забезпеченні MS Power Point

Дата видачі завдання «19» грудня 2023 р.

Керівник магістерської роботи _____
(підпис)

Троханяк В.І.
(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Островий С.Р.
(ПІБ)

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ’ЄКТУ ПРОЄКТУВАННЯ: ТОВ «ВІННИЦЬКА ПТАХОФАБРИКА»	6
РОЗДІЛ 2 СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ПТАШНИКІВ	9
2.1. Норми мікроклімату у птахівничих приміщеннях	9
2.2. Розрахунок повітрообміну птахоферми	17
РОЗДІЛ 3 СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ В ПТАШНИКУ	25
3.1. Огляд сучасних систем опалення та рекуперації тепла в пташнику	25
3.2. Розрахунок системи опалення	29
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА ДЛЯ СИСТЕМИ РЕКУПЕРАЦІЇ ПТАШНИКІВ	36
4.1. Види теплообмінників	36
4.2. Розрахунок теплообмінного апарата нової конструкції для тунельної системи вентиляції	44
РОЗДІЛ 5 CFD МОДЕЛЮВАННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН І ТЕПЛО- МАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ В ПТАШНИКУ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ ТЕПЛА	54
5.1. Методологічний підхід до CFD моделювання	54
5.2. Результати моделювання розподілу концентрації шкідливих речовин з рекуперацією тепла	57
ВИСНОВКИ	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	77

ВСТУП

Магістерська кваліфікаційна робота викладена на 80 сторінках, таблиць 4, рисунків 20, кількість використаної літератури - 29 джерела.

Об'єктом дослідження є магістерської кваліфікаційної роботи є система опалення та рекуперації тепла в пташнику з використанням нової конструкції теплообінного обладнання.

Предмет дослідження – птахівниче приміщення і теплообмінний апарат.

Методи дослідження – інженерні розрахунки системи вентиляції, опалення в пташнику та теплообмінника, а також ліцензійне програмне забезпечення ANSYS Fluent для проведення CFD моделювання повітряного середовища пташника.

Запропонована нова система підтримання нормованого мікроклімату в пташниках, що полягає у рекуперації тепла із використанням теплообмінних апаратів, у яких відбувається нагрівання зовнішнього повітря за рахунок відпрацьованого повітря без застосування додаткової системи опалення.

Проведено розрахунок повітрообміну в пташнику, розрахунки показали, що в холодний період року необхідно $155664 \text{ м}^3/\text{год}$, а в теплий період року $852528 \text{ м}^3/\text{год}$. Кратність повітрообміну складає 98,25. Обрано вентилятори типу Munters EM50 1,5Hr в кількості 25 шт.

Розглянуто різновиди системи опалення та рекуперації тепла в пташниках. Проведено розрахунок системи опалення, знайдено, що при традиційній системі опалення необхідно близько 1867,1 кВт теплової енергії. При рекуперації тепла із застосуванням теплообінного обладнання яке здатне нагрівати припливне повітря до $+8 \text{ }^\circ\text{C}$, де середньодобова температура складає $-7 \text{ }^\circ\text{C}$, необхідно 433 кВт, це дозволяє економити близько 76,8 % енергоресурсів.

Проведено розрахунок теплообмінного апарата нової конструкції для системи опалення пташників. Теплообмінник буде площу поверхні пучка труб

340,34 м², двох колекторного типу в кількості 12 шт. Необхідна потужність двигуна вентилятора, для прокачування повітря, 3,3 кВт, насосу – 5,8 кВт.

В результаті чисельного моделювання та проведеного аналізу поля температур в пташнику показано, що на окремих ділянках температура в середньому складає від +12,5 °С до +13,5 °С. Таким чином, можна зробити висновок, що при запропонованій системі рекуперації температура над рівнем птиці складає від +12,37 °С до +19,11 °С, усереднена швидкість 0,032 м/с. Таким чином, система рекуперації, піднімає температуру від -7 °С зовнішнього повітря до +13,508 °С в пташнику, з необхідних +18 °С, для нормованого утримання птиці. Це забезпечує 82% тепла від необхідного. Економія на споживання газу за рік складає 1,447 млн. грн. Термін окупності запропонованої системи рекуперації складає 5,12 роки. Розподіл концентрації шкідливих речовин знаходиться в нормі, а саме: Н₂О – 0,012 ум.од.; Н₂С – 4,491 · 10⁻⁷ ум.од.; NH₃ – 2,021 · 10⁻⁷ ум.од.

Ключові слова: теплообмінний апарат, рекуперація тепла, пташник, CFD, концентрація шкідливих речовин.

РОЗДІЛ 1

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ПРОЄКТУВАННЯ: ТОВ «ВІННИЦЬКА ПТАХОФАБРИКА»

Адреса: Україна, 24320, Вінницька обл., Гайсинський район, місто Ладизин, вул. Слобода, будинок 141. Тел.: (044) 207-00-00, (044) 207-00-02, (050) 490-51-68 Факс.: (04343) 676-54.

E-mail: d.s.palamarchuk@mhp.com.ua. Сайт: <https://mhp.com.ua> [1].

Вінницька птахофабрика - потужний птахокомплекс, розташований поблизу м. Ладизин у Вінницькій області. Після введення комплексу в експлуатацію на повну потужність він став одним з найбільших птахокомплексів у світі. До складу птахокомплексу входить комплекс із вирощування птиці – 24 зони вирощування по 38 пташників на кожній. Посадка на одній зоні вирощування складає понад 1,550 млн. голів птиці (збереження – 97%). Крім того, обов'язковою частиною бройлерної птахофабрики є інкубаторна станція, що повністю задовольняє внутрішні потреби птахофабрики, а також комплекс із переробки курчат-бройлерів і дистрибуційний центр. Вінницька птахофабрика повністю автоматизована та оснащена найсучаснішим устаткуванням. Також на підприємстві впроваджені новітні енергозберігаючі технології. Комбікормами птахофабрику забезпечує внутрішньогосподарський комплекс із виробництва кормів, що входить до її складу [2].

Підприємство було засновано у 2011 році, комплекс було введено в експлуатацію у 2012 році на двох існуючих технологічних лініях. У 2018 році потужність підприємства було збільшено завдяки введенню в експлуатацію третьої технологічної лінії виробництва.

Успішно реалізується в Україні та на ринках понад 80 країн, в тому числі, 36 країн Європи. Випуск продукції здійснюється під торговими марками: «Наша Ряба», «Qualiko», «Ukrainian Chicken», «Al Hassanat», «Вінницькі курчата», «Sultanah», «Assilah».

До складу птахокомплексу входять: 3 відділення, 19 ділянок з вирощування птиці, 722 пташники (55 тисяч голів у одному пташнику), бригади по вирощуванню курчат-бройлерів, інкубаторно-птахівнича станція, водофільтрувальна станція.

Станом на 2020 рік показники роботи становлять вирощування 23 млн. голів, збереженість – 96.28%. Кількість працівників 1341 особа.

Підприємство переробного комплексу виробляє близько 40297 тонн готової продукції щомісячно та – 483563 тонн на рік. Кількість працівників підприємства 4391 особа. За підсумками 2020 року податкові відрахування становили 1 568 112,55 грн.

МХП — провідний виробник курятини, що забезпечує понад 55% промислового виробництва та охоплює близько 35% від загального споживання курятини в Україні. Один із найбільших та найвідоміших брендів в Україні - ТМ «Наша Ряба». Виробничі потужності підприємств МХП дозволяють забезпечити повний процес виробництва курятини. Потужності компанії також забезпечили експорт продукції на європейський ринок у обсязі 357 433 тон.

Підприємство має благодійний фонд «МХП — Громаді». Благодійний фонд «Урожай — Громаді» розпочав свою діяльність у 2015 році на підприємстві НВФ «Урожай». Наприкінці 2019 року його було перейменовано на благодійний фонд «МХП — Громаді». З 1 червня 2020 року фонд вже працює на територіях діяльності 27 підприємств МХП. А до кінця 2020 року діяльність фонду охопив території роботи всіх підприємств МХП. Цільова аудиторія фонду — понад 200 тисяч жителів України. Місія фонду — розвиток громад шляхом побудови партнерських відносин між громадами, владою та бізнесом. Діяльність фонду зосереджена на таких ключових напрямках: адаптації людей до змін у швидкоплинному світі; екології; доступних та якісних освіти і медицині; розвитку громад шляхом залучення додаткових коштів (грантів) для реалізації соціальних проектів розвитку (фандрейзинг, робота з міжнародними донорами).

Продукція, що виробляється на підприємствах МХП, проходить багаторівневий контроль щодо: якостей потужностей виробництва та продукції,

що надходить до споживачів; дотриманням фахівцями ветеринарно-санітарних, санітарно-гігієнічних вимог і технологічних процесів виробництва; відповідності вимогам згідно українського та європейського законодавства; впроваджених систем безпеки харчових продуктів та управління якістю; дотримання корпоративних стандартів фахівцями центрального офісу МХП — Департаменту технології, якості та безпеки харчових продуктів.

Задля вирощування здорової птиці та забезпечення повноцінного розвитку підприємство виробляє комбікорми із власної сировини та ретельно слідкує за дотриманням максимально природніх умов (температура, вологість, циркуляція, вільний простір).

Процес інкубації повністю автоматизовано, а починаючи з одноденного віку, здійснюється постійний контроль кваліфікованими фахівцями [3].

РОЗДІЛ 2

СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ПТАШНИКІВ

2.1. Норми мікроклімату у птахівничих приміщеннях

Дослідженнями встановлено такі речі, що продуктивність виходу тварин визначається кормами на 50-55%, рівнем селекційно-племінної роботи і на генетичними ознаками на 20-25%, умовами мікроклімату на 20-30%. При неналежному мікрокліматі продуктивність тварин використовується лише на 20-30%, а їх племінний термін і продуктивного використання скорочується.

Технологічні вимоги до нормованого мікроклімату в приміщеннях. Для нормованого перебігу фізіологічних процесів в організмі кожної тварин і птиці необхідний досить чисте повітря в приміщенні за всіма фізико-хімічними властивостями, який близький до атмосферного.

ВРХ, що знаходиться в приміщеннях з ненормованим мікрокліматом, знижує продуктивність. У молочних корів при температурі вище $+23^{\circ}\text{C}$ зменшується надій, вище $+26^{\circ}\text{C}$ - вміст жиру в молоці, у тварин частішає пульс і дихання, ускладнюється тепловіддача в навколишнє середовище. Зі зниженням температури до -5°C споживання кормів збільшується у 1,5-2 рази.

Підвищена відносна вологість повітря теж негативно позначається на продуктивності птиці. Встановлено, що при підвищенні вологості на кожні 5% вище 85% у високопродуктивних корів добовий удій зменшується на 1,22-1,43 кг. Вплив температури і вологості повітря може посилюватися або послаблюватися в залежності від швидкості повітря.

Оптимальні параметри мікроклімату для різних груп ВРХ регламентуються нормами технологічного проектування.

Для забезпечення продуктивності свиней необхідно, крім повноцінного годування, створити нормовані умови мікроклімату в приміщеннях. Відповідно до потреб зокрема кожної вікової категорії тварин створюються певні умови.

Температура повітря в приміщенні – один з найважливіших факторів, що визначає фізіологічний стан свиней. При зниженні температури в свинарниках на $+8-10^{\circ}\text{C}$ нижче нормованої, середньо добові прирости відгодівельного поголів'я зменшуються близько на 40-60 г, а витрата корму підвищується близько на 0,3-0,5 корм. од. Неприятлива для свиней також висока температура. Якщо в приміщенні вище $+21^{\circ}\text{C}$, знижується темпер. зростання, а якщо вище $+32^{\circ}\text{C}$ - тварини різко зменшують масу. Тому в літку, особливо у теплі дні, слід зволожувати підлоги і шкірний покрив самих свиней, посилювати в приміщенні швидкість руху повітря за рахунок додатковим вентилятором. Поросята, навпаки, дуже потребують тепла. У самий перший тиждень їх життя температура повітря повинна підтримуватися на рівні $+30^{\circ}\text{C}$, в другу - $+26^{\circ}\text{C}$, в третю - $+24^{\circ}\text{C}$, в четверту - $+22^{\circ}\text{C}$.

Якщо не дотримуватися добрий температурний режим в агро промислових комплексах відгодівельників свиней на 100 тисяч в рік, втрати можуть досягати 12-15т на добу, що становить щорічно понад 4000т м'яса.

Вологість повітря - інший параметр мікроклімату. В зимку при в місті в несприятливих мокрих приміщеннях, свині хворіють на запалення легенів, бронхіти, розладом травлення, м'язовим ревматизмом. Особливо страждають ослаблені та молоді тварини. При великій відносній вологості повітря в свинарниках збільшується число патогенних мікроорганізмів, цвілі, грибків. Поверхня тіла свиней буває брудною і мокрою.

Є дуже важливе співвідношення між температурою і швидкістю руху повітря в приміщенні. Повітря тої ж температури відчувається холодним, і якщо воно рухається зі швидкістю більше 1 м/с і при нормальній швидкості руху повітря 0,2-0,25 м/с.

В приміщеннях для свиней-відемишей вміст у повітрі сірководню, вуглекислого газу та аміаку не повинно перевищувати гранично допустимі концентрації.

Птиця відрізняється від тварин більш інтенсивним обміном речовин.

Курчата на 1кг маси поглинають кисню і виділяють теплоти приблизно в 5-6 разів більше, ніж ВРХ. Птах не має спроможності швидко пристосовуватися до різких змін температури в повітрі. Тому що у неї недостатньо розвинена терморегуляція через відсутності потових залоз і щільний опірнення. У приміщеннях з не нормованим мікрокліматом прирости курчат-бройлерів зменшуються на 6-7%. Таким чином виникають захворювання серця, печінки, органів дихання, зору, крові і птах гине. Продуктивність виходу птиці знижується до 40-50%, витрата кормової суміші на одиницю продукції підвищується близько на 30-40%, захворюваність, особливо молодняка, збільшується десь в 3-4 рази.

При клітинному утриманні курей в пташниках на промисловій основі небажані різкі коливання температури повітря.

Джерелом вологості в пташниках є підвищення: випаровування вологи з поверхні поїлок, легеневої подих птахів, годівниць, мокрої підлоги та інших конструкцій приміщення.

Оскільки як фактор мікроклімату є вологість повітря який нерозривно пов'язаний з рухом повітря і температурою, тоді вологість в пташниках також може підвищуватися або знижуватися. Із підвищенням відносної вологості повітря, випаровування вологи органами дихання птиці значно зменшується. Окрім того, волога, насичуючи повітря пташника, змінює його теплопровідність і теплоємність.

Висока відносна вологість повітря в птахівничому приміщенні сприяє зниженню перетравності поживних речовин із корму, зниження відкладення азоту і зменшення гемоглобіну в крові. Тому перебування птиці в приміщеннях з високою відносною вологістю і низькою температурою повітря часто викликає простудні захворювання. При високій відносній вологості і температурі - тепловіддача у птахів сильно затруднена, внаслідок чого настає тепловий удар і перегрівання організму птиці.

Рух повітря в приміщенні при температурі нижчій, ніж температура тіла курки, може викликати переохолодження організму.

Отже збільшуючи тепловіддачу і посилюючи випаровування рух повітря, впливає на тепло- і водний обмін організму птиці, таким чином швидкості руху повітря надають таке ж значення, як температурі і вологості. Допустимою максимальною межею швидкості руху повітря вважається 0,15-0,2м/с в пташниках.

При високих температурах в приміщенні збільшення швидкості руху повітря значно запобігає перегріванню тіла курчат.

Рекомендовано застосовувати ось такі швидкості руху повітря в птахівничих приміщеннях в залежності від температури повітря: (+34-+37°C) - (2,0-2,5м/с); (+31-+34°C) - 1,0-2,0м/с); (+28-+31°C) - (1,0-0,5м/с); (+25-+28°C) - (0,5-1 м/с). При температурі вище +37°C повітря в пташниках охолоджують.

Основні параметри повітря в приміщеннях для утримання свиней, птиці та великої рогатої худоби приймаються відповідно до сучасних норм проектування технологічного.

Таблиця 2.1

Нормативні дані по вологості і температурі повітря для різних груп птиці та різних тварин			
Група тварин	Тип	Температура, 0в	Вологість повітря, ф %
Корови, молодняк старше 1 року,; худобу на відгодівлі	Привязное і боксове, групове безприв'язне на ґратчастих підлогах	10	40-75
Корови і молодняк різного віку молочних порід, м'ясні корови до і після отелення	Безприв'язне на глибокій підстилці	3	40-85
Корови глибокотельніе і новотельних	привязное	15	40-75
Телята до 20-денного віку	У клітинах	20	40-75
Телята від 4-6 до 12-ти місяців	Групове безприв'язне і боксове	12	40-75
Свині і супоросні матки	У стояках	16	40-75
Поросята-от'ємишей і ремонтний молодняк	У стояках	20	40-75
Свині на відгодівлі	У стояках	18	40-5
Тяжелосупорожніе і підсєсні матки	У стояках	20	40-70

дорослі кури	Підлогове (в клітці)	16-18	60-70
Молодняк курей у віці, тижнів: 1-4	Підлогове (в клітці)	24-28	60-70
5-11	Підлогове (в клітці)	(24-33)	60-70
12-22	підлогове (в клітці)	16-18(18)	60-70
Курчата-бройлери віком, тижнів:		26-28	
1	Підлогове (в клітці)	(28-32)	65-70
2-3	підлогове (в клітці)	22	65-70
4-6	Підлогове (в клітці)	(24-25) 20 (20)	65-70
7-9	Підлогове (в клітці)	18(18)	65-70

В повітрі концентрація шкідливих газів не повинна перевищувати для телят: аміаку 0,01 мг/л, сірководню - 0,05 мг/л, вуглекислоти - 0,15%, для молодняка ВРХ і дорослої ВРХ відповідно: 0,01 і 0,02 мг/л, 0,2%, для птиці відповідно: 5 і 15 мг/м, 0,25%. Нормована швидкість руху повітря в пташниках від 0,3 (в холодний період року) до 1,0 і в корівниках 0,2-0,3м/с (в теплий період року). Організація повітрообміну в приміщеннях для утримання птиці, свиней та великої рогатої худоби. У приміщеннях, де утримуються птиця, накопичується велику кількість шкідливо діючих вуглекислих газів, сірководню, аміаку, які є основними продуктами життєдіяльності самих живих організмів.

Основне завдання вентиляції - витіснити з приміщення відпрацьоване повітря, а заповнити свіжим в такій кількості, щоб забезпечити оптимальну концентрацію шкідливих газів в приміщенні пташника. Вентиляційна система повинна функціонувати оптимально. Про наслідки було сказано вище поганій системи вентиляції. Надлишкова вентиляція збільшує витрати на вентиляцію повітря і його нагрівання в холодний період. Щоб контролювати повітрообмін в приміщеннях, необхідно використовувати такі дані обсягу вентиляції: максимальна кількість повітря, яке потрібно для видалення з приміщення надлишкової вологи і вуглекислого газу, в зимовий та перехідний періоди року, зайвого тепла - влітку.

У птахівничих приміщеннях при утриманні птиці на ґратчастих підлогах ґній видаляють самопливного-сплавним або певним гідравлічним способами.

Такі приміщення передбачають механічне видалення повітря (що має не менше 30-50% зимового повітрообміну) з підпільних гноєзбірника.

Пристрій супутник-каналу для видалення забрудненого повітря вимагає великих капіталовкладень і трудовитрат при експлуатації і не робить помітного впливу на параметри повітряного середовища в птахівницьких приміщеннях. Таким чином і відмовилися від пристрою неефективної з-під щілинної підлоги витяжки з каналів гноєвидалення.

Систему вентиляції птахівницького приміщення необхідно побудувати з врахуванням характеру розподілу природних властивостей повітряного середовища. Деякі дослідження показують, що зі збільшенням висоти температура внутрішнього повітря наростає. При цьому максимальне вологовиділення спостерігається в нижній зоні, внаслідок високої гігроскопічності. В основному аміак концентрується в зоні дихання птиці.

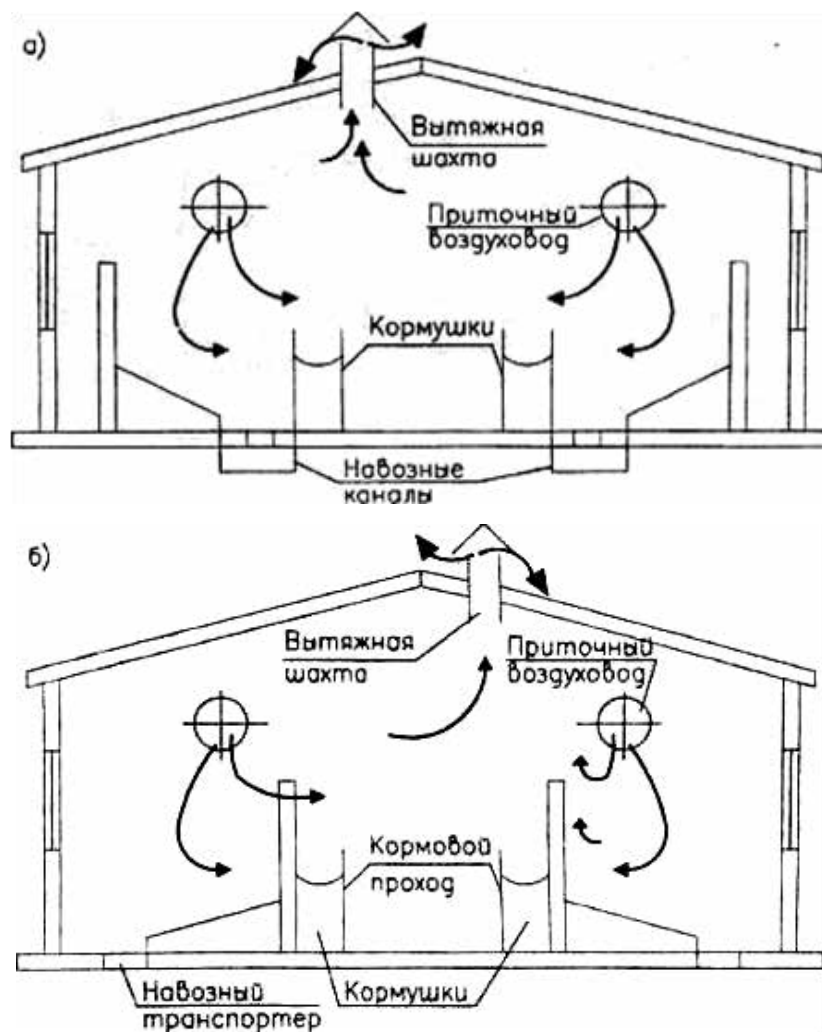


Рис. 2.1. Система повітрообміну в: а) - свинарнику; б – корівнику.

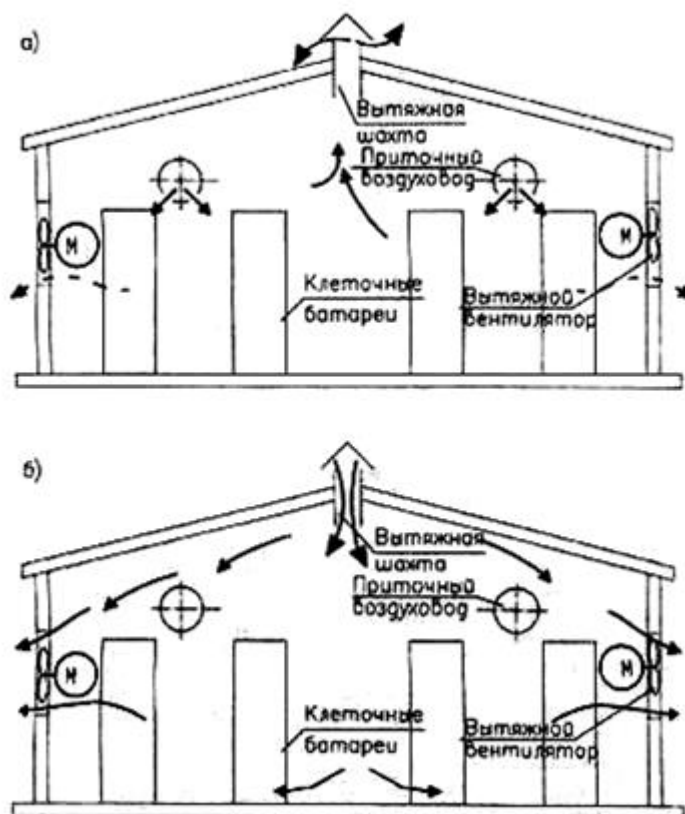


Рис. 2.2. Система повітрообміну в птишнику: а - в перехідний і зимовий період року; б - в літній період року.

