

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

В.І. Троханяк

**СИСТЕМА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У
ПТАШНИКАХ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ
НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ
ҐРУНТУ**

МОНОГРАФІЯ

**Київ
«ЦП «Компринт»
2018**

УДК 620.97:536.584.24:631.227

ББК 31.22.317:38.75

Т70

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Національного університету біоресурсів і природокористування України
(протокол № 4 від 28 листопада 2018 р.)*

Рецензенти:

А.О. Авраменко, доктор технічних наук, професор, член.-кор. НАН України, заслужений діяч науки і техніки України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, завідувач відділу тепломасообміну і гідродинаміки у елементах теплообмінного обладнання Інституту технічної теплофізики НАН України

О.Я. Захарів, доктор сільськогосподарських наук, професор кафедри Екології, охорони навколишнього середовища та збалансованого природокористування Відокремленого підрозділу НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

С.А. Шворов, доктор технічних наук, професор кафедри Автоматики та робототехнічних систем ім. акад. І.І. Мартиненка НУБіП України

Троханяк В.І.

Т70 Система енергозбереження у пташниках із використанням низькопотенціальної енергії ґрунту: [Монографія]. – К.: «ЦП «Компринт», 2018. – 386 с.

ISBN 978-966-929-860-7

Монографія присвячена вирішенню науково-прикладного завдання, яке полягає в удосконаленні електротехнічного комплексу для підтримки нормованого мікроклімату в птахівничому приміщенні із застосуванням низькопотенціальної енергії ґрунту і теплообмінників-рекуператорів для охолодження і часткового нагрівання припливного повітря.

Розглянуто різні способи обробки повітря в пташниках, наявні системи автоматизації та методи управління вентиляційно-опалювальним обладнанням для підтримання нормованого повітрообміну в пташниках.

Проведено чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах нових конструкцій теплообмінних апаратів, а також вентиляційного повітря в птахівничих приміщеннях з використанням і без використання нової системи охолодження припливного повітря. Із використанням програмного забезпечення ANSYS Fluent отримані поля швидкостей, температур і тисків в каналах нових теплообмінних апаратів і приміщенні пташника.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень запропоновано та розроблено нову електротехнічну систему підтримання мікроклімату в пташнику, яка базується на використанні води підземних свердловин із застосуванням теплообмінників-рекуператорів для охолодження та часткового нагрівання припливного повітря в літній і зимовий періоди року.

ISBN 978-966-929-860-7

УДК 620.97:536.584.24:631.227

ББК 31.22.317:38.75

© Троханяк В.І., 2018

© НУБіП України, 2018

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ	8
ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ В ПТАШНИКАХ І СТАН ПРОБЛЕМИ	14
1.1. Основні принципи формування технологічних параметрів мікроклімату при утриманні птиці	14
1.2 Системи кондиціонування припливного повітря.....	22
1.3. Електрообладнання для підтримання нормованого мікроклімату в птахівничому приміщенні.....	37
1.4. Тепло-масообмін через зовнішні огорожувальні конструкції пташників	56
1.5. Основні конструкції та характеристики теплообмінного обладнання у вентиляційних системах	59
1.6. Основні завдання для створення нового теплообмінного апарату.	65
1.7. Висновки по розділу 1	71
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ПІДТРИМАННЯ НОРМОВАНОВОГО МІКРОКЛІМАТУ В ПТАШНИКАХ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ.....	73

2.1. Розробка енергоефективної системи підтримання мікроклімату у птахівничих приміщеннях з використанням води з підземних свердловин та теплообмінних апаратів для охолодження припливного повітря	73
2.2. Чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу при вентиляції приміщень пташників у літній період року	84
2.3. Побудова сітки МКЕ в 3D для пташника	94
2.4. Результати досліджень чисельного моделювання процесів гідродинаміки і теплообміну при вентиляції повітря птахівничих приміщень	100
2.5. Чисельне моделювання гідродинаміки і тепло переносу у пташнику для ефективного розміщення вентиляційного обладнання	114
2.6. Верифікація результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень процесів теплообміну в приміщенні пташника	126
2.7. Вибір та розташування електрообладнання для нової енергозберігаючої системи мікроклімату і їх алгоритми керування.....	131
2.8. Математичне моделювання системи мікроклімату в пташниках у літній та зимовий період року за допомогою системи MATLAB Simulink.....	138
2.9. Висновки до розділу 2.....	147

РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО -	
МАСООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ НОВОЇ	
КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИПЛИВНОГО	
ПОВІТРЯ ВОДОЮ ПІДЗЕМНИХ СВЕРДЛОВИН	150
3.1. Конструкція теплообмінника-рекуператора з компактним	
розміщенням пучка труб.....	150
3.2. Вибір граничних умов і моделі турбулентності для	
чисельного моделювання ТА	153
3.3. Методика побудови сітки MKE в ANSYS Meshing для	
трубного пучка.....	159
3.4. Методика визначення коефіцієнта тепловіддачі в	
ANSYS Fluent.....	176
3.5. Чисельне моделювання шахового пучка труб.....	180
3.6. Моделювання процесів тепло- масообміну та	
теплогідравлічна ефективність запропонованих пучків труб	186
3.7. Чисельне моделювання компактного пучка труб	198
3.8. Висновки по розділу 3	208
РОЗДІЛ 4. МОДЕРНІЗАЦІЯ ТЕПЛООБМІННОГО	
ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ	
ПТАШНИКА.....	210
4.1. Розробка та порівняння теплообмінників для бокової	
і тунельної системи вентиляції	210
4.2. Підвищення ефективності теплообмінника для	
тунельної системи вентиляції	217
4.3. Чисельне моделювання та удосконалення ТА з	
прямолінійними пучками труб.....	226

4.3.1. Конструктивні дані для чисельного моделювання ТА.....	226
4.3.2. Результати чисельного моделювання ТА з прямолінійними пучками труб.....	233
4.3.3. Тепло гідравлічна ефективність ТА з прямолінійними пучками труб	239
4.3.4. Аналіз результатів чисельного моделювання	245
4.4. Висновки по розділу 4	255
РОЗДІЛ 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ ПІДТРИМАННЯ МІКРОКЛІМАТУ В ПТАШНИКАХ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ.....	
5.1. Експериментальна установка для охолодження припливного повітря пташника	258
5.2. Порівняння результатів розрахунків математичного моделювання та експериментальних даних	265
5.3. Розробка нейроінформаційної системи керування електротехнічним комплексом пташника.....	270
5.4. Апаратна реалізація режимів автоматичного керування модернізованим електротехнічним комплексом пташника із використанням нечітких нейронних мереж.....	280
5.5. Техніко-економічний аналіз вентиляції та теплопостачання птахівничого приміщення з використанням нової системи підтримання мікроклімату.....	283
5.6. Висновки по розділу 5	286
ВИСНОВКИ	289

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ЛІТЕРАТУРИ	292
ДОДАТОК А. ВИБІР ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПІДЛОГОВОГО УТРИМАННЯ БРОЙЛЕРІВ ТА КУРОК-НЕСУЧОК.....	325
ДОДАТОК Б. РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ДОСЛІДЖУВАНИХ ПУЧКІВ	336
ДОДАТОК В. ДАНІ ДЛЯ НАВЧАННЯ НЕ ЧІТКОЇ НЕЙРОІНФОРМАЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ	346
ДОДАТОК Г. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДАНІ ЕЛЕКТРИЧНИХ ТА ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКО ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ	383

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія, $\text{м}^2/\text{с}$;

ΔT – різниця температур, $^{\circ}\text{C}$;

Δp – перепад тиску на вході і виході, Па ;

a – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$;

b – відносний поперечний крок;

d – діаметр, м ;

f – коефіцієнт гідравлічного опору;

F – площа, м^2 ;

f – функція;

G – масова витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{с}$;

$h(y)$ – функція висоти покрівлі в перерізі $0y$, м ;

k – кінетична енергія;

L – довжина, м ;

Nu – число Нуссельта;

Pr – число Прандтля;

q – густина теплового потоку, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

Q – кількість теплоти, Вт ;

Re – число Рейнольдса;

s – кроки, м ;

t – температура, $^{\circ}\text{C}$;

u, v, w , – векторне поле швидкостей, $\text{м}/\text{с}$;

V – повітрообмін, $\text{м}^3/\text{с}$;