У птишниках в дуже жаркий період року, за рахунок теплоти, що виділяється птицею, в приміщенні утворюється значний його надлишок. Притяжна система вентиляції птишника працює в основному у режимі витіснення з вологи і приміщення вуглекислого газу. Для збільшення сили повітрообміну у птишнику влітку із метою видалення лишнього тепла використовується механічна система вентиляції витяжна, при цьому в птишник відбувається надходження повітря не тільки через припливні клапани, але і витяжні шахти, змонтовані в перекритті в різому порядку.

Продуктивність механічної витяжної вентиляції регулюється автономно по температурі повітря у середині приміщення.

На температуру всередині приміщення впливають: температура в приміщення надходить повітря, зміна теплоти передачі через огорожу, тепловиділення птиці та інші обурення, в зв'язку з чим в теплий період всередині

приміщення температура може перевищувати зовнішнього повітря температуру і збільшення повітрообміну також не дає позитивного результату.

Відповідно до норм температура всередині приміщення технологічного проектування не повинна перевищувати температуру більш, ніж на $+5^{\circ}\text{C}$ зовнішнього повітря і обмежена, для малих курчат значенням $+36^{\circ}\text{C}$ незалежно від зовнішньої температури повітря.

Для критичних ситуацій, в нежаркий час, так рекомендується застосовувати зволоження і систему охолодження припливного повітря. Таке зволоження повітря забезпечується шестеринчатим насосом, який з магістрального водопроводу забирає холодну воду і через форсунки під тиском $3\text{-}5\text{кгс}/\text{см}^2$ подає її в розподільний трубопровід. Форсунки в припливні канали введені безпосередньо перед жалюзійними ґратами, що збільшують площу контакту розбризкується повітрям з води в даному випадку. Щоб аварійний режим роботи насоса виключити коли відсутня вода, в водопроводі встановлюється манометр, який при зниженні тиску води до $0,4\text{кгс}/\text{см}^2$ електродвигун насоса відключає автоматично.

Витрата води що розвивається при насосом тиску $3\text{-}5\text{ кгс}/\text{см}^2$ становить близько $40\text{-}50$ л/хв.

Система зволоження і охолодження може працювати в режимі при виключеному насосі, але необхідно в цьому випадку, щоб в магістральному водопроводі тиск знаходився в межах від $0,8$ до $1,0\text{кгс}/\text{см}^2$.

Проведені певні дослідження з визначення роботи системи охолодження ефективності їм зволоження показали, що при температура повітря її роботі в середньому на 3°C всередині приміщення знижується, а вологість підвищується на $9\text{-}10\%$ в порівнянні при відключеній системі з тими ж параметрами повітря. Слід зазначити, не тільки знизити температуру що влітку важливо повітря всередині приміщення, але й підвищити відносну вологість, так як при відключеній системі зволоження відносна вологість повітря в най спекотніший час знижується до $+30\text{-}35\%$, тобто нижче мінімально допустимої норми.

Практика і дослідження показали, що навіть короточасний вихід в широкогабаритних будівлях з ладу систем вентиляції (від 2,0 до 4,0 годин) викликає великі економічні збитки через різке зниження продуктивності, а іноді і особливо птиці і загибель тварин, так при відключенні припливної вентиляції концентрація аміаку в приміщенні в свинарнику на 1,5-24 підвищується до гранично допустимої величини. Птицядохне від теплового удару. Таким чином системи вентиляції у птахівницьких приміщеннях повинні мати дуже високу надійність: вони повинні бути багато вентиляторними.

Для запобігання раптового накопичення в повітрі великої кількості шкідливих газів, тваринницького приміщення в разі перерви подачі енергії наприклад, повинна передбачатися аварійна вентиляція.

2.2. Розрахунок повітрообміну птахоферми

Холодний період року

Об'єм припливного повітря визначають з розрахунку розчинення вуглекислого газу до допустимої концентрації і гранично допустимого вмісту водяних парів. При такому повітрообміні проходить поглинання і інших шкідливих виділень (аміаку, пилу), що міститься в приміщенні у значно менших кількостях.

Годинний об'єм припливного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для пониження концентрації CO_2 , визначають за формулою [1]:

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{c \cdot n \cdot m \cdot k_t}{c_1 - c_2} \quad (2.1)$$

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{1.44 \cdot 47000 \cdot 3 \cdot 1}{1.8 - 0.3} = 135360, \left(\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right)$$

де c – кількість CO_2 , що виділяється однією птицею [2], $c=1.44$ л/год;

c_1 – гранично допустима кількість CO_2 у повітрі приміщення [1], $c_1=1.8 \text{ л/м}^3$;

c_2 – концентрація CO_2 у зовнішньому повітрі [3], $c_2 = 0.3 \text{ л/м}^3$;

m – маса птиці [2], $m= 3 \text{ кг}$;

n – кількість птиць в приміщенні, $n=47000$ шт;

k_t – коефіцієнт, що враховує зміну кількості вуглекислого газу, водяної пари та теплоти яка виділяється птицею від температури повітря в приміщенні [2], $k_t=1$.

Годинний об'єм витяжного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для видалення пари [3]:

$$Q_w = \frac{W}{(d_b - d_z) \cdot \rho} \quad (2.2)$$

$$Q_w = \frac{979167}{(9.1 - 0.5) \cdot 1.177} = 96735, (\text{м}^3/\text{год})$$

де, d_b , d_z – вологовміст внутрішнього і зовнішнього припливного повітря, за допустимої відносної вологості для птиці, який визначається за допомогою Н-d діаграми [3]: $d_b = 9.1$; $d_z = 0.5$.

Розрахунок густини повітря при температурі приміщення за формулою, (кг/м^3):

$$\rho = \frac{346 \cdot p}{273 + t_{\text{вн}} \cdot 99.3} \quad (2.3)$$

$$\rho = \frac{346 \cdot 98}{(273 + 17) \cdot 99.3} = 1.177, (\text{кг/м}^3)$$

де p – розрахунковий барометричний тиск в даному районі, $p=98 \text{ кПа}$;

розрахунковий барометричний тиск для України, 99.3 кПа [3];

$t_{\text{вн}}$ – температура повітря в приміщенні [2], $t_{\text{вн}} = 17^\circ\text{C}$.

Визначення сумарного волого виділення в пташнику за формулою (г/год):

$$W = W_{\text{пт}} + W_{\text{вип}} + W_{\text{пос}}; \quad (2.4)$$

$$W = 528750 + 52875 + 397542 = 979167, (\text{г/год});$$

Виділення вологи з птиці:

$$W_{\text{пт}} = n \cdot m \cdot w \cdot k_t \quad (2.5)$$

$$W_{\text{пт}} = 47000 \cdot 3 \cdot 3.75 \cdot 1 = 528750, (\text{г/год})$$

де w – виділення водяної пари однією твариною [2], $w=3.75$ (г/год).

Волога, що випаровується з мокрих поверхонь приміщення (г/год):

$$W_{\text{вип}} = 0.1 \cdot W_{\text{пт}} \quad (2.6)$$

$$W_{\text{вип}} = 0.1 \cdot 528750 = 52875, (\text{г/год})$$

Волога, яка виділяється з посліду (г/год):

$$W_{\text{пос}} = \frac{n \cdot P_{\text{пос}} \cdot Z}{24} \quad (2.7)$$

$$W_{\text{пос}} = \frac{47000 \cdot 290 \cdot 0.7}{24} = 397542, (\text{г/год})$$

де $P_{\text{пос}}$ – середньодобовий вихід посліду від однієї птиці, для курей м'ясної породи [4], $P_{\text{пос}} = 290\text{г}$;

Z – коефіцієнт, який враховує сушіння посліду, для курей м'ясної породи [3], $Z=0.7$;

Припливна механічна вентиляція здійснюється за допомогою відцентрових вентиляторів. Подачу вентиляторів Q_v ($\text{м}^3/\text{год}$) приймають в

залежності від розрахункового повітрообміну з врахуванням поправочного коефіцієнта на втрати повітря в повітропроводах:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{CO}_2} \cdot 1.15 \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{в}} = 135360 \cdot 1.15 = 155664, (\text{м}^3/\text{год})$$

Коефіцієнт запасу повітря в повітропроводах (1.1...1.15);

Теплий період року

Годинний об'єм припливного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для пониження концентрації CO_2 , визначають за формулою [1]:

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{1.44 \cdot 47000 \cdot 3 \cdot 1.2}{1.8 - 0.3} = 162432, (\text{м}^3/\text{год})$$

k_t – коефіцієнт, що враховує зміну кількості вуглекислого газу, водяної пари та теплоти яка виділяється птицею від температури повітря в приміщенні [9], $k_t = 1.2$.

Годинний об'єм витяжного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для видалення пари [5]:

$$Q_w = \frac{1095492}{(27.9 - 9.1) \cdot 1.177} = 49508, (\text{м}^3/\text{год})$$

де, $d_{\text{в}}$, $d_{\text{н}}$ – вологовміст внутрішнього і зовнішнього припливного повітря, за допустимої відносної вологості для птиці, який визначається за допомогою H-d діаграми [3]: $d_{\text{в}} = 9.1$; $d_{\text{н}} = 27.9$.

Розрахунок густини повітря при температурі приміщення за формулою, ($\text{кг}/\text{м}^3$):

$$\rho = \frac{346 \cdot 98}{(273 + 17) \cdot 99.3} = 1.177, (\text{кг}/\text{м}^3)$$

Визначення сумарного волого виділення в пташнику за формулою (г/год):

$$W = 634500 + 63450 + 397542 = 1095492, (\text{г/год})$$

Виділення вологи з птиці:

$$W_{\text{пт}} = 47000 \cdot 3 \cdot 3.75 \cdot 1.2 = 634500, (\text{г/год})$$

Волога з мокрих поверхонь приміщення (г/год):

$$W_{\text{вип}} = 0.1 \cdot 634500 = 63450, (\text{г/год})$$

Волога, яка виділяється з посліду (г/год):

$$W_{\text{пос}} = \frac{47000 \cdot 290 \cdot 0.7}{24} = 397542, (\text{г/год})$$

Годинний об'єм витяжного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для видалення надлишкової теплоти [5]:

$$Q_T = \frac{3.6 \cdot (\Phi_{\text{пт}} + \Phi_{\text{ог}}) \cdot (1 + a \cdot t_{\text{вн}})}{c_p \cdot \rho \cdot (t_{\text{зов}} - t_{\text{вн}})} \quad (2.9)$$

$$Q_T = \frac{3.6 \cdot (5515920 + 573804) \cdot (1 + 3.448 \cdot 10^{-3} \cdot 17)}{1.0056 \cdot 1.177 \cdot (40 - 17)} = 852528, (\text{м}^3/\text{год});$$

$\Phi_{\text{пт}}$ – тепловий потік вільної теплоти птиці, кДж/год;

$\Phi_{\text{ог}}$ – втрати теплоти через зовнішні огорожі, кДж/год;

a – температурний коефіцієнт розширення повітря, K^{-1} ;

$t_{\text{зов}}$ – температура повітря зовні, $t_{\text{зов}} = 40^\circ\text{C}$;

c_p – питома об'ємна теплоємність повітря при температурі 0°C і нормальному тиску [5], $c_p = 1.0056$ (кДж/(кг·К));

$$a = \frac{1}{273 + t_{\text{вн}}} \quad (2.10)$$

$$a = \frac{1}{273 + 17} = 3.448 \cdot 10^{-3}$$

Об'єм будівлі, м^3 :

В залежності від форми конструкції пташника, ставимо значення 0 або 1. 0 – форма прямокутного паралелепіпеда, 1 – традиційна форма.

$$V_{\text{п}} = if \left\{ -0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\text{п}} \cdot L_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}}, \left(M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} + \frac{M_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}}}{2} \right) \cdot L_{\text{п}} \right\} \quad (2.11)$$

$$V_{\text{п}} = \left(M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} + \frac{M_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}}}{2} \right) \cdot L_{\text{п}} \quad (2.12)$$

$$V_{\text{п}} = \left(21 \cdot 2.6 + \frac{21 \cdot 2.72}{2} \right) \cdot 120 = 9979.2, (\text{м}^3)$$

$L_{\text{п}}$ – довжина приміщення, 120 м;

$M_{\text{п}}$ – ширина приміщення, 21 м;

$H_{\text{п}}$ – висота приміщення, 2.6 м;

$h_{\text{п}}$ – висота перекриття приміщення, 2.72 м.

$$\Phi_{\text{ог}} = V_{\text{п}} \cdot q_0 \cdot (t_{\text{зов}} - t_{\text{вн}}); \quad (2.13)$$

$$\Phi_{\text{ог}} = 9979.2 \cdot 2.5 \cdot (40 - 17) = 573804, (\text{кДж/год})$$

q_0 – теплова характеристика приміщення [6], кДж/м³·°С·год. Для утеплених тваринницьких приміщень $q_0=2,1-2,9$, для не утеплених $q_0=2,9-5,1$.

$$q_0 = 2.5, (\text{кДж}/\text{м}^3 \cdot \text{°C} \cdot \text{год})$$

$$\Phi_{\text{пт}} = q_{\text{пт}} \cdot n \cdot m \cdot k_t; \quad (2.14)$$

$$\Phi_{\text{пт}} = 32.6 \cdot 47000 \cdot 3 \cdot 1.2 = 5515920, (\text{кДж}/\text{год})$$

$q_{\text{пт}}$ – тепловий потік вільної теплоти, кДж/год [2]; $q_{\text{пт}} = 32.6$

Необхідний повітрообмін Q ($\text{м}^3/\text{год}$) приймаємо по найбільшій з трьох величин Q_{CO_2} , Q_w і Q_T за три періоди року.

Припливна механічна вентиляція здійснюється за допомогою відцентрових вентиляторів. Подачу вентиляторів Q_v ($\text{м}^3/\text{год}$) [3], приймають в залежності від розрахункового повітрообміну з врахуванням поправочного коефіцієнта на втрати повітря в повітропроводах.

$$Q_v = 852528 \cdot 1.15 = 980407, (\text{м}^3/\text{год}); \quad (2.15)$$

Кількість вентиляторів знаходять з умови, що продуктивність одного вентилятора типу Munters EM50 1,5Нр, $\text{м}^3/\text{год}$.

$$n_{\text{вент}} = \frac{Q_v}{L_{\text{вент}}} \quad (2.16)$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{980407}{40000} = 24,5 \text{ (шт)}$$

$$L_{\text{вент}} = 40000.$$

Приймаємо кількість вентиляторів $n_{\text{вент}} = 25$ шт.

Коефіцієнт запасу вентиляційного обладнання, %:

$$K_{\text{зап}} = \left(\frac{n_{\text{вент}} \cdot L_{\text{вент}} - Q_v}{Q_v} \right) \cdot 100 \quad (2.17)$$

$$K_{\text{зап}} = \left(\frac{25 \cdot 40000 - 980407}{980407} \right) \cdot 100 = 2\%$$

Кратність повітрообміну K_0 , визначається за виразом:

$$K_0 = \frac{Q_B}{V_{\Pi}} \quad (2.18)$$

$$K_0 = \frac{980407}{9979.2} = 98,25$$

Мінімальна кратність повітрообміну $K_{0\text{мін}}$, визначається за виразом:

$$K_{0\text{мін}} = \frac{L_{\text{мін}} \cdot n \cdot t}{V_{\Pi}} \quad (2.19)$$

$$K_{0\text{мін}} = \frac{6 \cdot 47000 \cdot 3}{9979.2} = 84,78$$

де, $L_{\text{мін}}$ – мінімальний допустимий обмін повітря в теплий період року на 1 кг² [6], $L_{\text{мін}} = 6$.

$$K_0 > K_{0\text{мін}}$$

$$98,25 > 84,78$$

Умова виконується.

РОЗДІЛ 3

СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ В ПТАШНИКУ

3.1. Огляд сучасних систем опалення та рекуперації тепла в пташнику

Оцінка продуктивності нових вентиляційних систем може бути складним завданням, оскільки вона займає багато часу і досить дорога [7]. Як альтернатива польовим вимірюванням, моделювання за допомогою обчислювальної гідродинаміки (Computational Fluid Dynamics (CFD)) є потужним інструментом прогнозування схеми повітряного потоку, концентрації часток і газу, а також теплового середовища в тваринницьких приміщеннях [8-10]. Він також використовувався для оцінювання ефективності наявних систем вентиляції та нових конструкцій [11; 12].

У дослідженні [13] оцінювали три моделі турбулентності k-ε: стандартну k-ε, RNG k-ε і realisable k-ε для оцінки внутрішнього середовища птиці на основі вимірювань температури і швидкості повітря. Мета цього дослідження полягала в тому, щоб визначити, яка модель турбулентності найкраще відтворює експериментальні результати з використанням CFD. Вибір відповідної моделі турбулентності важливий, оскільки це може значно вплинути на результати. У даному дослідженні модель k-ε RNG найкраще узгоджувалася з вимірами швидкості повітря та температури, тому її використання та типові параметри рекомендуються для моделювання внутрішнього середовища пташників.

Публікації [14, 15] є продовженням ряду науково-практичних досліджень по вдосконаленню аеродинамічних характеристик повітряного середовища в пташнику. У роботі 14 проводилась модернізація конструкції пташника, пошук ефективного розташування припливних клапанів та вдосконалення аеродинамічних характеристик в приміщенні пташника за допомогою CFD. Автори розташували витяжні вентилятори по нижній лінії торцевої стінки пташника (рис. 3.1). Також було запропоновано встановити спойлери над припливними клапанами під кутом 75° від вертикалі, зовнішні стіни змонтувати

із внутрішньої сторони бетонного каркасу, збільшити ширину пташника до 22,36 м та висоту перекриття зменшити до висоти 3,9 м над рівнем підлоги. Дослідження показали ефективність клапанів які знаходяться на висоті 200 мм від перекриття, в порівнянні із клапанами які знаходяться на висоті 400 мм.

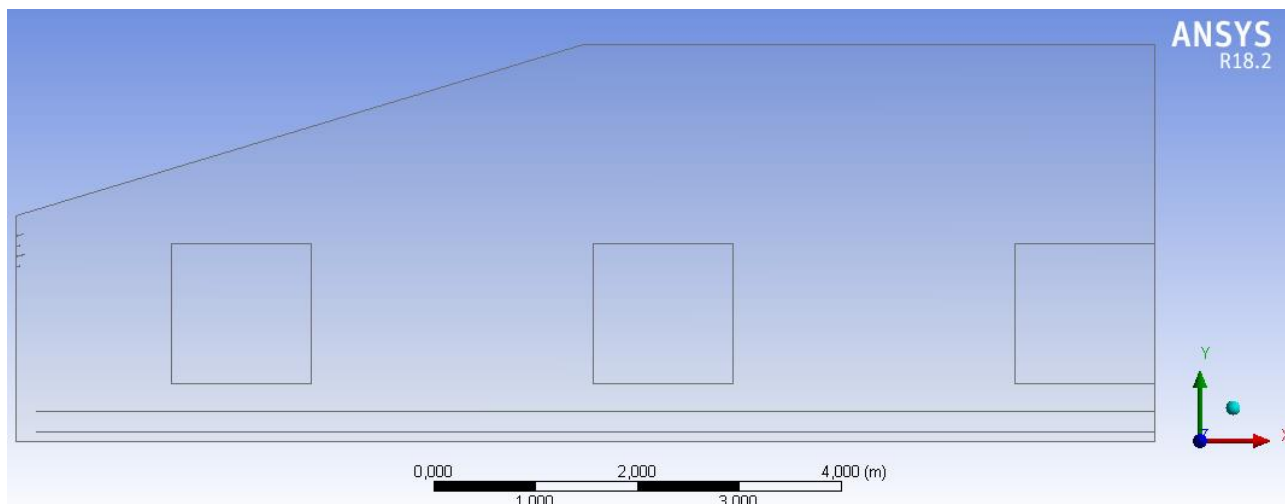


Рис. 3.1. Фрагмент задньої торцевої стіни пташника з розташуванням витяжних вентиляторів на нижній лінії [14]

У дослідженнях [15] припливні клапани, починаючи з 11 по 40 знаходились на висоті 0,81 м. від перекриття, а перші 10 на висоті 0,21 м. Витяжні вентилятори розташовані по верхній лінії торцевої стінки пташника (рис. 3.2). Дослідження CFD моделювання показало, що необхідно монтувати клапани на висоті 0,21 м від перекриття. Дані заходи покращують газодинамічні потоки в пташнику.

Аналізуючи публікації [14, 15] проведених досліджень, зменшення висоти перекриття можна взяти на замітку у використанні в подальших досліджень. Так як аеродинамічні потоки рівномірно направляються у центр приміщення і покращують повітрообмін пташника.

У публікації [16] проведено аналіз впливу висоти (0,4 м, 0,55 м, 0,7 м, 0,85 м і 1 м) і інтервалів (6 м, 9 м, 12 м, 15 м і 18 м) дефлекторів на швидкість і розподіл повітря в кліткових зонах. Дослідження показує, що дефлектори можуть значно спрямовувати повітряний потік вниз, збільшити швидкість

повітря в клітці та прохідній зоні на 0,66 м/с та 0,91 м/с відповідно, порівняно з відсутністю дефлекторів, якщо дефлектори висотою 1 м з інтервалом 6 м.

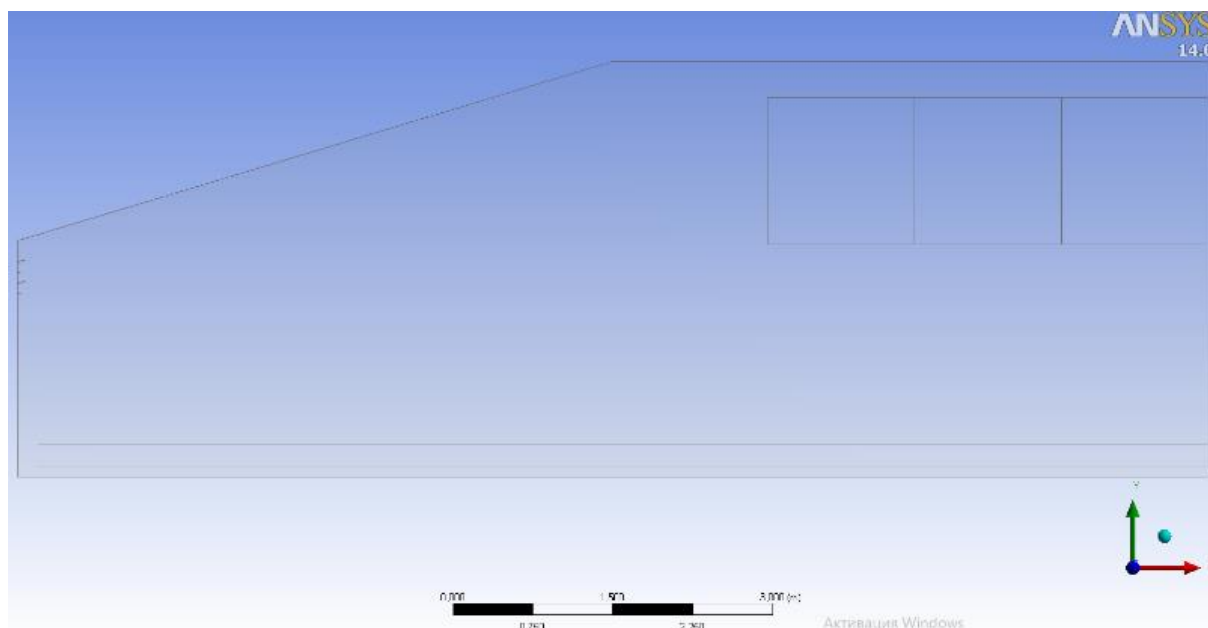


Рис. 3.2. Фрагмент задньої торцевої стіни пташника з розташуванням витяжних вентиляторів на верхній лінії [15]

Автори статті [17; 18] вважають методи бічної механічної системи вентиляції більш ефективними порівняно з іншими методами. В їхніх роботах CFD моделювання показує широкий діапазон значень швидкості повітряного потоку. За швидкістю повітря в приміщенні зроблено два основні висновки: 1 – надлишкова неоднорідність у зоні перебування тварин; 2 – рух повітря недостатній для терморегуляції птахів.

В роботі [19] представлено рішення CFD для різних конфігурацій потоку і форми пташника. Ефекти поперечної і поздовжньої вентиляції поєднуються зі змінами напрямків вхідних повітряних потоків, а також з різною формою поперечного перерізу, отриманої за допомогою клапанів. В даній роботі розглядається конструкція пташника таким чином, що стіни розташовані на зовнішній стороні бетонного каркасу. Така конструкція погіршує аеродинаміку в середині пташника. Дуже багато застійних повітряних зон. За рахунок

високого перекриття, тепло у зимовий період зосереджене над птицею. Що супроводжує збільшення енергетичних витрат на нагрів приміщення.

Метою цієї роботи є створення 3D-моделі з використанням CFD [20], здатної відтворити реальні умови експлуатації всередині пташника. Удосконалення полягає в інтеграції основних явних та прихованих джерел тепла відповідно до процедури, описаної у роботі [21], який раніше застосовувався до 2D моделі CFD. З метою дослідження типових процесів охолодження та обігріву, що спостерігаються в пташнику, були визначені та розглянуті для моделювання. Результати моделі спочатку були перевірені на основі експериментальних даних, щоб оцінити ефективність моделі для прогнозування градієнтів температури і вологості. Потім змодельована швидкість поля використовувалася розрахунку інтенсивності вентиляції.

З метою максимально використовувати переваги погодних умов авторами [22] в цьому дослідженні аналізується вплив природної вентиляції на динаміку внутрішнього клімату пташника з акцентом на роль зовнішніх кліматичних параметрів, крім напрямку вітру. За експериментальними даними з переважним північно-східним напрямом вітру було виділено сім періодів зі стійким напрямом вітру не менше 4 год. Три з цих періодів були обрані як типові приклади і використані для перевірки тривимірної моделі CFD для інтеграції основних елементів, внутрішній клімат: виділення тепла тваринами та водяної пари, радіаційна теплопередача та вентиляція. Потім було проаналізовано прогнози тривимірної моделі CFD з використанням концепції часу перебування повітря для оцінки швидкості вентиляції, а також для дослідження явного та прихованого теплообміну.

У дослідженні [23] авторами була розроблена модель 3D CFD для моделювання показників швидкості повітря, температури повітря, вологості та теплового стресу в комерційному пташнику-несучку. Модель була успішно підтверджена польовими вимірами в теплий, перехідний і холодний період року. Тепловий стрес був виявлений в 69,1%, 78,0% і 18,4% садків влітку, восени і взимку за температурно-вологісним показником при температурі повітря, що

надходить 26,0°C, 15,0°C і 2,5° При інтенсивності вентиляції. 85,8, 15,5 та 11,7 повітрообміну на годину відповідно. Як продовження досліджень [24] автори розробили нову систему вентиляції, систему вентиляції з витісненням повітряного потоку вгору (ВППВ), яка дозволяє свіжому повітрю надходити в пташник через повітропроводи, розташовані в нижній частині кліток, рухатися вгору за рахунок теплової плавучості, викликаної курками, і різниці статичного тиску, викликаної витяжними вентиляторами, і в кінцевому підсумку виходять з будинку через вентилятори, встановлені на даху. Результати показали, що система ВППВ призвела до підвищення ефективності повітрообміну в клітках на 46–129% і забезпечила більш однорідне теплове середовище з на 9,4% меншим тепловим стресом влітку та на 68% меншим холодним стресом взимку порівняно з телевізійною системою.

3.2. Розрахунок системи опалення

Холодний період року

Тепловий потік використаний на випарування вологи із посліду та з мокрих поверхонь приміщення птахоферми, Вт:

$$\Phi_{\text{вип}} = 0.692 \cdot (W); \quad (3.1)$$

$$\Phi_{\text{вип}} = 0.692 \cdot (1095492) = 758080.5, (\text{Вт})$$

$W_{\text{вип}}$ – сумарного волого виділення в пташнику, $W = 1095492$ г/год;

Тепловий потік вільної теплоти птиці, Вт:

$$\Phi_{\text{пт}} = \frac{q_{\text{пт}} \cdot n \cdot m \cdot k_t \cdot 1000}{3600} \quad (3.2)$$

$$\Phi_{\text{пт}} = 5.9 \cdot 47000 \cdot 3 \cdot 1 = 831900, (\text{Вт})$$

$q_{\text{пт}}$ – тепловий потік вільної теплоти [2], $q_{\text{пт}} = 5,9$ Вт;

Опір теплопередачі стіни:

$$R_{\text{ст}} = R_{\text{в}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_3 \quad (3.3)$$

$$R_{\text{ст}} = 0.115 + \frac{0.06}{1.51} + \frac{0.1}{0.04} + \frac{0.06}{1.51} + 0.043 = 2.737$$

R_0 – опір теплопередачі (зовнішні стіни, стеля, підлога), $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

$R_{\text{в}}$ – значення опору теплопередачі внутрішніх поверхонь стін [3], $R_{\text{в}} = 0.115$;

R_3 - значення опору теплопередачі зовнішніх поверхонь стін, $R_3 = 0.043$;

$\lambda_{\text{ст}}$ – опір матеріалів та конструкцій [25], $\text{Вт}/\text{м С}$;

$\delta_{\text{ст}}$ – товщина матеріалу, м.

Таблиця 3.1

Теплофізичні характеристики конструкційних матеріалів

Матеріал	Бетон	Пінополістирол	Бетон	Сталь	Асбестоцементні листи	Повітряний прошарок	Гідроізоляція	Повітряний прошарок	Утеплювач IZOVAT	Пароізоляція	Бетон
δ	0.06	0.1	0.06	0.003	0.04	0.06	0.00017	0.03	0.1	0.00015	0.25
λ	1.51	0.04	1.51	51	0.35	0.0259	0.35	0.0259	0.043	0.35	1.51

Опір теплопередачі воріт:

$$R_{\text{воріт}} = 0.115 + \frac{0.003}{51} + 0.043 = 0.158$$

Опір теплопередачі перекриття:

$$R_{\text{пер}} = R_{\text{в}} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{\delta_6}{\lambda_6} + \frac{\delta_7}{\lambda_7} + \frac{\delta_8}{\lambda_8} + \frac{\delta_9}{\lambda_9} + \frac{\delta_{10}}{\lambda_{10}} + \frac{\delta_{11}}{\lambda_{11}} + R_3 \quad (3.4)$$

$$R_{\text{пер}} = 0.115 + \frac{0.04}{0.35} + \frac{0.06}{0.0259} + \frac{0.00017}{0.35} + \frac{0.03}{0.0259} + \frac{0.1}{0.043} + \frac{0.00015}{0.35} + \frac{0.25}{1.51} + 0.043 = 6.239$$

В залежності від форми конструкції пташника, ставимо значення 0 або 1.
0 – форма прямокутного паралелепіпеда, 1 – традиційна форма.

Площа поверхні перекриття, м²:

$$f_{\text{пер}} = if \left(-0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\text{п}} \cdot L_{\text{п}}, \sqrt{\frac{M_{\text{п}}}{2} + h_{\text{п}} \cdot L_{\text{п}} \cdot 2} \right) \quad (3.5)$$

$$f_{\text{пер}} = \sqrt{\frac{21}{2} + 2.72 \cdot 120 \cdot 2} = 872.624, \text{ м}^2$$

$M_{\text{п}}$ - ширина приміщення, $M_{\text{п}} = 21\text{ м}$;

$L_{\text{п}}$ - довжина приміщення, $L_{\text{п}} = 120\text{ м}$;

$h_{\text{п}}$ - висота перекриття приміщення, $h_{\text{п}} = 2.72\text{ м}$.

Площа поверхні передньої торцевої стінки, м²:

$$f_{\text{п.ст.}} = if \left(-0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} - f_{\text{вор}}, M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} + \frac{M_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}}}{2} - f_{\text{вор}} \right) \quad (3.6)$$

$$f_{\text{п.ст.}} = 21 \cdot 2.6 + \frac{21 \cdot 2.72}{2} - 14.4 = 68.8, \text{ м}^2$$

$f_{\text{вор}}$ – площа поверхні воріт, $f_{\text{вор}} = y_3 \cdot z_3 = 14.4\text{ м}^2$;

$H_{\text{п}}$ – висота приміщення, м; $H_{\text{п}} = 2.6\text{ м}$.

Площа поверхні задньої торцевої стінки, м²:

$$f_{3.ст.} = if \left(-0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\Pi} \cdot H_{\Pi} - f_{\text{в.в.}}, M_{\Pi} \cdot H_{\Pi} + \frac{M_{\Pi} \cdot h_{\Pi}}{2} - f_{\text{в.в.}} \right) \quad (3.7)$$

$$f_{3.ст.} = 21 \cdot 2.6 + \frac{21 \cdot 2.72}{2} - 38.25 = 44.9, \text{ м}^2$$

$f_{\text{в.в.}}$ – площа поверхні витяжної вентиляції, $f_{\text{в.в.}} = y_2 \cdot z_2 \cdot n_{\text{в.в.}} = 38.25 \text{ м}^2$.

Площа поверхні бокової стінки, м²:

$$f_{6.ст.} = H_{\Pi} \cdot L_{\Pi} \cdot 2 - f_{\text{п.в.}} \quad (3.8)$$

$$f_{6.ст.} = 2.6 \cdot 120 \cdot 2 - 14.08 = 609.92, \text{ м}^2$$

$f_{\text{п.в.}}$ – площа поверхні притяжної вентиляції, $f_{\text{п.в.}} = x_1 \cdot z_1 \cdot n_{\text{п.в.}} = 14.08 \text{ м}^2$.

Основні втрати теплоти через окремі зовнішні огорожі, Вт:

$$\Phi_{0.3.0.}^1 = \left(\frac{f_{\text{вор.}}}{R_{\text{ворит}}} \right) \cdot (t_{3.п.} - t_{\text{вн.}}) + \left[\frac{f_{\text{п.в.}} + f_{\text{в.в.}}}{R_{0.п.в.}} \right] \cdot (t_{\text{вн.}} - t_{3.п.}) \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{0.3.0.}^1 &= \left(\frac{14.4}{0.158} \right) \cdot (17 - (-20)) + \left[\frac{14.08 + 38.25}{0.75} \right] \cdot (17 - (-20)) \\ &= 5952.5, \text{ (Вт)} \end{aligned}$$

$t_{\text{вн.}}$ – температура повітря в приміщенні, $t_{\text{вн.}} = 17^{\circ}\text{C}$;

$t_{3.п.}$ – температура зовнішнього повітря, $t_{3.п.} = -20^{\circ}\text{C}$;

Опір теплопередачі притяжної вентиляції, $R_{0.п.в.} = 0.75 \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/Вт)}$.

$$\Phi_{0.3.0.}^2 = \left[\frac{f_{\text{п.ст.}} + f_{3.ст.} + f_{6.ст.}}{R_{\text{ст}}} \right] \cdot (t_{\text{вн.}} - t_{3.п.}) \quad (3.10)$$

$$\Phi_{0.3.0.}^2 = \left[\frac{68.8 + 44.9 + 609.92}{2.737} \right] \cdot (17 - (-20)) = 9780.1, (\text{Вт})$$

Основні втрати теплоти через поверхню перекриття, Вт:

$$\Phi_{\text{пер}} = \left(\frac{f_{\text{пер}}}{R_{\text{пер}}} \right) \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{з.п.}}) \quad (3.11)$$

$$\Phi_{\text{пер}} = \left(\frac{872.624}{6.239} \right) \cdot (17 - (-20)) = 5174.8, (\text{Вт})$$

Додаткові тепловтрати, які складають 10% від тепловтрат окремих зовнішніх огорож, Вт:

$$\Phi_{\text{дод}} = (\Phi_{0.3.0.}^1 + \Phi_{0.3.0.}^2) \cdot 0.1; \quad (3.12)$$

$$\Phi_{\text{дод}} = (5952.5 + 9780.1) \cdot 0.1 = 1573.3, (\text{Вт})$$

$R_{\text{у.п.}}$ - опір теплопередачі утеплених підлоги [3]. Опір теплопередачі $R_{\text{у.п.}}$ для першої зони складає 2,15, для другої – 4,46, для третьої – 8,6, для інших зон складає 14,2 $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

$$R_{\text{у.п.}}^1 = 2.15; \quad R_{\text{у.п.}}^2 = 4.46; \quad R_{\text{у.п.}}^3 = 8.6; \quad R_{\text{у.п.}}^4 = 14.2.$$

Площа однієї зони утепленої підлоги, м^2 :

$$\Phi_{\text{уп}} = \left(\frac{f_{\text{у.п.}}}{R_{\text{у.п.}}^1} + \frac{f_{\text{у.п.}}}{R_{\text{у.п.}}^2} + \frac{f_{\text{у.п.}}}{R_{\text{у.п.}}^3} + \frac{f_{\text{у.п.}}}{R_{\text{у.п.}}^4} \right) \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{з.п.}}) \quad (3.13)$$

$$\Phi_{\text{уп}} = \left(\frac{630}{2.15} + \frac{630}{4.46} + \frac{630}{8.6} + \frac{630}{14.2} \right) \cdot (17 - (-20)) = 20420.3, (\text{м}^2)$$

Площа поверхні утепленої підлоги, м^2 :

$$f_{y.п.} = \frac{M_{п.} \cdot L_{п.}}{4} \quad (3.14)$$

$$f_{y.п.} = \frac{21 \cdot 120}{4} = 630$$

Тепловтрати на нагрів інфільтруючого повітря. Вони приймаються рівними 30% загальним тепловтратам через всі огорожі, Вт:

$$\Phi_{інф} = \Phi_{0.з.о.}^2 \cdot 0.3 \quad (3.15)$$

$$\Phi_{інф} = 9780.1 \cdot 0.3 = 2934, (\text{Вт})$$

Теплота використана на нагрів припливного повітря, Вт:

$$\Phi_{в} = 0.278 \cdot Q_{в} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{вн} - t_{з.п.}) \quad (3.16)$$

$$\Phi_{в} = 0.278 \cdot 155664 \cdot 1.177 \cdot 1.0056 \cdot (17 - (-20)) = 1895118.8, (\text{Вт})$$

Необхідний повітрообмін: $Q_{в} = 155664$;

Питома об'ємна теплоємність повітря при температурі 0°C і нормальному тиску [5], $\text{кДж}/(\text{кг К})$, $c_p = 1.0056$;

Густина повітря при температурі приміщення: $\rho = 1.177$.

Загальні тепловтрати через всі огорожі, Вт:

$$\Phi_{огр} = \Phi_{інф} + \Phi_{уп} + \Phi_{дод} + \Phi_{пер} + \Phi_{0.з.о.}^1 + \Phi_{0.з.о.}^2 \quad (3.17)$$

$$\Phi_{огр} = 2934 + 20420.3 + 1573.3 + 5174.8 + 5952.5 + 9780.1 = 45835.1, (\text{Вт})$$

Розраховуємо теплову потужність системи опалення, Вт:

$$\Phi_{\text{оп}} = \Phi_{\text{огр}} + \Phi_{\text{в}} + \Phi_{\text{вип}} - \Phi_{\text{пт}}; \quad (3.18)$$

$$\Phi_{\text{оп}} = 45835.1 + 1895118.8 + 758080.5 - 831900 = 1867134.4, (\text{Вт})$$

При рекуперації тепла із застосуванням теплообмінного обладнання яке здатне нагрівати припливне повітря до $+8$ °С, де середньодобова температура складає -7 °С. Таким чином, теплота використана на нагрів припливного повітря з рекуперацією тепла складає, Вт:

$$\Phi_{\text{в}} = 0.278 \cdot 155664 \cdot 1.177 \cdot 1.0056 \cdot (17 - 8) = 460974.8, (\text{Вт})$$

Розраховуємо теплову потужність системи опалення із застосуванням рекуперації тепла на основі теплообмінного обладнання, Вт:

$$\Phi_{\text{оп}} = 45835.1 + 460974.8 + 758080.5 - 831900 = 432990.4, (\text{Вт}).$$

Проведені розрахунки показують, що для звичайної системи вентиляції необхідно 1867134.4 Вт теплової енергії. Запропонована система рекуперації із застосуванням теплообмінного обладнання потребує 432990.4 Вт теплової енергії, це дозволяє економити близько $76,8$ % енергоресурсів.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА ДЛЯ СИСТЕМИ РЕКУПЕРАЦІЇ ПТАШНИКІВ

4.1. Види теплообмінників

Вони відрізняються можливістю розвивати досить велику поверхню теплообміну, прості у виготовленні, надійні в роботі в одному апараті. Кожухотрубні ТА з поперечними перегородками в між трубному просторі та з нерухомими трубними решітками, які застосовуються в нафтовій, хімічній та інших галузях промисловості, класифікуються і позначаються індексами:

- (перша буква індексу): Т - теплообмінники; К - конденсатори; Х - холодильники; І - випарники – за призначенням;
- (друга буква індексу) - Н - з нерухомими трубними решітками; П - з плаваючою головкою; К - з температурним компенсатором на кожусі; ПК - з плаваючою головкою і компенсатором на ній; У - з U-подібними трубами – по конструкції;
- (третья буква індексу): В - вертикальні; Г – горизонтальні – по розташуванню.

ТА призначені для охолодження та нагріву, а холодильники - для охолодження (водою або іншим не пожаро-, не токсичним і не вибухонебезпечним холодоагентом) газоподібних і рідких середовищ. Холодильники і теплообмінники можуть встановлюватися вертикально або горизонтально, бути одно-, дво-, чотири- і шести ходовими по трубному простору. Кожух труби та інші елементи конструкції можуть бути виготовлені із нержавіючої або вуглецевої сталі, а труби холодильників з латуні. Кришки і розподільні камери холодильників виготовляють із вуглецевої сталі. Схема теплообмінника з нерухомими трубними решітками приведена на рис. 6.1. У кожусі 1 розміщений трубний пучок, теплообмінні труби 2 якого розвальцовані в трубних решітках 3. Трубна решітка жорстко з'єднана з кожухом. З торців

кожух ТА закритий розподільними камерами 4 і 5, Кожух і камери з'єднані фланцями.

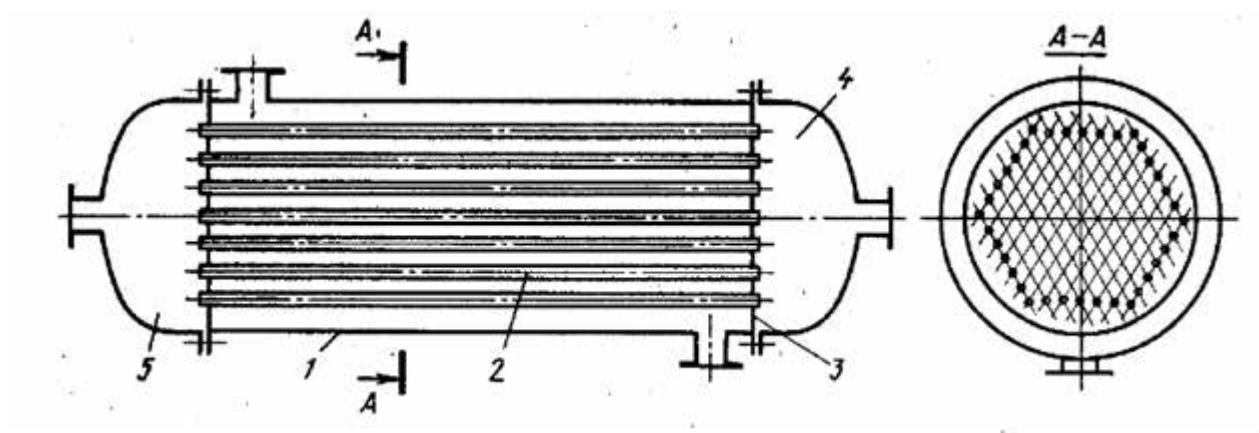


Рис. 4.1. Теплообмінник з нерухомою трубною решіткою

Для відведення і підведення робочих теплоносіїв (середовища) апарат передбачений штуцерами. Один з цих теплоносіїв у ТА рухається по трубах, інший - в міжтрубному просторі, який обмежений зовнішньою поверхнею труб і кожухом.

Особливістю апаратів типу Н є те, що труби на жорстко з'єднані з трубними решітками, а вони приварені до кожуха. У зв'язку з цим виключена можливість взаємних переміщень кожуха і труб. Тому ТА цього типу називають ще – теплообмінниками жорсткої конструкції.

Труби в кожухових трубних ТА розміщують так, щоб зазор між поверхнею труб і внутрішньою стінкою кожуха, який обгинає пучок труб, становив мінімальним. В іншому випадку значна частина теплоносія омене основну поверхню теплообміну. Для зменшення руху кількості теплоносія, що проходить у між кожухом і трубним пучком, в цьому просторі встановлюють спеціального призначення наповнювачі. Наприклад: приварені до кожуха поздовжні глухі труби або смуг, можуть бути розташовані безпосередньо біля внутрішньої поверхні кожуха, та які не проходять через трубні решітки.

Якщо площа поперечного перерізу усього трубного простору (діаметр труб і їх число) обрана, то в результаті розрахунку теплового визначають

теплообмінну поверхню і коефіцієнт теплопередачі, по якій розраховують довжину трубного пучка. Може виявитися що довжина труб більша довжини труб які серійно випускаються. Тому застосовуються багатоходові апарати (по трубному простору) з поздовжніми перегородками в розподільній камері. Велика промисловість випускається шести-, чотирьох- і двоходові теплообмінники жосткої конструкції.

Двоходовий горизонтальний теплообмінник типу Н (рис. 6.2) складається з розподільної камери 11, циліндричного зварного кожуха 8 і двох кришок 4. Трубний пучок складається з трубок 7, закріпленими двома трубними решітками 3. Вони приварені до кожуха. Кожух, кришки і розподільна камера з'єднані фланцями. У розподільній камері і кожусі виконані штуцера для виведення і введення теплоносіїв з трубного (штуцера 1, 12) і між трубного (штуцера 2, 10) просторів. Перегородка 13 в розподільній камері утворює ходи теплоносія по трубах. Для герметизації вузла з'єднання поздовжньої перегородки з трубною решіткою використана прокладка 14, укладена в паз решітки 3.

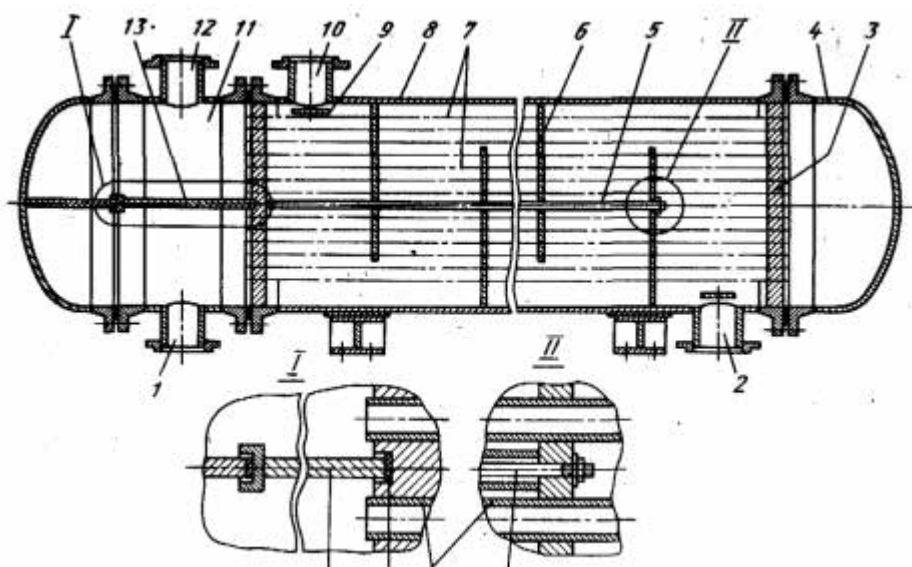


Рис. 4.2. Двоходовий горизонтальний ТА з нерухомими решітками

Оскільки при поперечному обтіканні труб інтенсивність тепловіддачі теплоносієм вище, ніж при поздовжньому, тому у між трубному просторі ТА встановлені зафіксовані стяжками 5 поперечні перегородки 6. Вони допомагають забезпечити криволінійний рух теплоносія по довжині ТА в міжтрубному

просторі. В міжтрубний простір, на вході теплообмінного середовища, передбачений відбійник 9 - кругла або прямокутна пластина, що оберігає труби від місцевого ерозійного зношування.

Якщо виникають на стінках трубках або теплообмінника температурні напруги, що виявляються більшими, то необхідно передбачати температурну компенсацію.