W – волого виділення, г/с;
 w – швидкість, м/с;
 ε – швидкість дисипації;
 λ – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/м • К⁰;
 μ – динамічна в'язкість середовища, Па•с;
 ρ – густина середовища, кг/м³;
 τ – час, с;
 ϕ – кут, відносної вологості повітря, %;
 a – відносний повздовжній крок;
 E – теплогідравлічна ефективність;
 K – капітоловкладення, грн;
 M – ширина, м;
 H – висота пташника, м;
 p – тиск, Па;
 c – питома теплоємність середовища, Дж/кг • К⁰;
 T – температура в деякій точці, К⁰;
 Ц – ціна, грн.

Індекси нижні

v – внутрішній;	пт – птиця;
1 – поперечний;	p – рівняння;
2 – повздовжній;	z – збурення;
d – діаметр;	пос – послід;
$W.T.$ – зовнішня стінка труби	тр – труба
$WALL$ – потік на стінці	REFF – пристіночний
	контрольний об'єм

вих – вихідне;	t – турбулентне число;
вх – вхідне;	d – вологовміст;
ел.ен. – електрична енергія;	v – вентиляційне повітря;
з – зовнішній;	вип – випаровування;
зап – запропонований;	ок – окупність;
i – ітий порядок;	цн – циркуляційний насос;
л.с. – листова сталь	– – усереднене значення
мах – максимальний	заг – загальний;
ст – стінка;	пов – повітря;
T – традиційний;	ГТ – ґрунтовий теплообмінник
ТА – теплообмінний апарат;	w – навколишнє середовище.

Скорочення

Б – близькість;
 ВО – вентиляційне обладнання;
 ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;
 ЗТ – зовнішня товщина;
 К – кривизна;
 КГУ – когенераційна установка;
 МКЕ – метод кінцевих елементів;
 ПП – плавний перехід;
 СВО – система випарного охолодження;
 ТА – теплообмінний апарат;
 ТГ – теплогенератор;
 ТОУ – типовий об’єкт управління;

ТСУ – тиристорна станція управління;
ПЖ – припливні жалюзі;
ПК – персональний комп'ютер;
ПКк – припливні клапани;
РРП – рівняння радіаційного перенесення;
ФАР – фактор аналогії Рейнольдса;
ЧП – частотний перетворювач;
DO – Discrete Ordinates.

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку енергетичного комплексу України важливою проблемою є збільшення потужності енергоресурсів та енергозбереження в усіх галузях промисловості та сільського господарства. Швидкий розвиток птахівничої галузі в агропромисловому комплексі України, який спостерігається останнім часом, пов'язаний з важливою проблемою вдосконалення систем підтримання мікроклімату в птахівничих приміщеннях. Це зумовлено необхідністю підвищення продуктивності та зниження собівартості продукції птахівничих комплексів. Зазначені проблеми нерозривно пов'язані із застосуванням сучасних методів енергозабезпечення цих об'єктів і використанням новітніх засобів енергопостачання та альтернативних джерел енергії. Тому актуальним є розроблення нових підходів та вдосконалення електротехнічних комплексів для існуючих систем енергопостачання птахоферм.

Розвиток нових технологій в енергетичній галузі, перехід на новий рівень енергозабезпечення об'єктів, у тому числі вентиляційних систем птахівничих комплексів, характеризується пришвидшенням темпів зростання всіх кількісних та якісних показників виходу продукції, а також удосконаленням всієї структури птаховиробництва.

Підвищення продуктивності птахофабрик пов'язане з необхідністю створення оптимального мікроклімату в

приміщеннях пташників. При цьому важливою задачею стає пошук нових підходів і принципів для вирішення проблеми охолодження та нагрівання припливного повітря птахівничих приміщень у літній і зимовий період. Ця проблема є особливо важливою у зв'язку зі зниженням продуктивності роботи птахоферм, що зумовлено недосконалістю існуючих систем мікроклімату в літній період за наявності високої температури та вологості зовнішнього повітря. Слід зазначити, що існуючі системи енергопостачання пташників потребують великих витрат енергоресурсів та коштів для забезпечення мікроклімату в птахівничих приміщеннях. Тому необхідною передумовою заощадження ресурсів у цій галузі стає проведення нових досліджень з удосконалення систем мікроклімату на птахофермах.