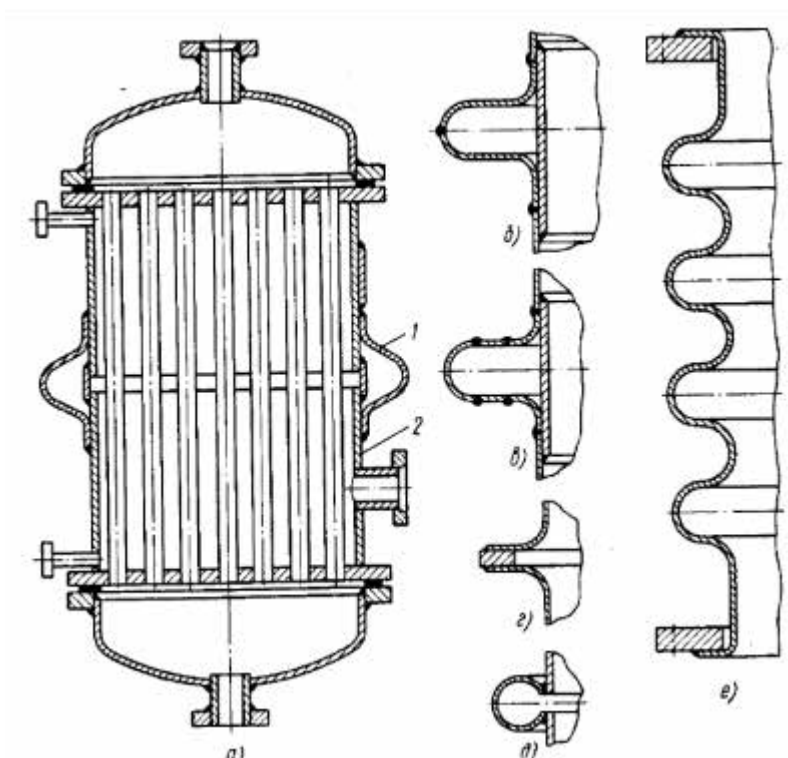


Рис. 4.3. Теплообмінник типу К - з лінзовим компенсатором

Теплообмінник на корпусі типу К-С лінзових компенсаторів (Рис. 5.3). В такому теплообмінному апараті деформації температурні компенсуються осьовим розширенням або стисненням компенсатора. Такий теплообмінники при невеликих температурних деформаціях з лінзовими компенсаторами застосовують (не більше 13-15 мм) і (не більше 0.5 МПа) невисоких тисках в міжтрубному просторі.

Для круглих елементних ТА, діаметр яких має більше 100 мм, зазвичай застосовують лінзові компенсатори. Вони складаються з однієї і більше лінз. Лінзи виконують з кільцевого тора або штампованими, виконаного з звареними хвилеподібною форми, прорізом або розрізними. Одна така лінза може

компенсувати не дуже великі температурні деформації (4-5мм), набір лінз, яких не більше чотирьох, компенсує деформації до 15 мм.

Лінзові компенсатори застосовують в горизонтальних і вертикальних трубопроводах і апаратах при надмірному тиску, рівний не більше 1.6 МПа.

Застосування кожухотрубних теплообмінників з температурним лінзовим компенсатором на кожусі обмежена гранично допустимим тиском рівним 1,6 МПа в кожусі. При значно більшому тиску в кожусі 1.6-8,0 МПа слід застосовувати ТА з U-подібними трубами або з плаваючою головкою.

На рис.5.4 зображений кожухотрубчасті ТА з плаваючою головкою, ціль якої призначений для нагрівання (охолодження) газоподібних або рідких середовищ без зміни агрегатного стану. Яка закріплена на кожусі друга трубна решітка разом з внутрішньою кришкою, яка відділяє трубне простір від міжтрубного, утворює так звану плаваючу головку Така конструкція виключає температурні напруги в трубах і в кожусі. Ці теплообмінники, нормалізовані відповідно до ГОСТ14246-79, вони можуть бути дво- або чотирьохходові. Довжина горизонтального ТА складає 3, 6 і 9 м або вертикальними висотою 3 м.

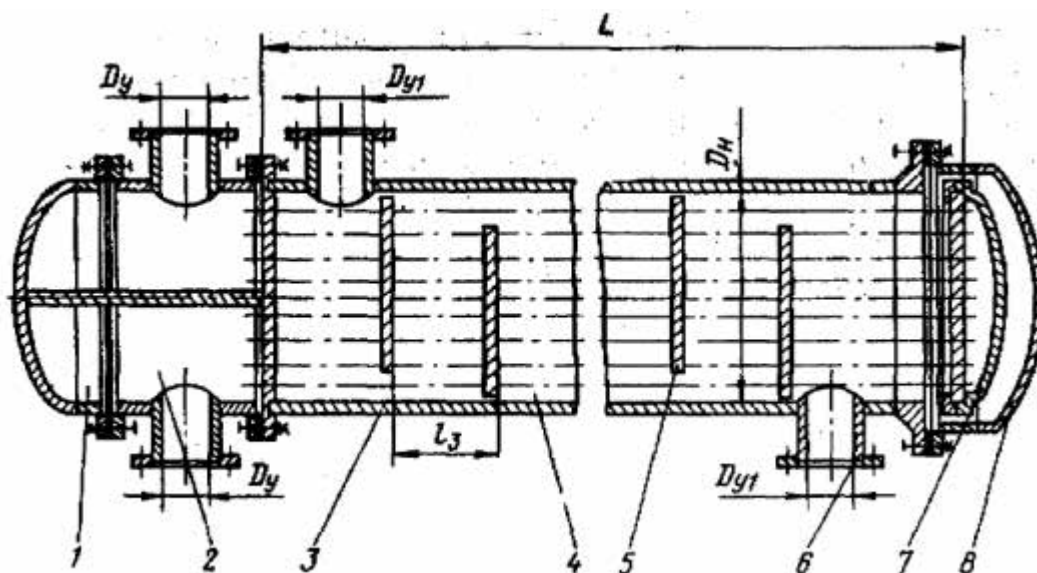


Рис. 4.4. Теплообмінник кожухотрубний з плаваючою головкою: 1-кришка розподільчої камери; 2 - розподільна камера; 3 - кожух; 4-теплообмінні труби; 5 перегородка з сегментним вирізом; 6 - штуцер; 7 - кришка плаваючої головки. 8 - кришка кожуха.

Кожухотрубні конденсатори з плаваючою головкою (ГОСТ14247-79) відрізняються від аналогічних ТА великим діаметром штуцера для підведення пари у між трубний простір. Допустимий тиск охолоджувального середовища в трубах до 1,0МПа, в між трубному просторі - 1,0-2,5МПа. Ці апарати можуть бути шести-, чотирьох- і двохходовими по трубному простору. Діаметр такого кожуха від 1400 до 600 мм, а висота таких труб сягає до 6,0м.

Теплообмінники по всій довжині з постійним діаметром зручні при складанні. Монтаж теплообмінників із змінним по довжині діаметром (рис. 6.5б) затруднена, тому що за габаритними розмірами плаваючу головку в зібраному вигляді без трубчатки неможливо помістити в кожух. Не мають такого недоліку теплообмінники з постійним діаметром. Таку плаваючу головку можна розбирати і збирати всередині і поза кожухом. Крім того, теплообмінники з постійним діаметром по довжині краще теплообмінників зі змінним діаметром тому, що при очищенні їх міжтрубному простору не доводиться розбирати плаваючу головку.

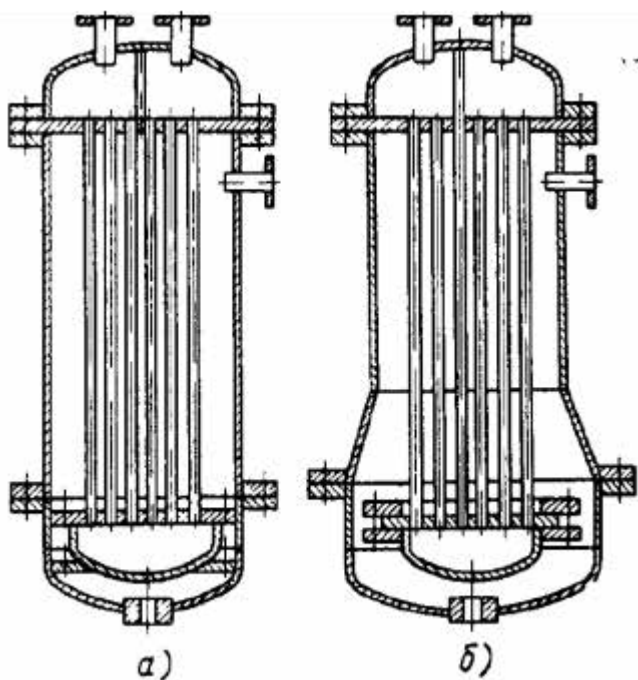


Рис. 4.5. Теплообмінник з плаваючою головкою

Для більш ефективної роботи ТА бажано, щоб середня частина була виконана із най меншим діаметром. При такому забезпечується максимальна

швидкість теплоносія і, отже, створюються нормальні умови для теплопередачі. Це і є причиною виготовлення ТА із змінним діаметром по довжині. Але зменшувати середньої частини апарату його діаметр доцільно лише при досить значних розмірах плаваючої головки. А при використанні мало габаритної головки плаваючою відпадає необхідність у виготовленні ТА різного діаметру. Мало габаритна головка плаваюча вільно розташовується і в найменшому перетині кожуха.

Теплообмінники (тип У) з U-образними трубками. У кожухотрубних теплообмінних апаратах, що виключає можливість виникнення температурних напружень цієї ж конструкції, забезпечується вільне подовження труб.

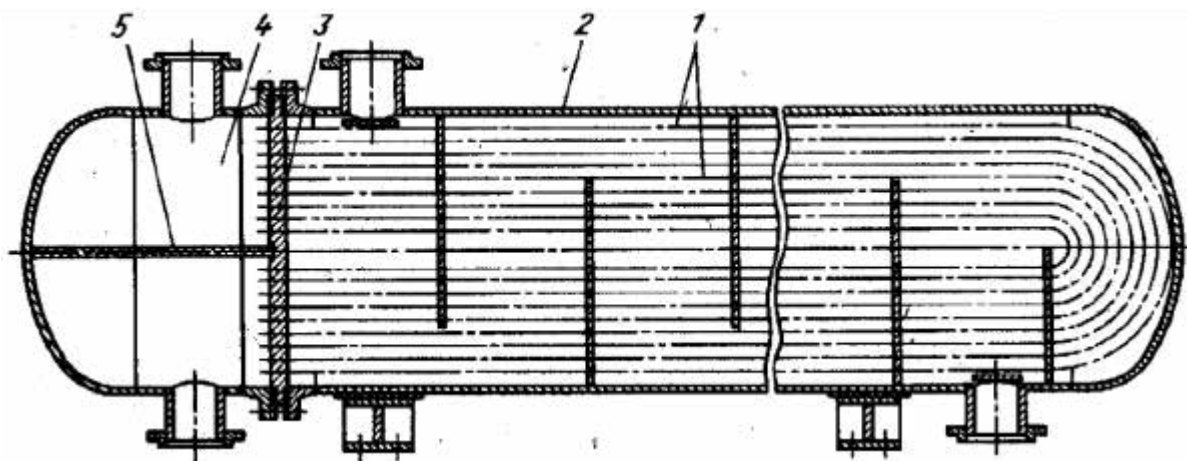


Рис. 4.6. Теплообмінник з U-образними трубами

Теплообмінні апарати складаються з трубного пучка і кожуха 2 (рис. 5.6). Вони мають одну трубну решітку 3 і U-подібні труби 1. До кожуха апарату на фланці кріпиться трубна решітка 3 разом з розподільною камерою 4. Для такого забезпечення роздільного виведення і введення теплоносія який циркулює по трубах в розподільній камері, де застосована перегородка 5. Теплообмінні апарати типу U по трубному просторі є двоходові і дво- або одноходові по між трубному просторі. У випадку (двоходовий) в теплообмінному апараті встановлена поздовжня перегородка. Її можна вилучати з кожуха разом із трубним пучком. Щоб передбачити витікання чи перетікання теплоносія в зазорах між перегородкою біля стінки кожуха і кожухом апарату встановлюють

гнучкі металеві прокладку з прогумованого азбестового шнура або пластини, покладену в паз перегородки.

В апаратах типу U забезпечується вільне температурне подовження труб. Тобто кожна окрема труба може розширюватися незалежно від сусідніх труб і кожуха. Різниця температур стінок труб по ходам в цих апаратах не повинна перевищувати $+100^{\circ}\text{C}$. В будь-якому іншому випадку можуть виникнути досить небезпечні напруження температурні в трубній решітці. Тоді на лінії стику двох її частин внаслідок температурного стрибка.

Перевагою конструкції апарату типу U є можливість періодичного вилучення трубного пучка при очищенні зовнішньої поверхні труб чи повної заміни пучка. Проте необхідно сказати, що зовнішня поверхня труб у даних апаратах є незручною для механічного очищення.

Враховуючи, що механічна очистка внутрішньої поверхні труб у апаратах типу U є майже неможливою, у трубний простір цих апаратів необхідно направляти середовище, що не утворить відкладень, що вимагають механічної очистки.

Теплообмінники із U-подібними трубами використовують при нагріванні і охолодженні рідких чи газоподібних середовищ без зміни їхнього агрегатного стану. Вони є розрахованими для роботи при тиску до 6,4 МПа, та відрізняються від теплообмінників із плаваючою головкою менше складною конструкцією (одна трубна решітка, немає внутрішньої кришки), але можуть бути тільки двоходові, із труб лише одного сортаменту: 20X2 мм. Поверхні теплообміну та основні параметри даних теплообмінників наведені у ГОСТі 44245-79.

4.2. Розрахунок теплообмінного апарата нової конструкції для тунельної системи вентиляції

Таблиця 4.1

Застосування рекуперативних теплообмінних апаратів в птахівництві

Теплоносії	Масова витрата G_m , кг/год	Температура теплоносія		Теплоємність C_p , кДж/(кг×°C)	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м ² ×°C)	Густина ρ , кг/м ³	Коефіцієнт кінематичної в'язкості ν , м ² /с	Число Прандтля, Pr
		початкова t' , °C	кінцева t'' , °C					
Повітря	97450	40	22.55	1.005	0.0275	1.128	16.96×10^{-6}	0.699
Вода	31000	10	-	4.1878	0.57	1000	1.519×10^{-6}	11.377

Таблиця 4.2

Параметри теплообмінного апарата

Ширина ТА, м	Ширина міжтрубного проходу, м	Висота трубок ТА, м	Зовнішній діаметр труби, м	Внутрішній діаметр труби, м	Товщина труби, м	Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{тр}$, Вт/(м ² ×°C)	Кількість труб по глибині ТА, шт.
2.65	0.015	1	0.01	0.008	0.001	15	51

Тепловий розрахунок

Коефіцієнт динамічної в'язкості μ_1 , кг/м·с:

$$\mu_1 = \nu_1 \cdot \rho_1 \quad (4.1)$$

$$\mu_1 = 16.96 \cdot 10^{-6} \cdot 1.128 = 1.91309 \cdot 10^{-5} \text{ (кг/м} \cdot \text{с)}$$

Кількість труб по ширині ТА, шт:

$$n_{\text{тр}} = \frac{(L_{\text{ТА}})}{(d_{\text{тр.зов}} + a)} \quad (4.2)$$

$$n_{\text{тр}} = \frac{(2.65)}{0.01 + 0.015} = 106, (\text{шт})$$

Гідравлічний діаметр на вході в ТА, м:

$$D_{\Gamma} = \frac{4 \cdot h \cdot a \cdot n_{\text{тр}}}{2 \cdot (h + a \cdot n_{\text{тр}})} \quad (4.3)$$

$$D_{\Gamma} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 0.015 \cdot 106}{2 \cdot (1 + 0.015 \cdot 106)} = 1.2278, (\text{м})$$

Кількість труб в одному колекторі ТА, шт:

$$N_{\text{тр}} = n_{\text{тр}} \cdot n_{\text{трм}} \quad (4.4)$$

$$N_{\text{тр}} = 106 \cdot 51 = 5406, (\text{шт})$$

Обчислюємо об'ємну витрату першого (повітря) і другого (вода) теплоносіїв, м³/с:

повітря:

$$G_{1V} = \frac{G_{1m}}{\rho_1 \cdot 3600} \quad (4.5)$$

$$G_{1V} = \frac{97450}{1.128 \cdot 3600} = 23.9977, (\text{м}^3/\text{с})$$

вода:

$$G_{2V} = \frac{G_{2m}}{\rho_2 \cdot 3600} \quad (4.6)$$

$$G_{2V} = \frac{31000}{1000 \cdot 3600} = 8.6111 \cdot 10^{-3}, (\text{м}^3/\text{с})$$

Визначаємо кількість теплоти, переданої від повітря до води, кВт:

$$Q_1 = \frac{G_{1m}}{3600} \cdot C_{cp1} \cdot (T_1' - T_1'') \quad (4.7)$$

$$Q_1 = \frac{97450}{3600} \cdot 1.005 \cdot (40 - 22.55) = 474.72, (\text{кВт})$$

Розраховуємо T_2'' за виразом:

$$T_2'' = \frac{Q_1 \cdot 3600}{G_{2m} \cdot C_{p2}} + T_2' \quad (4.8)$$

$$T_2'' = \frac{Q_1 \cdot 3600}{G_{2m} \cdot C_{p2}} + T_2' = \frac{474.72 \cdot 3600}{31000 \cdot 4.1878} + 10 = 23.16, (^\circ\text{C})$$

Площа перерізу міжтрубного проходу, м^2 :

$$F_{\text{пер1}} = h \cdot a \cdot n_{\text{тр}} \quad (4.9)$$

$$F_{\text{пер1}} = 1 \cdot 0.015 \cdot 106 = 1.59000, (\text{м}^2)$$

Визначасмо швидкість руху повітря, $\text{м}/\text{с}$:

$$W_1 = \frac{G_{1v}}{F_{\text{пер}1}} \quad (4.10)$$

$$W_1 = \frac{23.9977}{1.59} = 15.0929, (\text{м/с})$$

Знаходимо число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_{\text{тр.зов}}}{\nu_1} \quad (4.11)$$

$$Re_1 = \frac{15.0929 \cdot 0.01}{16.96 \cdot 10^{-6}} = 8899.1$$

Знаходимо інтенсивність турбулентності, %:

$$I_1 = 16 \cdot Re_1^{-0,25} \quad (4.12)$$

$$I_1 = 16 \cdot 8899.1^{\frac{-1}{8}} = 5.134\%$$

Отже, розрахована величина числа Рейнольдса більше критичної, тобто режим руху повітря – турбулентний.

Розраховуємо число Нуссельта (при турбулентному режимі руху газу):

$$Nu_1 = 0.18 \cdot Re_1^{0.6} \cdot Pr_1^{0.36} \quad (4.13)$$

$$Nu_1 = 0.18 \cdot 8899.1^{0.6} \cdot 0.699^{0.36} = 37.1$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі для повітря, Вт/м² °С:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{тр.зов}}} \quad (4.14)$$

$$\alpha_1 = \frac{37.1 \cdot 0.0275}{0.01} = 101.9, (\text{Вт/м}^2 \cdot \text{°C})$$

Площа перерізу міжтрубного простору, м²:

$$F_{\text{пер2}} = N_{\text{тр}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{тр.вн}}^2}{4} \quad (4.15)$$

$$F_{\text{пер2}} = 5406 \cdot \frac{\pi \cdot 0.008^2}{4} = 0.27174, (\text{м}^2)$$

Визначаємо швидкість руху другого теплоносія (вода), м/с:

$$W_2 = \frac{G_{2v}}{F_{\text{пер2}}} \quad (4.16)$$

$$W_2 = \frac{8.6111 \cdot 10^{-3}}{0.27174} = 0.03169, (\text{м/с})$$

Знаходимо числа Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_{\text{тр.вн}}}{\nu_2} \quad (4.17)$$

$$Re_2 = \frac{0.03169 \cdot 0.008}{1.519 \cdot 10^{-6}} = 166.9$$

Розрахована величина числа Рейнольдса менше критичної, тобто режим руху рідини – ламінарний.

Розраховуємо число Нуссельта (при ламінарному режимі руху рідини):

$$Nu_2 = if(0 < Re_2 < 2300, 0.66 \cdot Re_2^{0.5} \cdot Pr_2^{0.43}, 0.021 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^{0.43}) \quad (4.18)$$

$$Nu_2 = 0.66 \cdot 166.9^{0.5} \cdot 11.337^{0.43} = 24.2;$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі для води, Вт/м² · °С:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{тр.вн}}} \quad (4.19)$$

$$\alpha_2 = \frac{24.2 \cdot 0.57}{0.008} = 1725.8, \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{°С)}$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м² · °С:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4.20)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{101.9} + \frac{0.001}{15} + \frac{1}{1725.8}} = 95.6, \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{°С)}$$

Діапазон максимальних температур в теплообмінному апараті, °С:

$$\Delta T_{\text{max}} = T_1' - T_2'' \quad (4.21)$$

$$\Delta T_{\text{max}} = 40 - 23.16 = 16.84, \text{ (°С)}$$

Діапазон мінімальних температур в теплообмінному апараті, °С:

$$\Delta T_{\text{min}} = T_1'' - T_2' \quad (4.22)$$

$$\Delta T_{\text{min}} = 22.55 - 10 = 12.55, \text{ (°С)}$$

Значення середньологарифмічної температури, °С:

$$\Delta T_{\text{лог}} = \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}}\right)} \quad (4.24)$$

$$\Delta T_{\text{лог}} = \frac{16.84 - 12.55}{\ln\left(\frac{16.84}{12.55}\right)} = 14.59, (\text{°C})$$

Визначаємо площу поверхні пучка, м²:

$$F_{\text{пуч}} = \frac{Q_1 \cdot 10^3}{k \cdot \Delta T_{\text{лог}}} \quad (4.25)$$

$$F_{\text{пуч}} = \frac{474.72 \cdot 10^3}{95.6 \cdot 14.59} = 340.34, (\text{м}^2)$$

Обчислюємо довжину труб, м:

$$L_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{пуч}}}{N_{\text{тр}} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.зов}}} \quad (4.26)$$

$$L_{\text{тр}} = \frac{340.34}{5406 \cdot \pi \cdot 0.01} = 2.0039 (\text{м})$$

Обчислюємо кількість колекторів, шт:

$$N_k = \frac{L_{\text{тр}}}{h} \quad (4.27)$$

$$N_k = \frac{2.0039}{1} = 2.00 (\text{шт})$$

Гідравлічний розрахунок

Повітря

Коефіцієнт місцевих втрат: $\xi_{m1} = 5$;

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{T1} = if \left(0 < Re_1 < 2300, \frac{64}{Re_1}, 0.3164 \cdot Re_1^{-0.25} \right) \quad (4.28)$$

$$\xi_{T1} = 0.3164 \cdot 8899.1^{-0.25} = 0.03258;$$

Місцеві втрати у звуженнях чи розширеннях, поворотах труб, Па:

$$\Delta p_{m1} = \xi_{m1} \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{2} \quad (4.29)$$

$$\Delta p_{m1} = 5 \cdot \frac{1.128 \cdot 15.0929^2}{2} = 642.4, (\text{Па})$$

Втрати на тертя по дожині трубопроводу, Па:

$$\Delta p_{T1} = \xi_{T1} \frac{(0.06 + n_{\text{трм}} \cdot N_k \cdot d_{\text{тр.зов}}) \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2 \cdot d_{\text{тр.зов}}} \quad (4.30)$$

$$\Delta p_{T1} = 0.03258 \cdot \frac{(0.06 + 51 \cdot 2 \cdot 0.01) \cdot 1.128 \cdot 15.0929^2}{2 \cdot 0.01} = 452.9, (\text{Па})$$

Загальні гідравлічні втрати визначаються за формулою, Па:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{m1} + \Delta p_{T1} \quad (4.31)$$

$$\Delta p_1 = 624.4 + 452.9 = 1095.2373, (\text{Па})$$

Вода

Коефіцієнт місцевих втрат: $\xi_{M2} = 5$;

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{T2} = if \left(0 < Re_2 < 2300, \frac{64}{Re_2}, 0.3164 \cdot Re_2^{-0.25} \right) \quad (4.32)$$

$$\xi_{T2} = \frac{64}{166.9} = 0.3835$$

Місцеві втрати у звуженнях чи розширеннях, поворотах труб, Па:

$$\Delta p_{M2} = \xi_{M2} \frac{\rho_2 \cdot W_2^2}{2} \quad (4.33)$$

$$\Delta p_{M2} = 5 \cdot \frac{1000 \cdot 0.03169^2}{2} = 2.5105, (\text{Па})$$

Втрати на тертя по довжині трубопроводу, Па:

$$\Delta p_{T2} = \xi_{T2} \cdot \frac{L_{\text{тр}} \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2 \cdot d_{\text{тр.вн}}} \quad (4.34)$$

$$\Delta p_{T2} = 0.3835 \cdot \frac{2.0039 \cdot 1000 \cdot 0.03169^2}{2 \cdot 0.008} = 48.231, (\text{Па})$$

Загальні гідравлічні втрати визначаються за формулою, Па:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{M2} + \Delta p_{T2} \quad (4.35)$$

$$\Delta p_2 = 2.5105 + 48.231 = 50.7416, (\text{Па})$$

Розрахунок двигуна

ККД вентилятора: $\mu_{B1} = 0.8$;

$Q_1 = 1036880$;

Кількість ТА, шт:

$$n_{\text{та}} = \frac{Q_1}{G_{1v} \cdot 3600} \quad (4.36)$$

$$n_{\text{та}} = \frac{1036880}{23.9977 \cdot 3600} = 12.0021 \text{ (шт)}$$

Потужність двигуна вентилятора, кВт:

$$P_{H1} = \frac{G_{1v} \cdot \Delta p_1 \cdot 10^{-3}}{\eta_{B1}} \quad (4.37)$$

$$P_{H1} = \frac{23.9977 \cdot 1095.2373 \cdot 10^{-3}}{0.8} = 3.285, \text{ (кВт)}$$

Коефіцієнт корисної дії насоса: $\mu_{H2} = 0.9$;

потужність двигуна насоса, Вт:

$$P_{H2} = \frac{n_{\text{та}} \cdot G_{2v} \cdot \Delta p_2}{\eta_{H2}} \quad (4.38)$$

$$P_{H2} = \frac{12.0021 \cdot 8.611 \cdot 10^{-3} \cdot 50.7416}{0.9} = 5.8269, \text{ (кВт)}$$

РОЗДІЛ 5

CFD МОДЕЛЮВАННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН І ТЕПЛО- МАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ В ПТАШНИКУ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ ТЕПЛА

5.1. Методологічний підхід до CFD моделювання

Досліджується система рекуперації повітря в пташнику, розмір якого складає 120×21 м, у зимовий період року при боковій системі вентиляції. Пропонується встановити пластинчастий теплообмінний апарат, який монтується під стелею. З огляду на попередні дослідження [14; 15], автори рекомендують опустити стелю, що в свою чергу покращує аеродинаміку та подачі свіжого повітря до центру пташника (рис. 3). Таким чином, ми створили подвійну стелю (wall_air--air_roof). У нижній частині пташника, де розташована птиця, свіже повітря надходить із зовні, а виходить у верхню частину пташника, яка безпосередньо слугуватиме для видалення відпрацьованого та охолодженого, після рекуперації, повітря. Додаткова система опалення не застосовується.

Через припливні клапани холодне свіже повітря, яке розділене на хімічні елементи, з температурою $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ поступає по вентиляційному каналі в теплообмінний апарат. Проходячи через канали теплообмінника, нагрівається і поступає в приміщення пташника з температурою $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$, масова витрата – 22,33245 кг/с (inlet_hot—air). Одночасно, із пташника видаляється відпрацьоване повітря із масовою витратою 22,33245 кг/с (outlet_air). Після чого, охолоджене повітря до температури $+7,8818\text{ }^{\circ}\text{C}$ з масовою витратою 22,33245 кг/с (inlet_hot-air_roof) через вентиляційні канали, поступає у верхню частину пташника, де видаляється трьома витяжними вентиляторами (outlet_1.1, outlet_1.2, outlet_1.3,), які розташовані по верхній лінії, кожен з яких із масовою витратою 7,44415 кг/с. Вентилятори, які розташовані на нижній лінії не застосовуються.

Провівши інженерні розрахунки із врахуванням коефіцієнт запасу 1,165, птиця в кількості 41000 голів із масою 3 кг, для половини пташника, буде виділяти 0,0535 кг/с вуглекислого газу (CO_2) та водяних парів (H_2O) 0,13825 кг/с від птиці, посліду, та з мокрих поверхонь. При цьому із посліду виділятиметься $2,8 \cdot 10^{-6}$ кг/с вуглекислого газу (CO_2), $0,525 \cdot 10^{-6}$ сірководню (H_2S) та $0,875 \cdot 10^{-5}$ аміаку (NH_3).

Таким чином, для спрощення моделі, птиця підлогового утримання, буде вдихати і видихати, а також враховане виділення із посліду, в сукупності становитиме 0,1917668 кг/с та температурою +41 °С. При змішуванні свіжого повітря із відпрацьованим, у вигляді хімічних елементів, яке видаляється вентиляторами.

Підлога виконана з двох шарів бетону товщиною 0,1 м, зверху і знизу, між якими знаходиться полістирол товщиною 0,05 м (floor). У місцях на відстані 2 м від стін (floor_wall), товщину теплоізоляційного матеріалу збільшено до 0,1 м. Стіни виконані як тришарові (wall), з обох сторін наявні два шари бетону товщиною 0,06 м, між якими знаходиться шар полістиролу товщиною 0,1 м. Для спрощення моделі, перекриття (roof) виконано як тришарове, яке із зовнішньої і внутрішньої сторони виконане з бетону, між якими знаходиться шар теплоізоляційного матеріалу izovat 30 товщиною 0,1 м. Подвійна стеля (wall_air-air_roof), яка знаходиться між верхньою і нижньою частинами пташника виконана із гіпсокартону, товщиною 0,02 м.

На усіх зовнішніх стінах і перекритті задавались граничні умови третього роду (див. рис. 3), при зовнішній температурі повітря -7 °С і величині коефіцієнта тепловіддачі 10 Вт/м²К, який характерний для середніх швидкостей зовнішнього вітрового потоку. Припускаємо, що температура ґрунту, що прилягає до нижнього бетонного шару підлоги (floor, floor_wall), складає 0 °С.

Враховуючи «симетрію» граничних умов на бокових стінках пташника ми розглядаємо тільки половину пташника (див. рис. 5.1), що дає змогу зменшити використання комп'ютерних ресурсів.

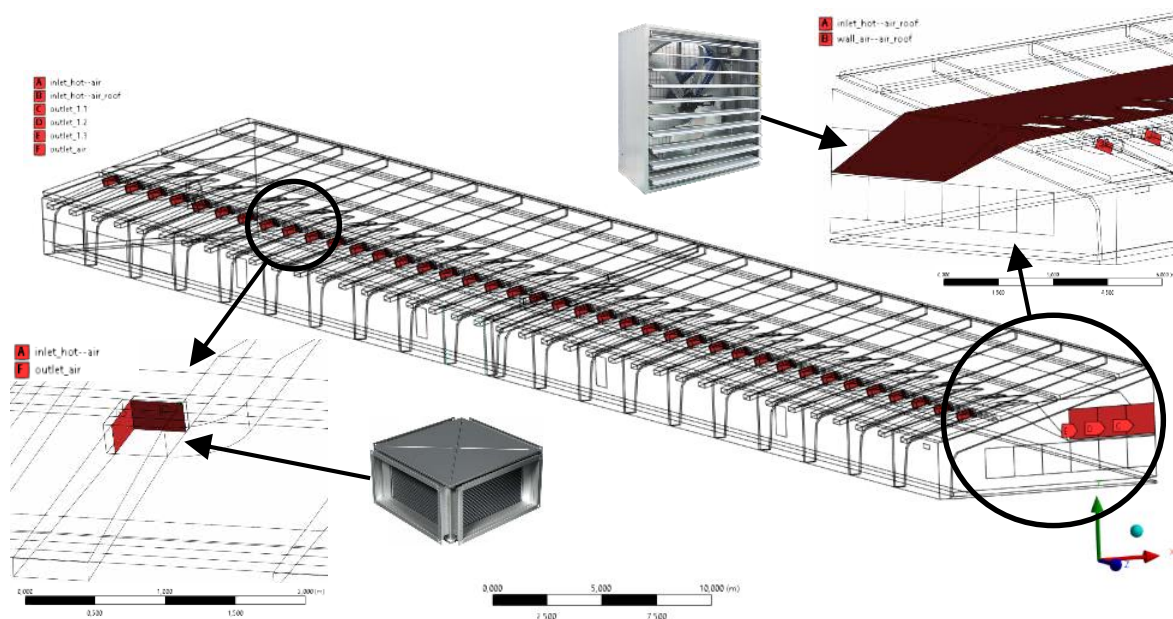


Рис. 5.1. Геометрія пташника

Геометрію пташника виконано в ANSYS Design Modeler 2024 R1 з розглянутими вище граничним умовами. Ця геометрія для побудови сітки завантажується в ANSYS Fluent Meshing 2024 R1. Побудова сітки виконана за допомогою методу poly-hexcore. Мінімальний розмір грані – 0,005 м. Максимальний розмір грані – 0,08 м. В районі входу та виходу теплообмінного апарата та витяжних вентиляторів, використовувалась згущена сітка з мінімальними розмірами елемента 0,005 м та 0,04 м відповідно. Згущення сітки виконано для деталізації результатів при моделювання на вході та виході з пташника, для яких характерний великий градієнт зміни швидкостей. В результаті включення покращення якості сітки orthogonal quality ми отримали 0,142, nodes: 56959618 шт, edges: 207148 шт, faces: 84960898 шт, cells: 18060756 шт.

Чисельне моделювання проводилось безпосередньо в ANSYS Fluent 2024 R1. У моделі застосовувались рівняння Navier-Stokes, стандартна модель турбулентності k-ε і модель випромінювання Discrete Ordinates. Для аналізу якості повітря ми застосували модель Species Transport. Вона дозволяє повітря ділити на окремі хімічні елементи.

Чисельне рішення було знайдено шляхом застосування підходу на основі тиску, методу SIMPLE та використання схеми дискретизації другого порядку для всіх змінних. Збіжність ітераційного процесу розв'язання вважалася задовільною, коли залишки були нижчими за 10^{-5} .

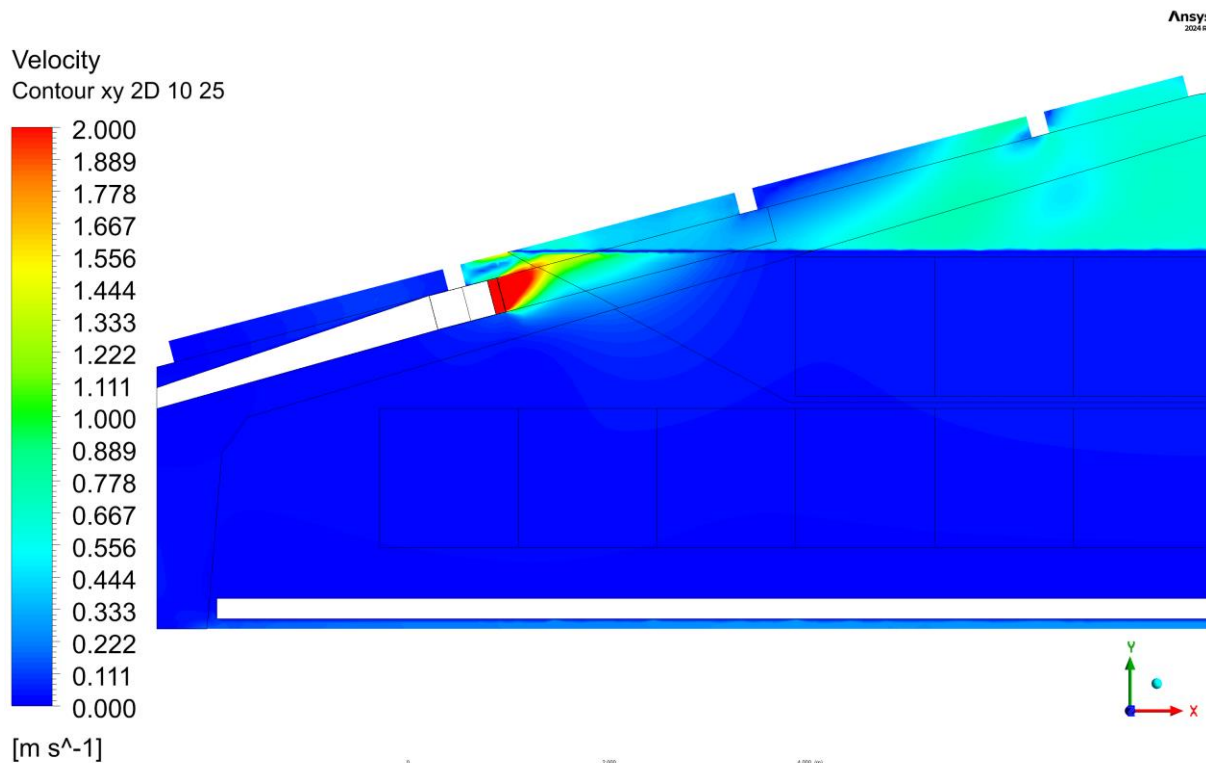
5.2. Результати моделювання розподілу концентрації шкідливих речовин з рекуперацією тепла

Результати чисельного моделювання представлені на рис. 5.2-5.10. На рис. 5.2-5.3 представлені лінії потоку і поля швидкостей повітря для поперечного перерізу пташника по координатних осях x у для чотирьох ділянок по довжині приміщення на відстані від передньої торцевої стінки по координаті z відповідно – 10,25 м, 43,25 м, 76,25 м і 109,25 м.

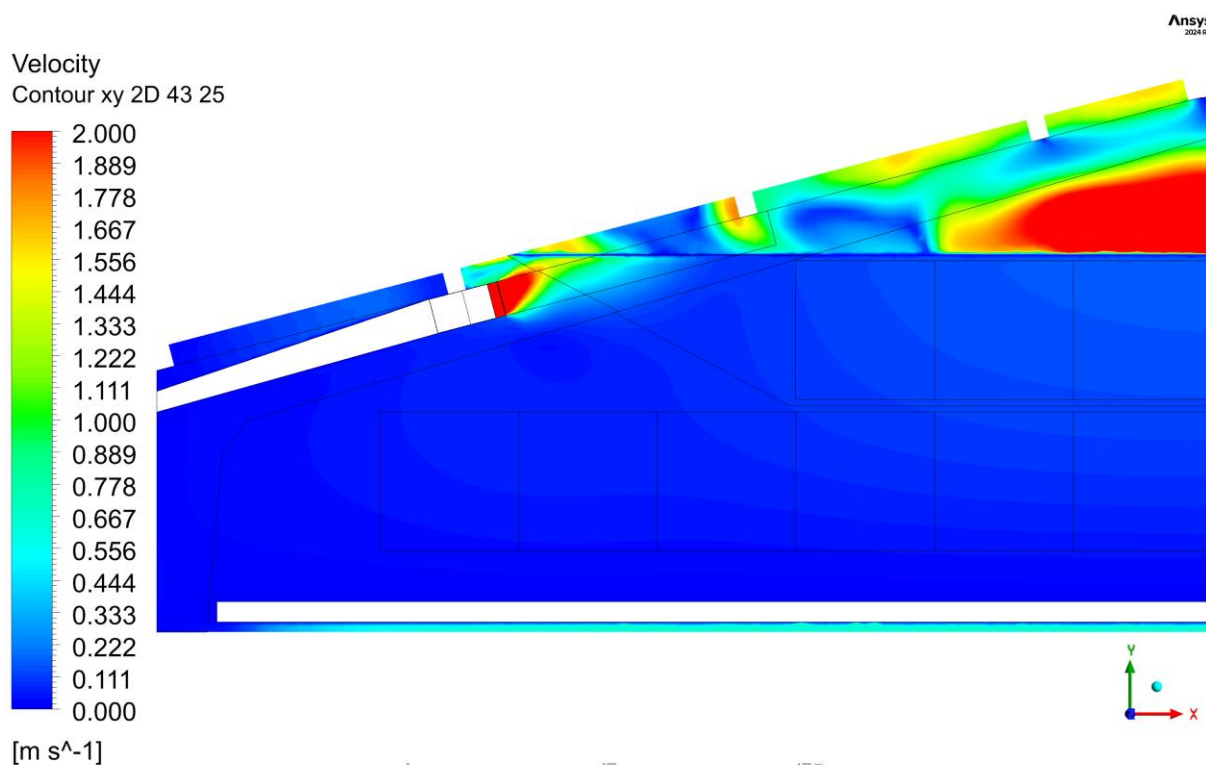
В результаті чисельних розрахунків показано, що потік підігрітого повітря виходить з теплообмінників зі швидкістю 2,36 м/с (рис. 5.2-5.3) та тиском 2 Па (рис. 6). З огляду на газодинамічну течію, повітря стрімко направляється вниз до птиці, після чого розділяється на дві частини. Усереднена швидкість повітря, на цих ділянках пташника, не перевищує 1 м/с. У верхній частині перекриття, яке працює як буферна зона, між основним перекриттям і додатковим, швидкість повітря на окремих ділянках досягає 8,4 м/с. Це зумовлено малою площею поперечного перерізу буферної зони перекриття і з великою витратою повітря. Як бачимо, у цій зоні швидкість повітря, починаючи з 10,25 м і до 109,25 є наростаючою у зв'язку з набігаючою кількістю повітря яке виходить з теплообмінників у буферну зону. Таким чином, на початку пташника повітря менше, а у кінці пташника повітря у максимальній його продуктивності. Тому і швидкість повітря є наростаючою з кожною ділянкою. На витяжних вентиляторах швидкість на кожному із них складатиме від 3,57 до 4,63 м/с.

Для подолання усіх втрат тиску на вході і виході як теплообмінника так і буферної зони, необхідно 84,2 Па. Втрати тиску у пластинчастому теплообміннику по гарячому теплоносію складає 55 Па, по холодному – 55 Па

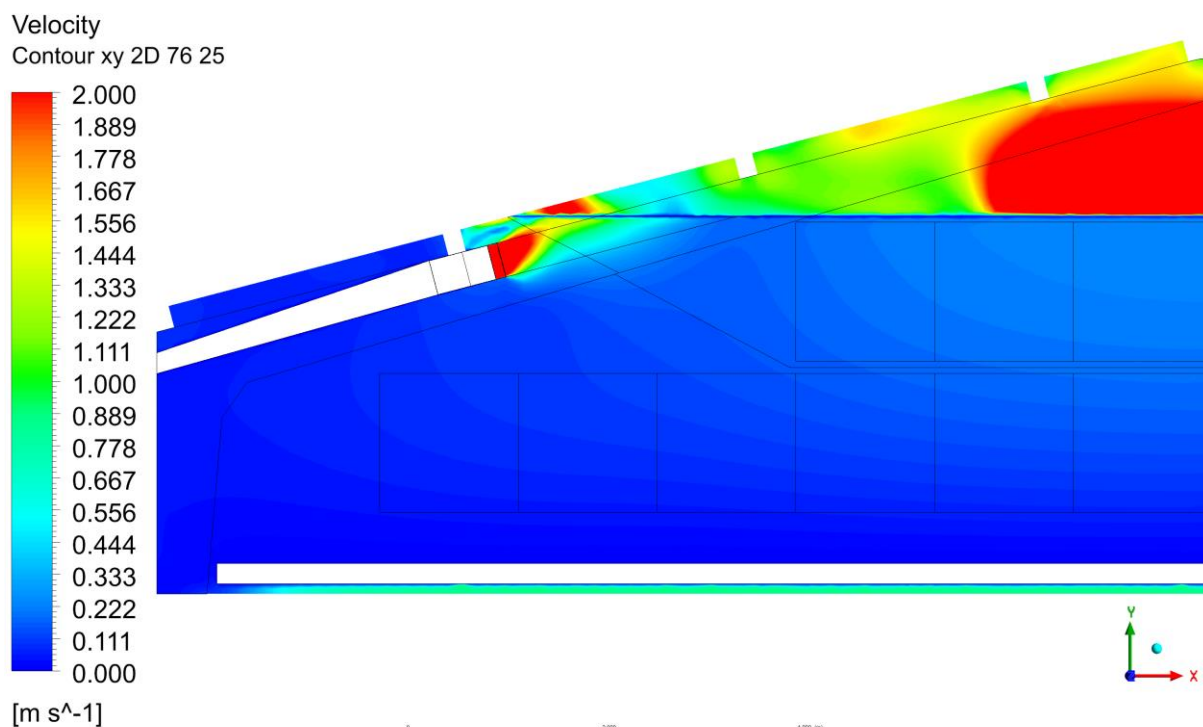
відповідно. Таким чином, для запропонованої системи рекуперації, сумарні втрати тиску складатимуть 194,2 Па (рис. 5.4).



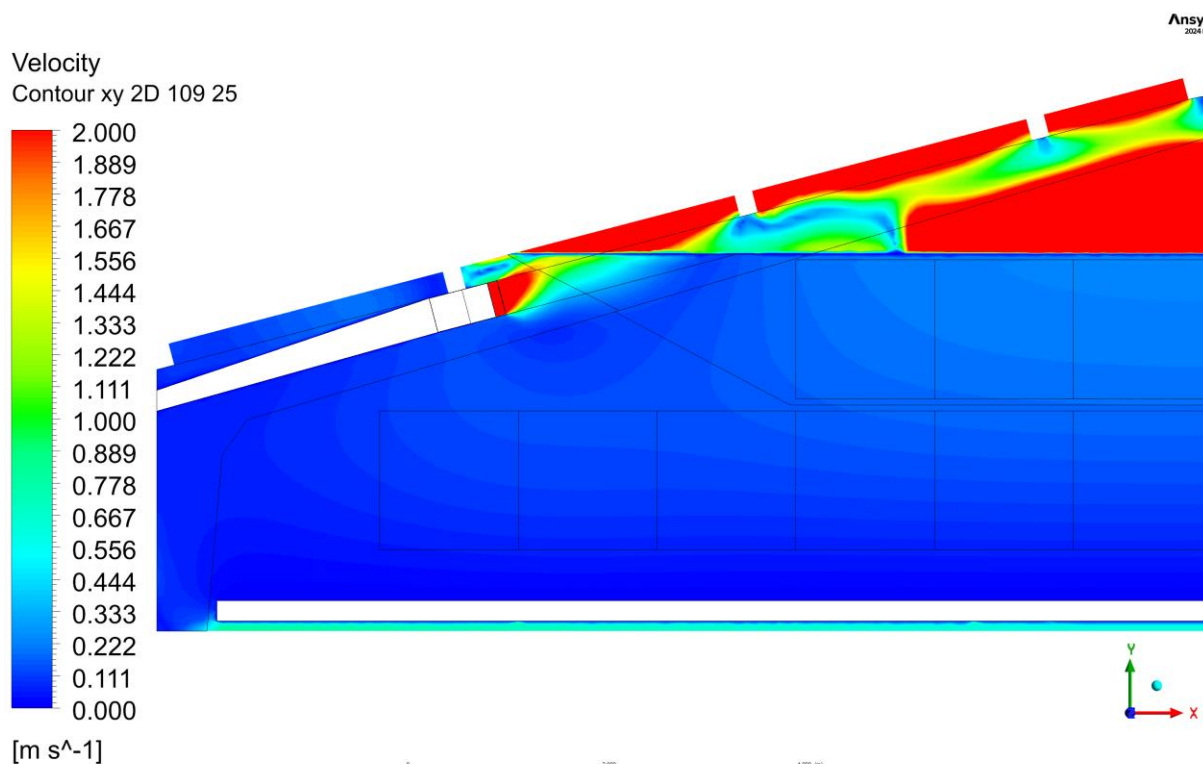
a



б



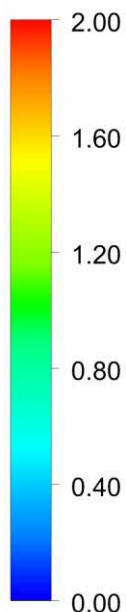
В



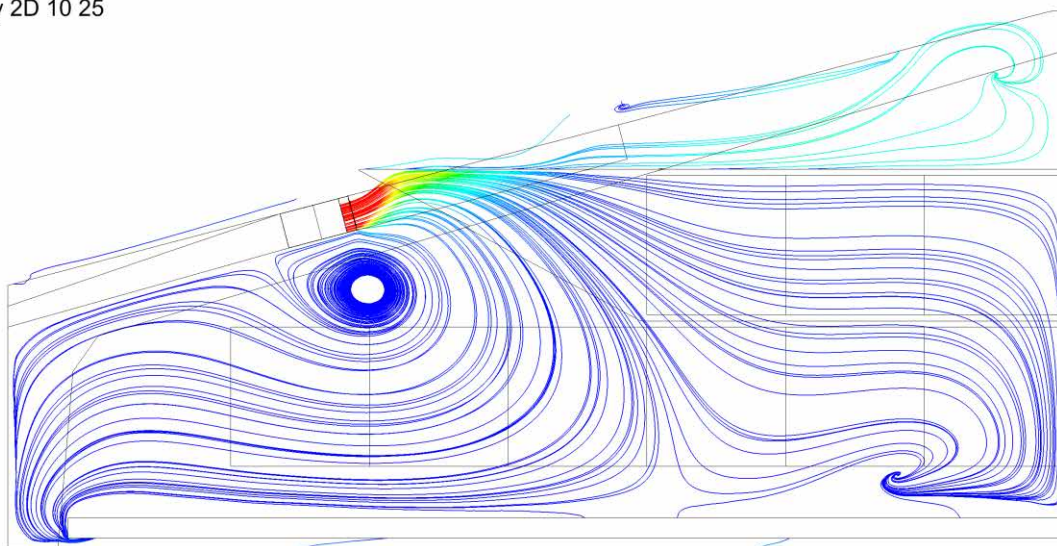
Г

Рис. 5.2. Поле швидкостей (м/с) у приміщенні пташника по осі xy на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,25 м; б – 43,25 м; в – 76,25 м; г – 109,25 м.

Velocity
Streamline xy 2D 10 25

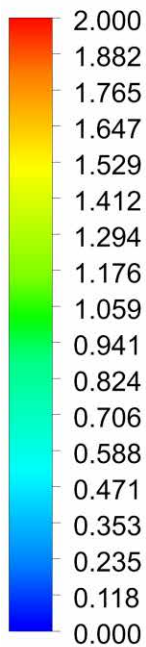


[m s⁻¹]

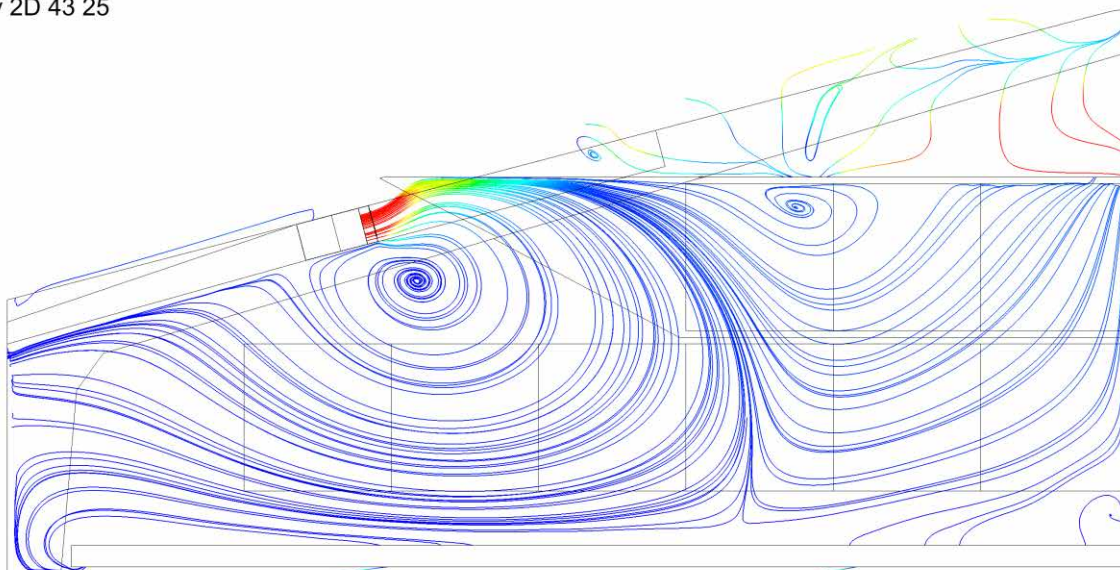


a

Velocity
Streamline xy 2D 43 25

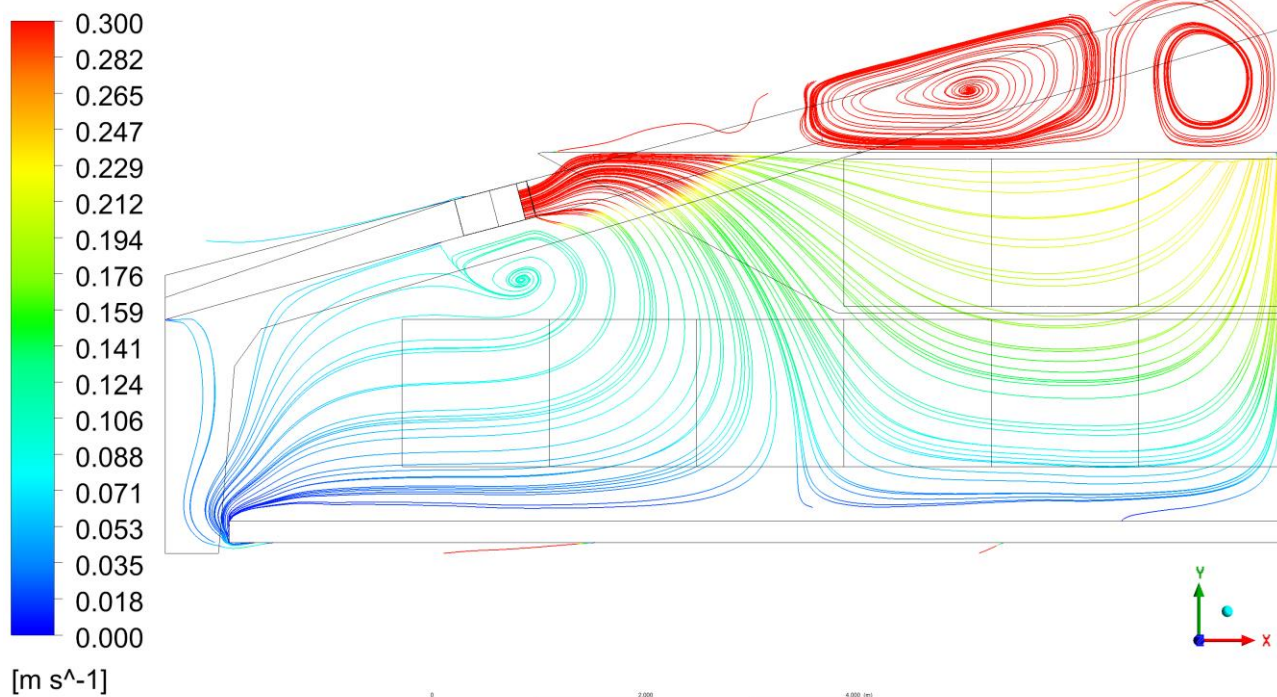


[m s⁻¹]



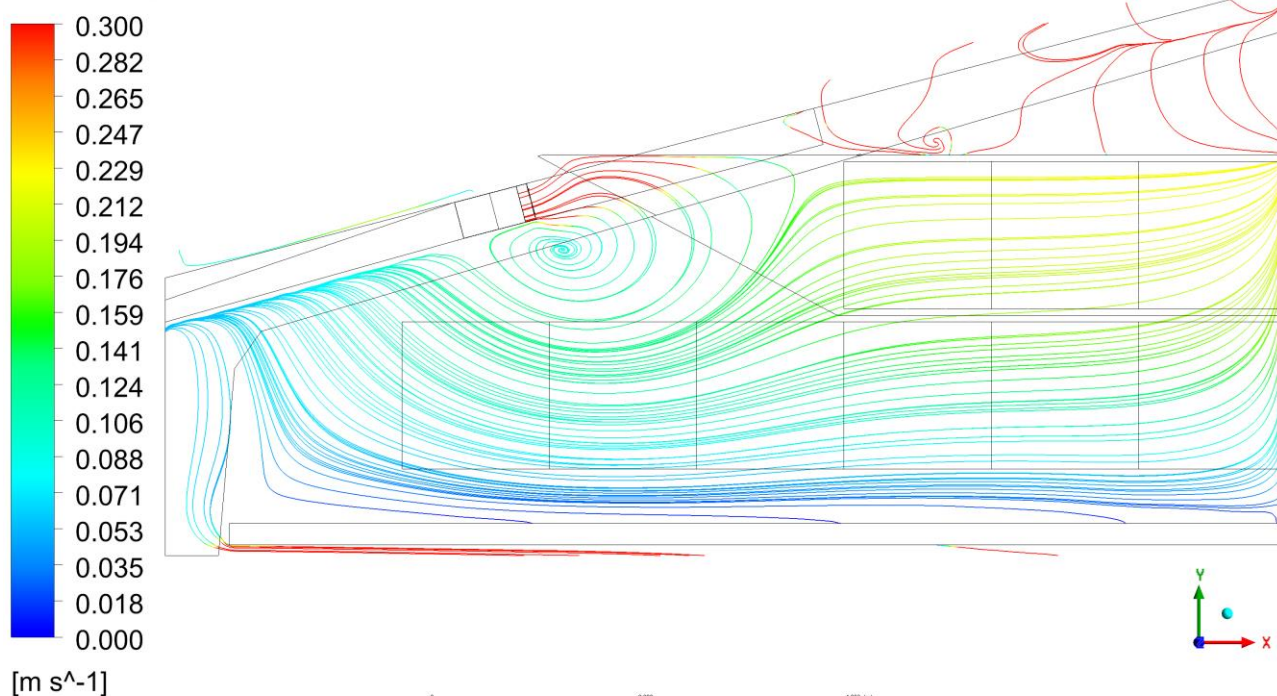
b

Velocity
Streamline xy 2D 76 25



B

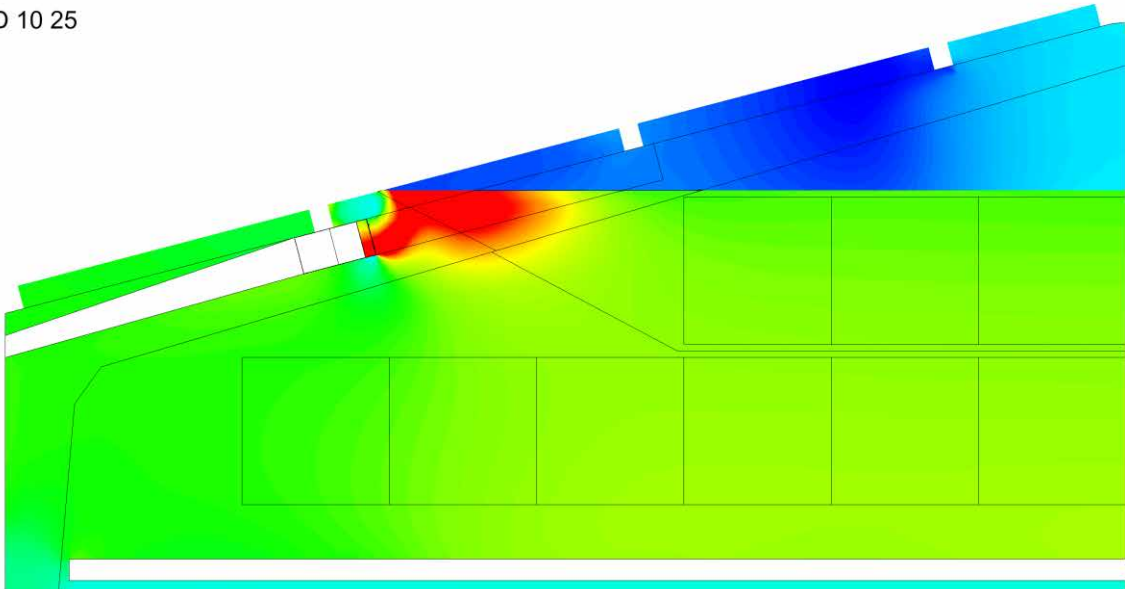
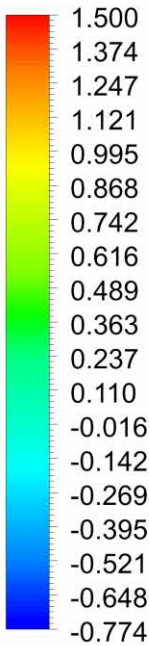
Velocity
Streamline xy 2D 109 25



Г

Рис. 5.3. Лінії потоку (м/с) у приміщенні пташника по осі xu на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,25 м; б – 43,25 м; в – 76,25 м; г – 109,25 м.

Pressure
Contour xy 2D 10 25

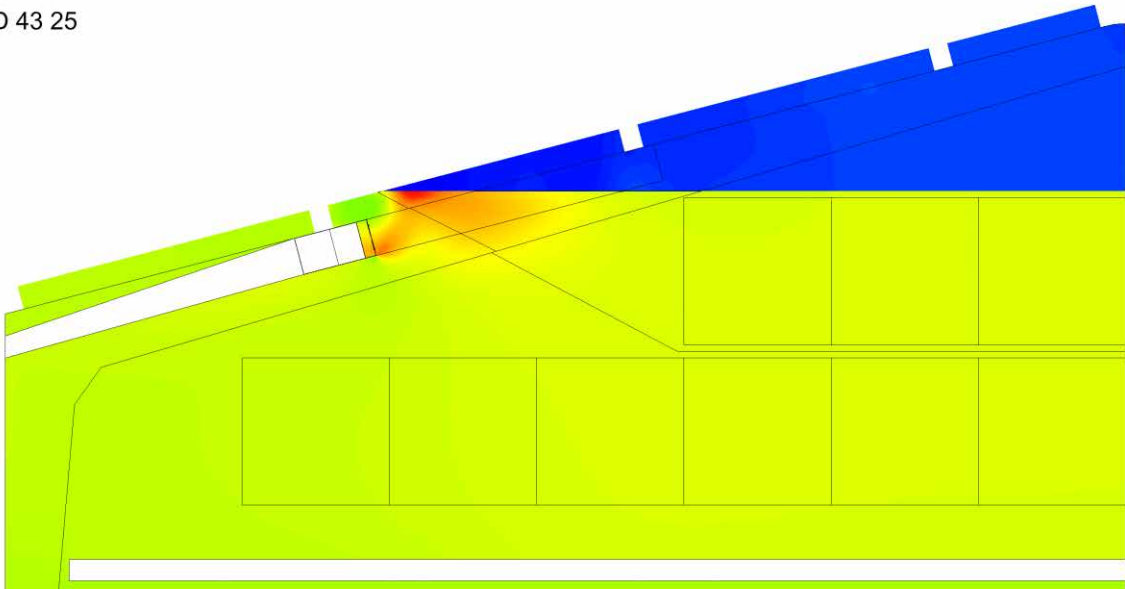
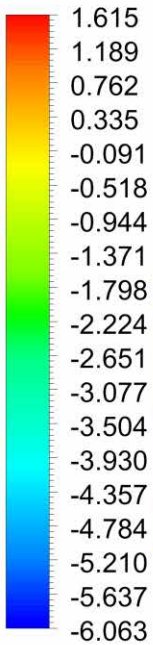


[Pa]



a

Pressure
Contour xy 2D 43 25

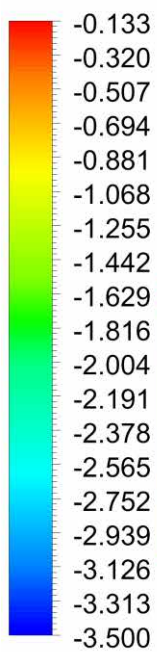


[Pa]



b

Pressure
Contour xy 2D 76 25

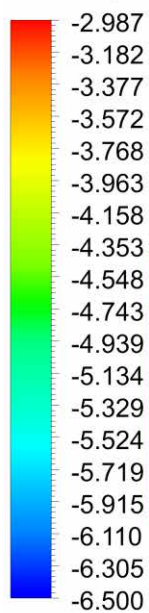


[Pa]



В

Pressure
Contour xy 2D 109 25



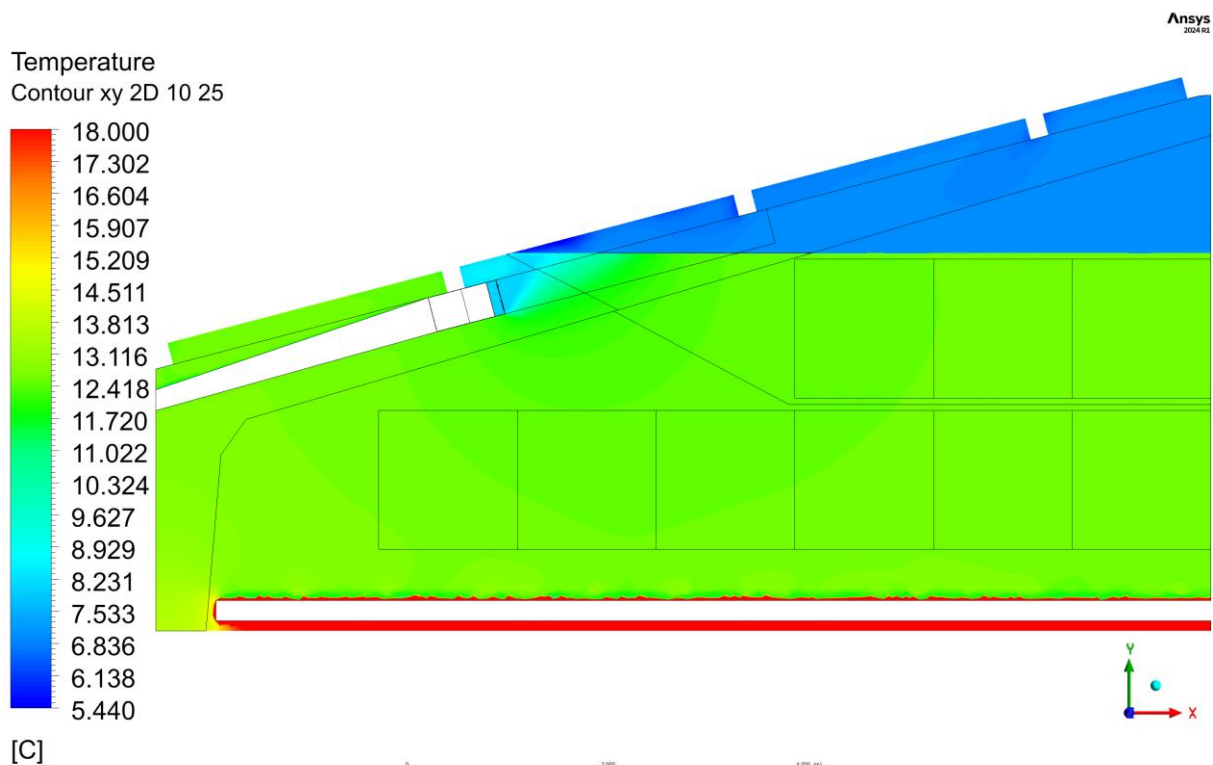
[Pa]



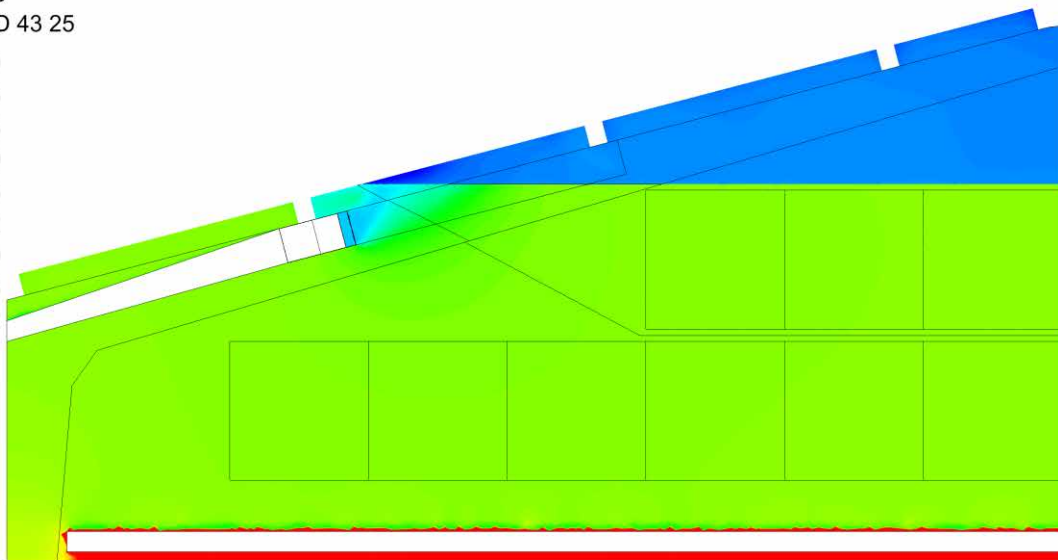
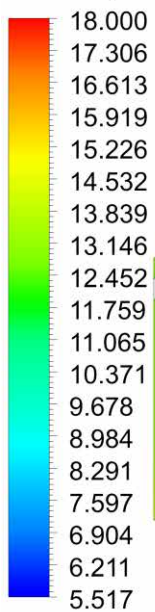
Г

Рис. 5.4. Поле тисків (Па) у приміщенні пташника по осі x у на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,25 м; б – 43,25 м; в – 76,25 м; г – 109,25 м.

На рис. 5.5 представлено розподіл температур у різних перерізах в пташнику. З рис. 7 витікає, що підігріте повітря з теплообмінних апаратів температурою $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$, направляється в пташник. Середня температура на ділянці (рис. 5.5а-5.5в) знаходиться в межах від $+12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+13,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Наявність не значних застійних повітряних зон у верхній частині пташника, супроводжує рівномірному розподілу температури, яка по мірі наближення до птиці збільшується. На четвертій ділянці (рис. 5.5г) температура дещо вища і складає від $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це обумовлено відсутністю теплообмінного апарата поблизу тильної стінки пташника через специфічну конструкцію додаткового перекриття. Спостерігаючи на температурні потоки у буферній зоні додаткового перекриття, вони складатимуть від $+5,5$ до $+6,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. На виході із вентиляторів, температура складає $+6,95\text{ }^{\circ}\text{C}$. Не зважаючи на достатньо якісне утеплення верхнього перекриття, температура є доволі низькою, в порівнянні з нормам утримання птиці ($+16\text{...} +18\text{ }^{\circ}\text{C}$). Зважаючи на рівномірний розподіл температур, і власне, застосування рекуперації тепла, і виділення тепла із птиці, температура в пташнику досягає $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для підвищення температури до $+16\text{...} +18\text{ }^{\circ}\text{C}$ необхідно застосувати додаткову систему опалення.



Temperature
Contour xy 2D 43 25

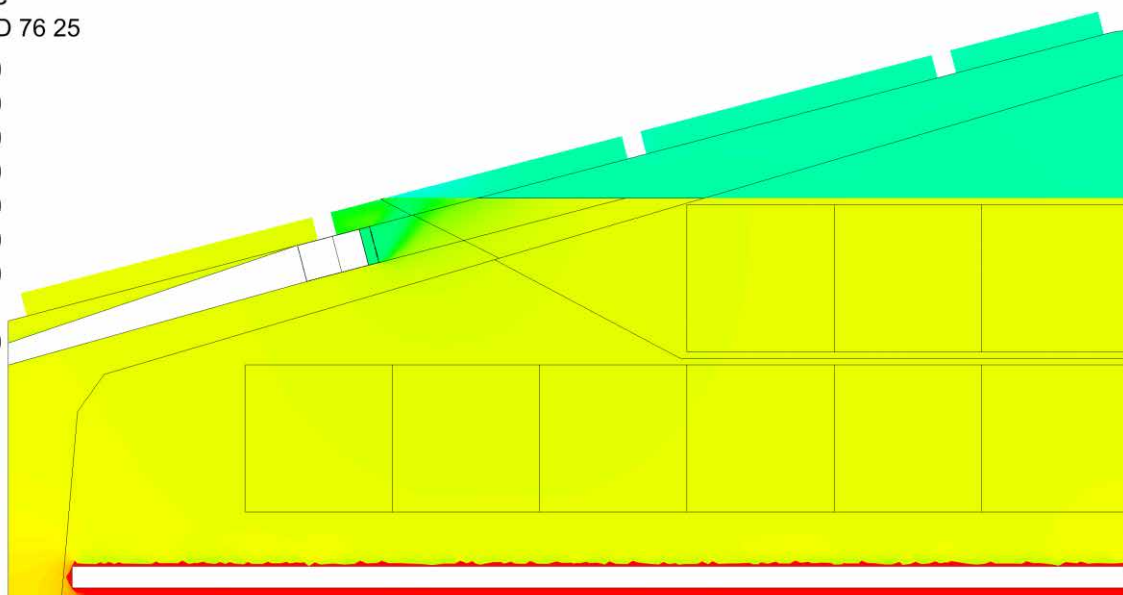
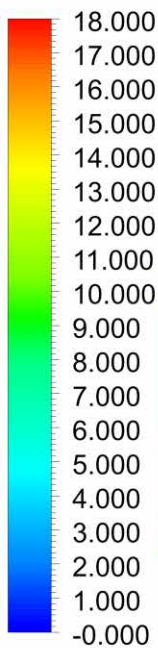


[C]



6

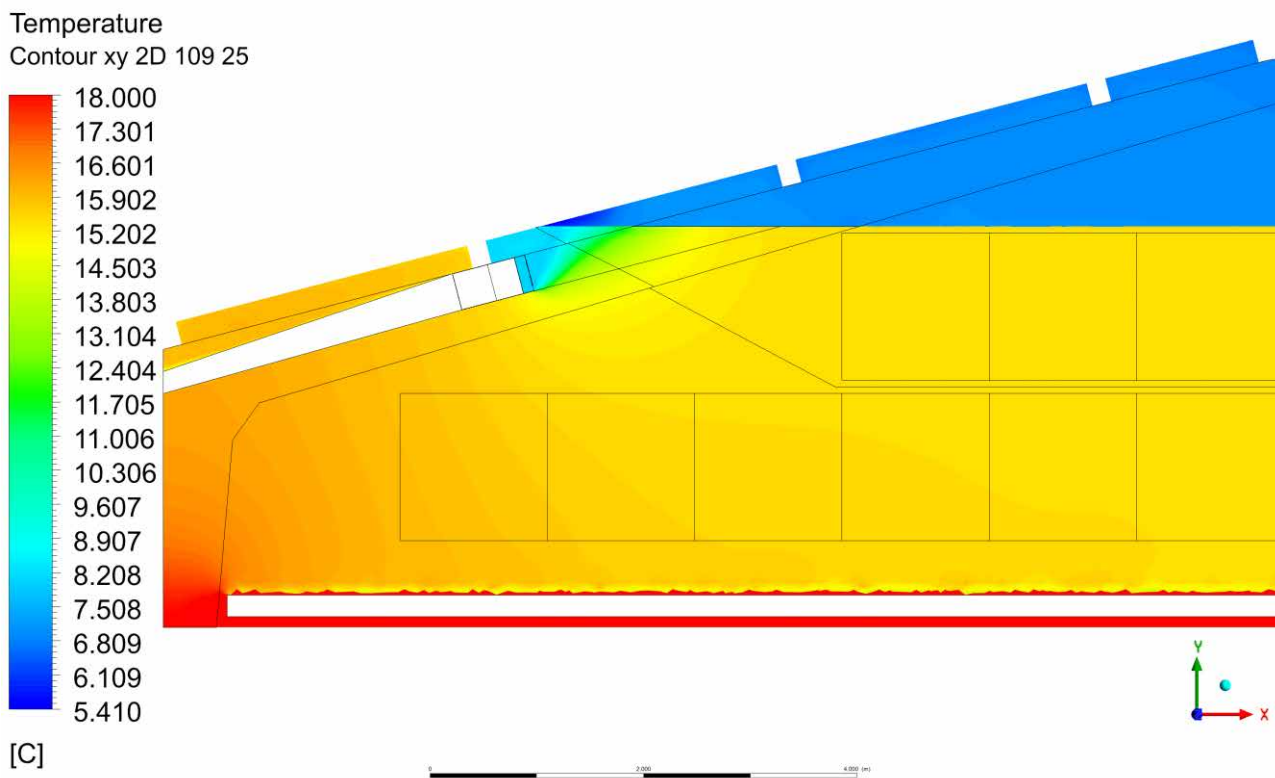
Temperature
Contour xy 2D 76 25



[C]



B

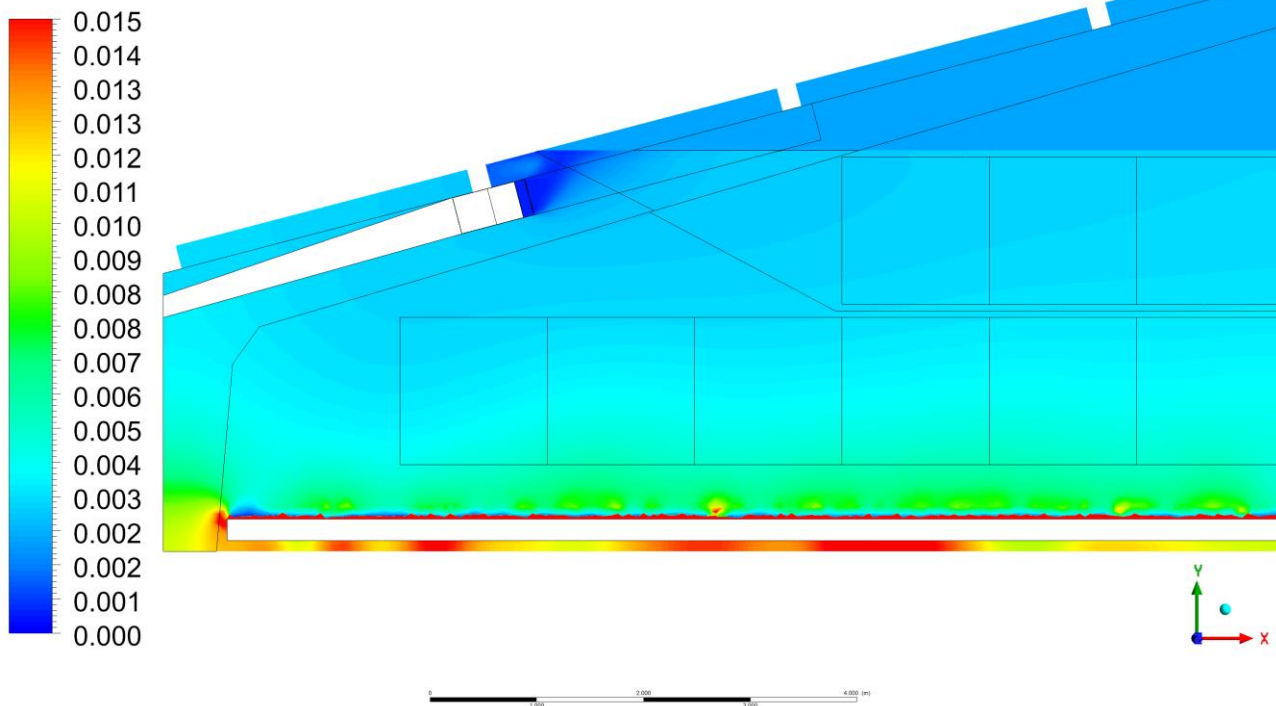


Г

Рис. 5.5. Поле температур ($^{\circ}\text{C}$) у приміщенні пташника по осі x у на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,25 м; б – 43,25 м; в – 76,25 м; г – 109,25 м.

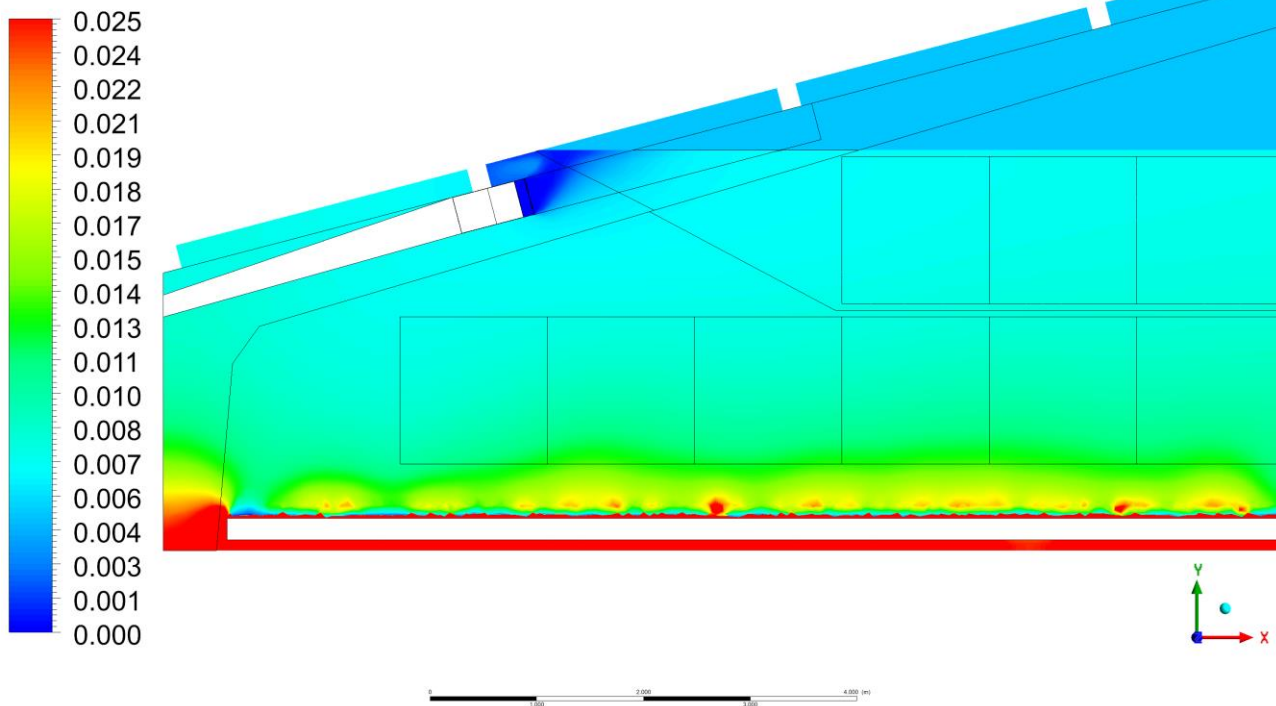
Нижче представлено результати масової частки основних речовин відпрацьованого повітря на відстані від передньої торцевої стінки на 43,25 м (рис. 5.6), на середині приміщення 10,5 м (рис. 5.7) та на висоті 0,7 м від підлоги (рис. 5.8), які характеризують якість повітря. Аналізуючи результати чисельного моделювання які відображені на рис. 5.6-5.7, дійшли висновку, що водяні пари (H_2O), сірководень (H_2S) та аміак (NH_3) знаходяться у допустимих межах на рівні птиці. З рис. 5.6-5.8 спостерігаємо не значне накопичення шкідливих речовин поблизу тильної стінки пташника, де знаходяться витяжні вентилятори. Це зумовлено відсутністю останнього (40-го) рекуператора тепла, через специфічну конструкцію додаткового перекриття. У буферній зоні, яка знаходиться між основним і додатковим перекриттям, спостерігаємо рівномірний розподіл шкідливих речовин, які направляються до витяжних вентиляторів.

co2.Mass Fraction
Contour xy 2D 43 25



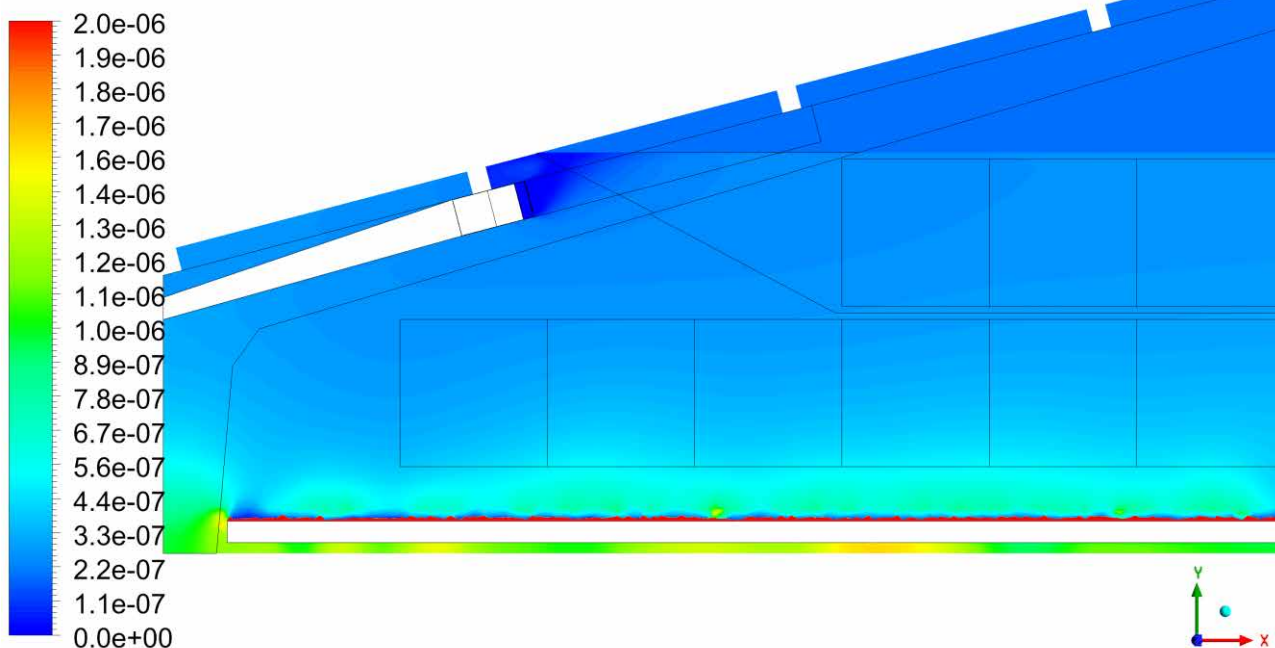
a

h2o.Mass Fraction
Contour xy 2D 43 25



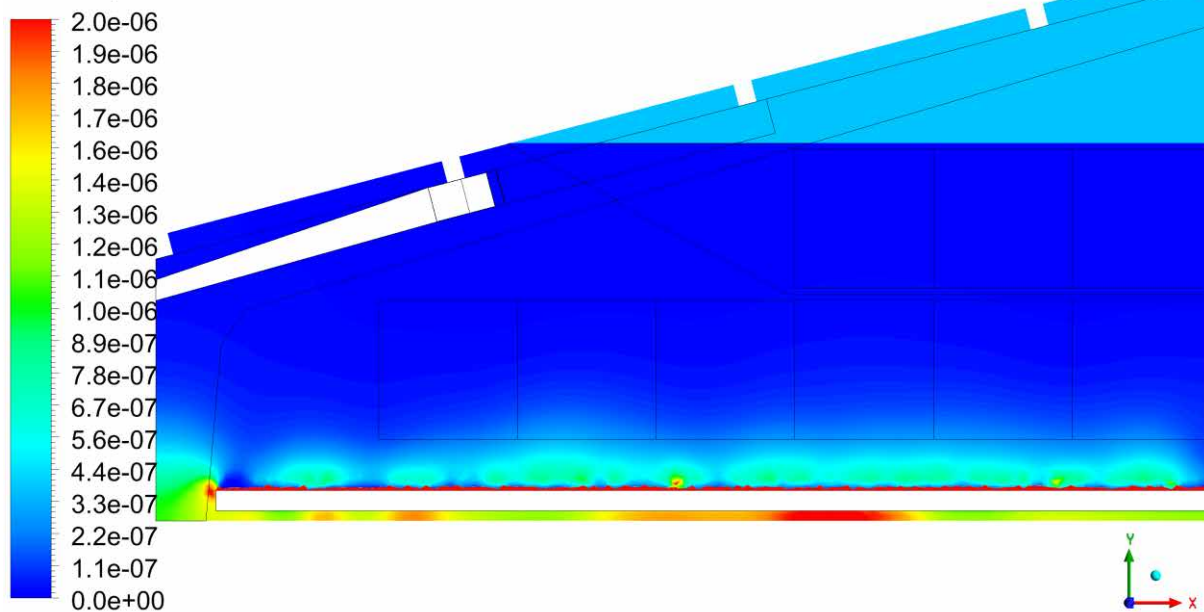
b

h2s.Mass Fraction
Contour xy 2D 43 25



Б

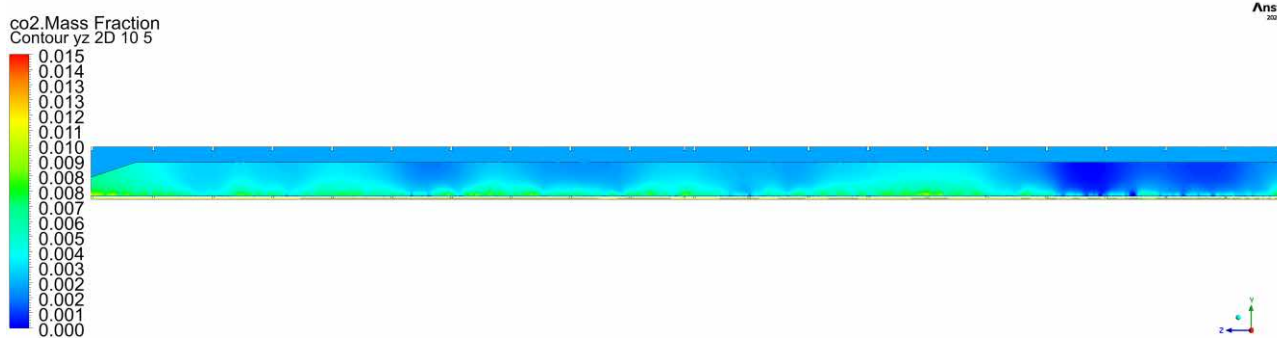
nh3.Mass Fraction
Contour xy 2D 43 25



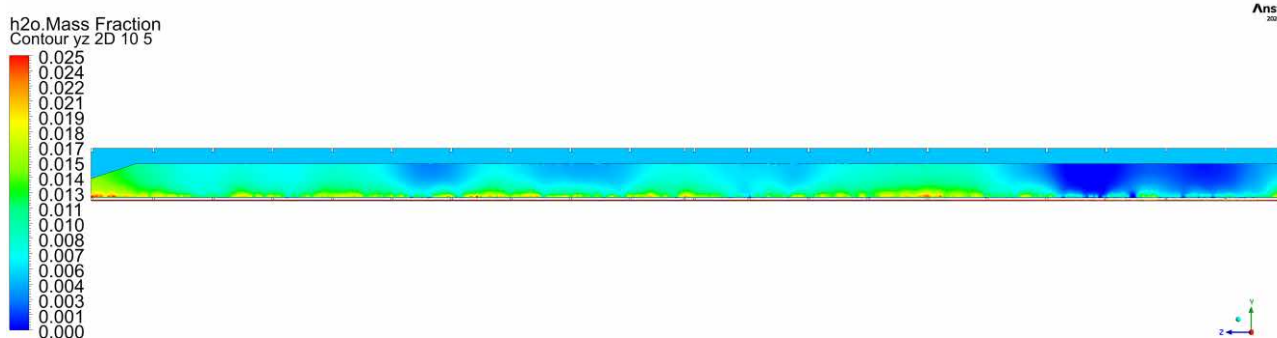
Г

Рис. 5.6. Масова частки основних речовин відпрацьованого повітря по осі x у на відстані від передньої торцевої стінки на 43,25 м: а – CO_2 ; б – H_2O ; в – H_2S ;

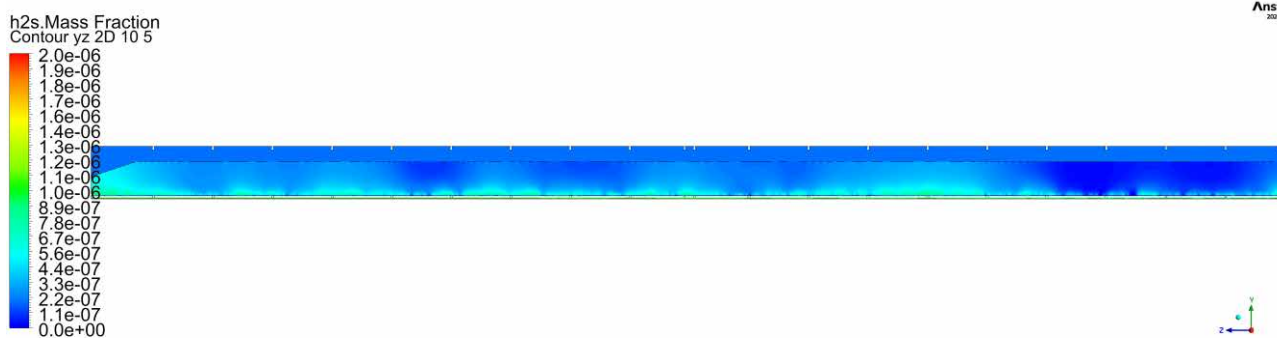
г – NH_3 .



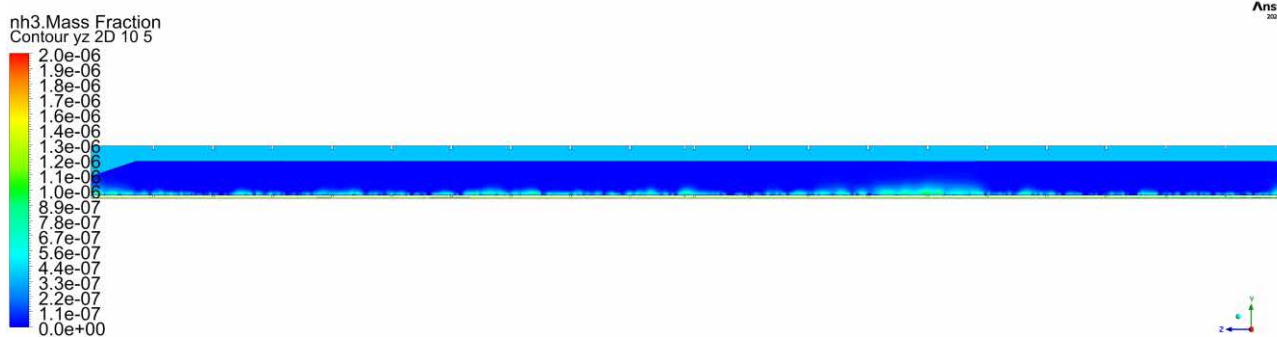
а



б



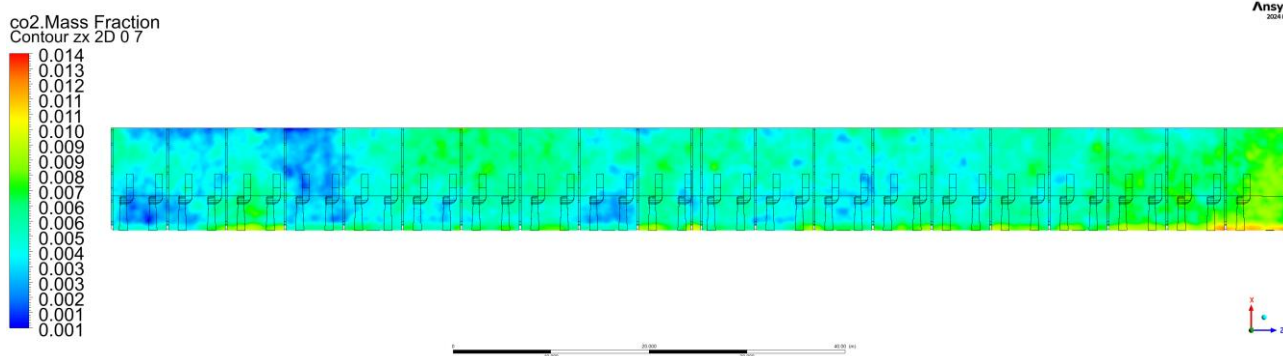
в



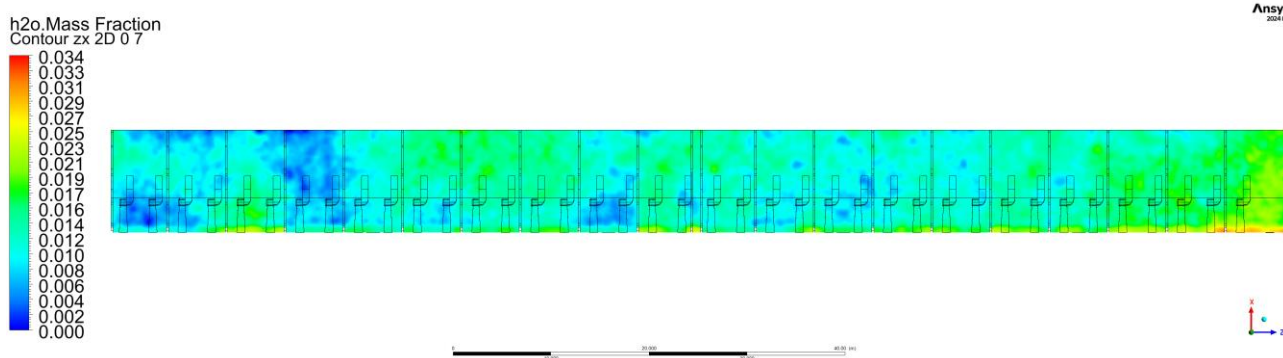
г

Рис. 5.7. Масова частки основних речовин відпрацьованого повітря по осі yz на відстані від бокової стінки на 10,5 м: а – CO_2 ; б – H_2O ; в – H_2S ; г – NH_3 .

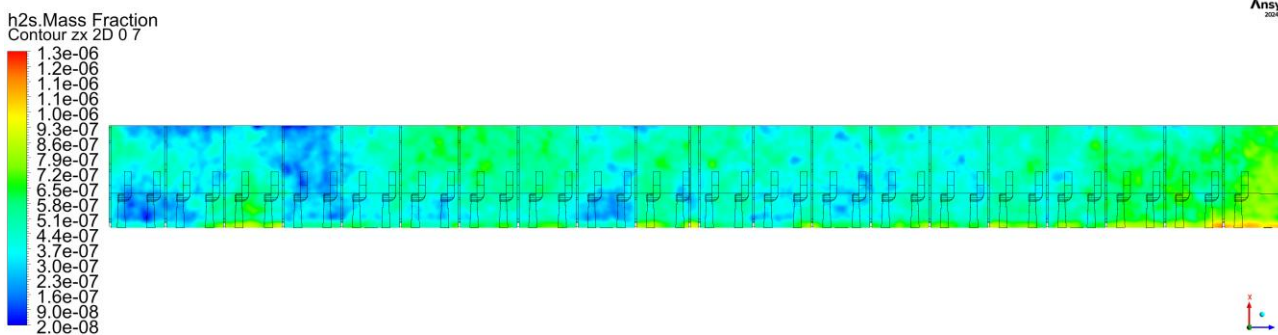
З огляду на результати чисельного моделювання (див. рис. 5.8а), усереднена масова концентрація CO_2 на висоті 0,7 м становить 0,00501 ум.од. Гранично допустима кількість CO_2 у повітрі приміщення повинна складати 0,00276 ум.од. Таким чином перевищення норм становить в 1,815 рази, що погіршує якість повітря у зазначеній ділянці та відноситься не сприятливих умов утримання птиці. З огляду на рис. 5.9а, усереднена швидкість становить 0,03232956 м/с. Згідно норм утримання птиці, гранично допустима швидкість повітря повинна становити від 0,6 до 1 м/с. Для вирішення даної проблеми і підвищення швидкостей повітря у зазначеній ділянці, автори рекомендують, встановити на виході з теплообмінного апарата конфузур спеціальної конструкції. Таким чином, свіже припливне повітря буде досягати рівня птиці на більших швидкостях і створювати покращений повітрообмін. Що в свою чергу, піднімаючи повітря від птиці в гору, концентрація CO_2 у повітрі над рівнем птиці буде у допустимих нормах. Щодо інших шкідливих речовин, вони знаходяться у нормах, їх кількість складає: H_2O – 0,012 ум.од.; H_2S – $4,491 \cdot 10^{-7}$ ум.од.; NH_3 – $2,021 \cdot 10^{-7}$ ум.од.



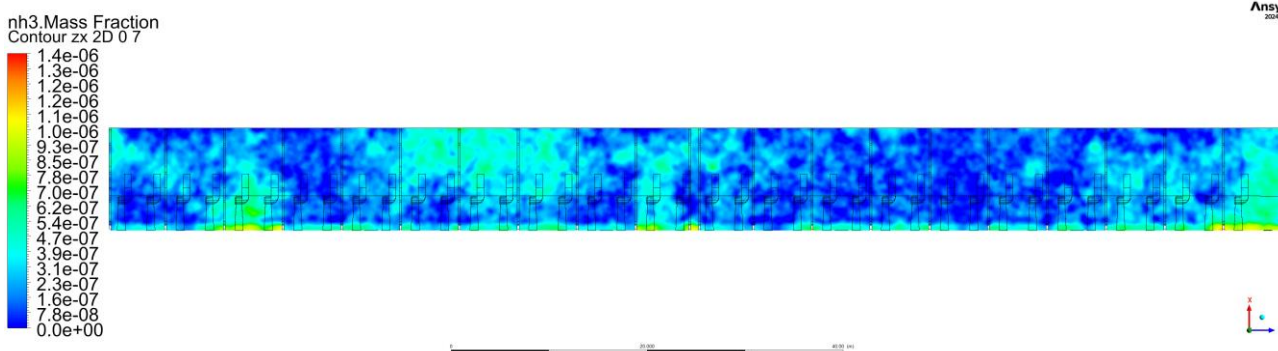
а



б



В

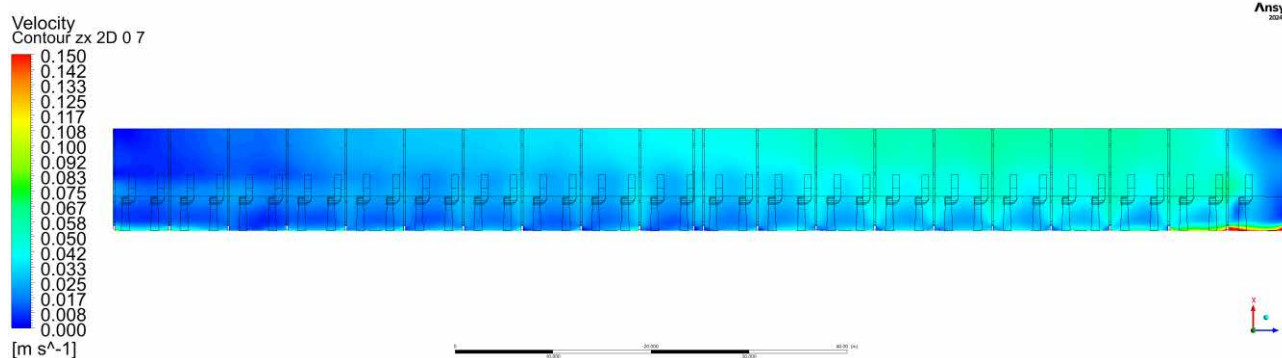


Г

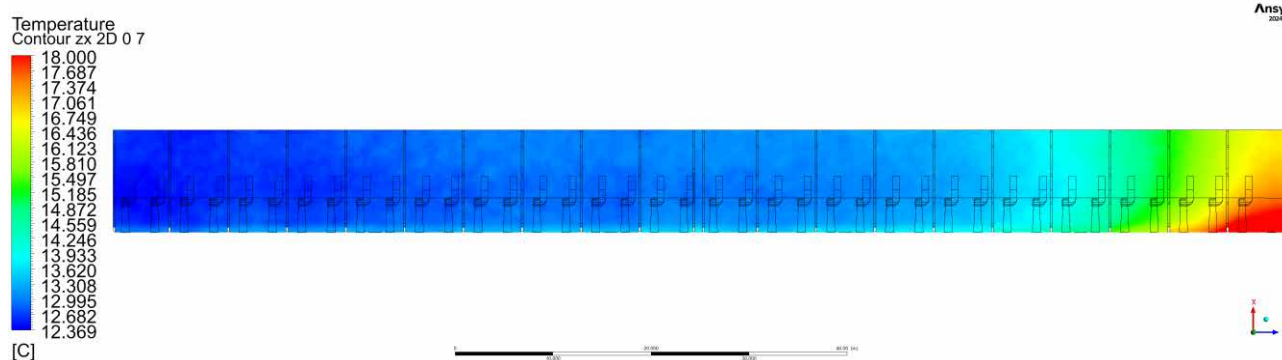
Рис. 5.8. Масова частки основних речовин відпрацьованого повітря у приміщенні пташника по осі zx на висоті 0,7 м від рівня підлоги:

а – CO_2 ; б – H_2O ; в – H_2S ; г – NH_3 .

Температура повітря на рівні 0,7 м від підлоги коливається від $+12,37$ °С до $+19,11$ °С. Найхолодніша зона знаходиться на передній торцевій стінці пташника, далі повітря нагрівається по довжині пташника. Усереднена температура на цій ділянці складає $+13,508$ °С. Підвищення температури поблизу задньої торцевої стінки (рис. 5.9а, 5.10), як уже вище сказано, супроводжене через відсутність останнього (40-го) теплообмінника. У цій ділянці відбувається певна застійна зона, через що і спостерігається підвищення температур. Також, спостерігаємо підвищення концентрації шкідливих речовин.



а



б

Рис. 5.9. Поле швидкостей, м/с (а), і поле температур, °С (б) у приміщенні пташника по осі xz на висоті 0,7 м від рівня підлоги

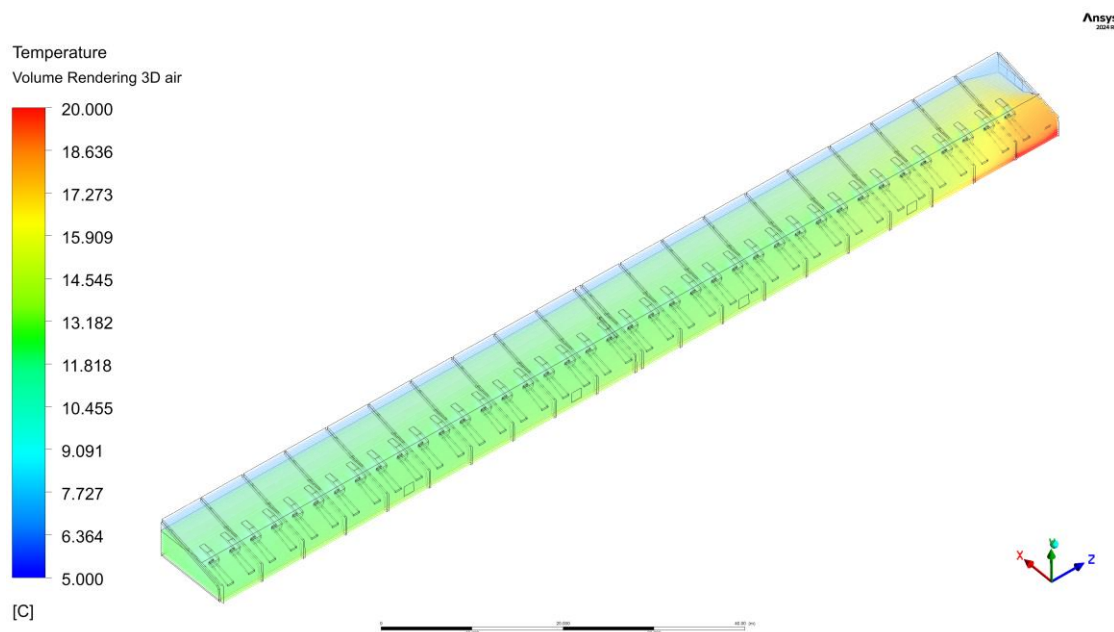


Рис. 5.10. Візуалізація температури повітря пташника в межах від +5 до +20 °С

У роботі [26] пропонується для видалення повітря використовуються витяжні вентилятори типу Munters EM50 1,5Нр. Вентилятори змонтовані на

боковій стіні в кількості 4 од. та 1 на торцевій стіні. Однак, із запропонованим розташуванням витяжного вентилятора на торцевій стінці пташника, система вентиляції працює не достатньо ефективно. Тому в подальшому не рекомендується застосовувати витяжні вентилятори на торцевій стінці, при умові включення вентиляторів на боковій стіні.

Автори статті [27] прийнявши до уваги праці [14, 15] підняли припливні клапани на висоту 0,21 м від перекриття з кутом спойлера 73° . Витяжні вентилятори знаходяться на торцевій стінці пташника в загальній кількості 6 шт. Аналізуючи дослідження виявлено, що у самому центрі, по довжині приміщення, пташника на 16.23 м утворюється вихор у верхній частині приміщення. За рахунок збурення по довжині пташника на 50.78 м, поблизу перекриття відбуваються застійні зони. Повітря направляєтся даліше по пташнику і з 90 м спостерігається затухання інтенсивності подачі повітря через припливні клапани. Це зумовлено розташуванням вентиляторів на задній торцевій стінці. Що супроводжує турбулентністю потоку через інтенсивність всмоктування повітря тими ж вентиляторами. Про чисельне моделювання такої ж конструкції пташника досить докладно представлено в [28]. І з огляду на попередні результати досліджень мають як позитивний, так і негативний вплив на птицю загалом.

Оцінка результатів [29] показала, що друга нова модель, у якій 15 вентиляторів розташовані на східній стіні та три випарні охолоджувальні панелі на західній стіні, забезпечує найкращу продуктивність. У цій моделі швидкість на рівнях птахів становить 2,5 м/с, а максимальна температура становить 308 К (+34,85 °С). Крім того, відносна вологість становить від 60 до 75%, що на 10% нижче, ніж у оригінальній моделі попереднього дослідження CO_2 та NH_3 і концентрації всюди в межах допустимого діапазону. Таким чином, не зважаючи на забезпечену в нормах концентрацію шкідливих газів, температура в пташнику має перевищення на 6,85 °С від норми і швидкість повітря поблизу птиці перевищені на 0,5 м/с. Тому вдосконалення системи вентиляції потребує вдосконалення.

Згідно інженерним розрахункам для опалення пташника без системи рекуперації необхідно близько 187 кВт теплової енергії. Із застосуванням системи рекуперації для підігріву повітря в пташнику з +13,508 °С до +18 °С необхідно 43,256 кВт теплової енергії. Таким чином, теоретичні розрахунки показали, що економія теплової енергії складає 76,87 %. З огляду на проведені чисельні моделювання – 82,03 %. Похибки досліджень складає 5,12 %.

При застосуванні запропонованої системи рекуперації необхідно 78 теплообмінних апаратів із загальною вартістю 71 827 дол. США (2,96 млн. грн). Додаткові матеріали та повітропроводи – 33 972 дол. США (1,4 млн. грн). Для проведення реконструкції пташника на монтажні роботи необхідно близько 74 059 дол. США (3,05 млн. грн). Таким чином, загальна вартість проведених робіт складає 179 858 дол. США (7,41 млн. грн). Курс долара США до Української гривні станом на 2024.09.27 складає 41,21 грн.

При застосуванні сучасних систем опалення на основі теплогенераторів, які працюють на природному газі необхідно 2 теплогенератори із загальною тепловою потужністю 200 кВт. Середнє споживання низько калорійного природного газу (G25) складає 11,8 м³/год. Із запропонованою системою рекуперації тепла необхідно один теплогенератор який споживає 5 м³/год низько калорійного природного газу (G25). За час опалювального сезону (рік) споживання газу для 2-х теплогенераторів складатиме близько 101 952 м³, а при системі рекуперації – споживання газу становить 21 600 м³.

Згідно «Нафтогаз Україна» станом на 2024.09.27 ціна на природний газ для бізнесу складатиме 436,7 дол. США/тис. м³ (18 тис. грн/тис. м³). Таким чином за опалювальний сезон (рік) затрати на газ без системи рекуперації складає 44 522 дол. США (1,835 млн. грн), а з системою рекуперації – 9 433 дол. США (0,388 млн. грн). Економія на споживання газу за рік складає 35 089 дол. США (1,447 млн. грн). Термін окупності запропонованої системи рекуперації складає 5,12 роки. Враховуючи тенденцію зростання цін на енергоресурси, термін окупності з плином часом буде зменшуватись.

ВИСНОВКИ

1. Запропонована нова система підтримання нормованого мікроклімату в пташниках, що полягає у рекуперації тепла із використанням теплообмінних апаратів, у яких відбувається нагрівання зовнішнього повітря за рахунок відпрацьованого повітря без застосування додаткової системи опалення.

2. Проведено розрахунок повітрообміну в пташнику, розрахунки показали, що в холодний період року необхідно $155664 \text{ м}^3/\text{год}$, а в теплий період року $852528 \text{ м}^3/\text{год}$. Кратність повітрообміну складає 98,25. Обрано вентилятори типу Munters EM50 1,5Hr в кількості 25 шт.

3. Розглянуто різновиди системи опалення та рекуперації тепла в пташниках. Проведено розрахунок системи опалення, знайдено, що при традиційній системі опалення необхідно близько 1867,1 кВт теплової енергії. При рекуперації тепла із застосуванням теплообмінного обладнання яке здатне нагрівати припливне повітря до $+8 \text{ }^\circ\text{C}$, де середньодобова температура складає $-7 \text{ }^\circ\text{C}$, необхідно 433 кВт, це дозволяє економити близько 76,8 % енергоресурсів.

4. Проведено розрахунок теплообмінного апарата нової конструкції для системи опалення пташників. Теплообмінник буде площу поверхні пучка труб $340,34 \text{ м}^2$, двох колекторного типу в кількості 12 шт. Необхідна потужність двигуна вентилятора, для прокачування повітря, 3,3 кВт, насосу – 5,8 кВт.

5. Розроблено математичну модель аеродинаміки і теплопереносу в пташнику. В результаті чисельного моделювання отримано розподіли температур, швидкостей та тисків в приміщенні пташника. В результаті проведеного аналізу поля температур в пташнику показано, що на окремих ділянках температура в середньому складає від $+12,5 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+13,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким чином, враховуючи отримані розподіли температур і швидкостей від рівня підлоги до позначки 0,7 м, можна зробити висновок, що при запропонованій системі рекуперації температура складає від $+12,37 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+19,11 \text{ }^\circ\text{C}$, усереднена швидкість $0,032 \text{ м/с}$. Таким чином, система рекуперації, піднімає температуру від $-7 \text{ }^\circ\text{C}$ зовнішнього повітря до $+13,508 \text{ }^\circ\text{C}$ над рівнем підлоги на 0,7 м, з

необхідних $+18\text{ }^{\circ}\text{C}$, яке необхідне для нормованого утримання птиці. Термін окупності запропонованої системи рекуперації складає близько 5,12 роки.

6. Перевагою запропонованої системи рекуперації припливного повітря у порівнянні з існуючими полягає в тому, що розподіли температур повітря в пташнику близькі до нормованих у зимовий період року. Що забезпечує 82% тепла від необхідного. Наступною перевагою є нормований розподіл концентрації шкідливих речовин в пташнику, а саме: H_2O – 0,012 ум.од.; H_2S – $4,491 \cdot 10^{-7}$ ум.од.; NH_3 – $2,021 \cdot 10^{-7}$ ум.од. Недоліком даної системи являється перевищення норми концентрації CO_2 в 1,815 рази що складає 0,00501 ум.од. від допустимих 0,00276 ум.од. Це зумовлено малими швидкостями над рівнем птиці.

7. З метою покращення запропонованої системи рекуперації тепла, рекомендується встановити на виході з теплообмінного апарата конфузори спеціальної конструкції. Враховуючи, що усереднена швидкість на висоті над рівнем підлоги на 0,7 м складає 0,0323 м/с від допустимих 1 м/с, із підвищення швидкості повітря, завдяки конфузору, свіже припливне повітря буде досягати рівня птиці і створювати покращений повітрообмін. Що в свою чергу, піднімаючи повітря від птиці в гору, концентрація CO_2 у повітрі над рівнем птиці буде у допустимих нормах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Проектування систем електрифікації та автоматизації АПК: [підручник] / [Мартиненко І.І., Лисенко В.П., Тищенко Л.П. та ін.]; під ред. Мартиненко І.І. – К., 2008. – 330 с.
2. Підприємства птахівництва: відомчі норми технологічного проектування: ВНТП-АПК-04.05//К.- 2005.- 90 с.
3. Мартиненко І.І., Лисенко В.П., Тищенко Л.П., Болбот І.М., Олійник П.В. Проектування систем електрифікації та автоматизації АПК: Підручник. – К., 2008. 330 с
4. Системи видалення, обробки, підготовки та використання гною: ВНТП-АПК-09.06 Си//К. – 2006. 100 с.
5. Проектування систем електрифікації та автоматизації АПК: [підручник] / [Мартиненко І.І., Лисенко В.П., Тищенко Л.П. та ін.]; під ред. Мартиненко І.І. – К., 2008. 330 с.
6. Курсове і дипломне проектування. [Навчальний посібник] / [П.С. Кащенко, О.І. Біленко, О.А. Устименко та ін.]. – Київ. «Аграрна освіта», 2008. – 502 с.
7. Bjerg, B., Norton, T., Banhazi, T., Zhang, G., Bartzanas, T., Liberati, P., et al. (2013). Modelling of ammonia emissions from naturally ventilated livestock buildings. Part 1: Ammonia release modelling. *Biosystems Engineering*, 116(3), 232e245. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2013.08.001>.
8. Bustamante, E., Garcí'a-Diego, F. J., Calvet, S., Estell_es, F., Beltr_an, P., Hospitaler, A., et al. (2013). Exploring ventilation efficiency in poultry buildings: The validation of computational fluid dynamics (CFD) in a cross-mechanically ventilated broiler farm. *Energies*, 6(5), 2605e2623. <https://doi.org/10.3390/en6052605>.
9. Kwon, K. S., Lee, I. B., Zhang, G. Q., & Ha, T. (2015). Computational fluid dynamics analysis of the thermal distribution of animal occupied zones using the jet-drop-distance concept in a mechanically ventilated broiler house. *Biosystems Engineering*, 136, 51e68. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2015.05.008>.

10. Wang, K., Wang, X., & Wu, B. (2014). Assessment of hygrothermal conditions in a farrowing room with a wet-pad cooling system based on CFD simulation and field measurements. *Transactions of the ASABE*, 57(5), 1493e1500. <https://doi.org/10.13031/trans.57.10634>.

11. Manbeck, H. B., Hofstetter, D. W., Murphy, D. J., & Puri, V. M. (2016). Online design aid for evaluating manure pit ventilation systems to reduce entry risk. *Frontiers in Public Health*, 4(May), 1e16, 108 <https://doi.org/10.3389/fpubh.2016.00108>.

12. Norton, T., Grant, J., Fallon, R., & Sun, D. W. (2010). Assessing the ventilation performance of a naturally ventilated livestock building with different eave opening conditions. *Computers and Electronics in Agriculture*, 71(1), 7e21. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2009.11.003>.

13. Erdem Küçüktopcu, Bilal Cemek, Evaluating the influence of turbulence models used in computational fluid dynamics for the prediction of airflows inside poultry houses, *Biosystems Engineering*, Volume 183, 2019, Pages 1-12, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.04.009>.

14. Trokhaniak V.I., Rogovskii I.L., Titova L.L., Dziubata Z.I., Luzan P.H., Popyk P.S. Using CFD simulation to investigate the impact of fresh air valves on poultry house aerodynamics in case of a side ventilation system. *INMATEH-Agricultural Engineering*, vol. 62, no. 3, 2020, pp. 155-164. <https://doi.org/10.35633/inmateh-62-16>

15. Trokhaniak V.I., Spodyniuk N.A., Trokhaniak O.M., Shelimanova O.V., Luzan P.H., Luzan O.R. INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF EXHAUST FANS' LOCATION ON THE UPPER LINE ON POULTRY HOUSE AERODYNAMICS WITH THE USE OF CFD. *INMATEH - Agricultural Engineering*, vol. 67, no. 2, 2022, pp. 425-432. <https://doi.org/10.35633/inmateh-67-43>.

16. Cheng, Q.Y., Li, H., Rong, L., Feng, X.L., Zhang, G.Q., & Li, B.M. (2018). Using CFD to assess the influence of ceiling deflector design on airflow distribution in

hen house with tunnel ventilation. *Computers and Electronics in Agriculture*, 151, 165-174. doi: 10.1016/j.compag.2018.05.029.

17. Trokhaniak, V.I., Rutylo, M.I., Rogovskii, I.L., Titova, L.L., Luzan, O.R., & Bannyi, O.O. (2019). Experimental studies and numerical simulation of speed modes of air environment in a poultry house. *INMATEH Agricultural Engineering*, 59(3), 9-18. doi: 10.35633/INMATEH-59-01.

18. Bustamante, E., Calvet, S., Estelles, F., Torres, A.G., & Hospitaler, A. (2017). Measurement and numerical simulation of single-sided mechanical ventilation in broiler houses. *Biosystems Engineering*, 160, 55-68.

19. Pourvosoghi, N., Nikbakht, A.M., Sharifian, F., & Najafi, R. (2018). Numerical analyses of air velocity and temperature distribution in poultry house using computational fluid dynamics. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 56(3), 109-118.

20. ANSYS. Fluent theory guide. Release 2024 R1. (2024).

21. Rojano, F., Bournet, P.-E., Hassouna, M., Robin, P., Kacira, M., & Choi, C.Y. (2015). Modelling heat and mass transfer of a broiler house using computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*, 136, 25-38.

22. Rojano, F., Bournet, P.-E., Hassouna, M., Robin, P., Kacira, M., & Choi, C.Y. (2016). Computational modelling of thermal and humidity gradients for a naturally ventilated poultry house, *Biosystems Engineering*, 151, 273-285. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2016.09.012.

23. Tong, X., Hong, S.-W., & Zhao, L. (2019). CFD modelling of airflow pattern and thermal environment in a commercial manure-belt layer house with tunnel ventilation. *Biosystems Engineering*, 178, 275-293. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2018.08.008.

24. Tong, X., Hong, S.-W., & Zhao, L. (2019). Using CFD simulations to develop an upward airflow displacement ventilation system for manure-belt layer houses to improve the indoor environment. *Biosystems Engineering*, 178, 294-308, doi: 10.1016/j.biosystemseng.2018.08.006.

25. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель: ДБН В.2.6–31:2021. – [Чинні від 2022–01–31] // Мінбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2022. – 23 с. – (Державні будівельні норми України).

26. Trokhaniak, V., Ivanovs, S., Nasieka, Y., Chernysh, O., Aboltis, A., Ihnatiev, Y., Synyavskiy, O. (2023). USAGE OF CFD FOR RESEARCH ON LATERAL VENTILATION SYSTEM IN POULTRY HOUSE. Engineering for Rural Development, Vol. 22, pp. 582–587. <http://dx.doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF120>.

27. Bulgakov, V., Aboltins, A., Trokhaniak, V., Beloev, H., Trokhaniak, O., Holovach, I., Synyavskiy, O. (2023). Research on gas dynamic flows in poultry house lateral ventilation system using cfd modelling. Engineering for Rural Development, Vol. 22, pp. 842–848. <http://dx.doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF164>.

28. Trokhaniak V.I., Spodyniuk N.A., Lendiel T.I., Luzan P.H., Mishchenko A.V., Tarasenko S.V., Popa L., Ionita C. (2023). INVESTIGATION OF AN IMPROVED SIDE VENTILATION SYSTEM IN A POULTRY HOUSE USING CFD. INMATEH - Agricultural Engineering, Vol. 69, no. 1, pp. 384-393.

29. Ahmadi Babadi K., Khorasanizadeh H., Aghaei A. (2022). CFD modeling of air flow, humidity, CO₂ and NH₃ distributions in a caged laying hen house with tunnel ventilation system. Computers and Electronics in Agriculture, Vol. 193, 106677, <https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106677>.