Питання підвищення енергоефективності пташників розглядали такі вчені, як П. М. Болотнов, І. А. Мимрин, Д. Балнев, Я. Халзебош, Г. Л. Нелсон, Д. Кампбел та інші автори. Незважаючи на це, низка питань так і залишилася не до кінця вивченою, а саме: діючі системи охолодження пташників є енергозатратними та недостатньо ефективними. Крім того, вони не забезпечують необхідного рівня температур та вологісний режим у пташниках в літній період року. Саме це й зумовлює актуальність широкої постановки робіт, спрямованих на вивчення процесів у електротехнічному комплексі, засобів підвищення енергетичної ефективності та підтримання мікроклімату в пташнику.

РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ В ПТАШНИКАХ І СТАН ПРОБЛЕМИ

1.1. Основні принципи формування технологічних параметрів мікроклімату при утриманні птиці

Сьогодні в економіці України одним із найактуальніших виступає ринок сільського господарства, в якому особливого значення набуває птахівництво, важливим аспектом якого визначається енергозбереження всього електротехнічного устаткування, що знаходиться у пташниках. Сучасні методи розвитку птиці базуються на внормованому мікрокліматі пташників, які вирізняються якостями різних параметрів, таких як температура та вміст в повітрі інфекційних мікроорганізмів, вологість повітря та концентрація шкідливих газів (вуглекислого газу, аміаку, сірководню, тощо).

Важливе місце у вирощуванні птиці займає такий фактор як вологість, якщо вологість підвищена, то показники продуктивності значно поступаються, наприклад, невнормована температура має негативний вплив на засвоєння птицею кормів, що в свою чергу впливає на низький рівень несучості та недостатнє збільшення живої маси.

Одним з головних факторів впливу на продуктивні показники птиці є мікроклімат в птахівничих приміщеннях.

Підтримка необхідних параметрів мікроклімату пташників є надзвичайно важливим чинником. Із збільшенням кількості птиці в обмеженому просторі приміщення, зменшення площ та об'ємів приміщень на одиницю живої маси призводить до збільшення концентрації шкідливих газів у пташнику, що, в свою чергу, збільшує вміст в повітрі шкідливих газів (аміаку, вуглекислого газу та сірководню), пилу, мікроорганізмів тощо. Надмірна наявність шкідливих газів в повітрі негативно впливає не тільки на продуктивні показники птиці, але і на здоров'я обслуговуючого персоналу пташників, одночасно потрапляння цих газів разом з вентиляційним повітрям в атмосферу – шкодить довкіллю, тому зменшення вмісту шкідливих газів в повітрі пташників та їх викидів в природне середовище є нагальною проблемою в сучасному промисловому птахівництві. Наведені вище фактори зумовлюють необхідність у створенні ефективних систем вентиляції, яка буде регулювати потрібні параметри мікроклімату та зумовлювати підвищення продуктивності птахівничих комплексів.

Сфера промислового птахівництва визначається високою енерготехнічністю різних процесів. Оптимальний рівень вологості в пташнику повинен забезпечуватись електротехнічним комплексом системи вентиляції. Правильна вентиляційна система необхідна для підтримки балансу між температурою і вологістю, для забезпечення допустимого рівня зосередження шкідливих газів (вуглекислого газу, аміаку, тощо), що створює необхідні умови утримання птиці. Електротехнічний комплекс також

служить для видалення з пташника зайвої вологи та тепла, які виділяються птицею, що в свою чергу сприяє забезпеченню високої продуктивності виробництва продукції та одночасно весь комплекс повинен підвищувати енергетичну ефективність пташника.

Визначальними факторами мікроклімату є:

Птахівництво – одна з найекономічніших галузей тваринництва, яка при порівняно незначних витратах кормів і праці за короткий час забезпечує високоякісну продукцію. Проте є низка чинників які призводять до дисбалансу виробництва – це фізичні та біологічні фактори.

Перш за все це фізичні фактори, що включають в себе відносну вологість ϕ_v , температуру t_v , швидкість повітря v_v , напрям повітряних потоків щодо розташування птиці, концентрацію пилу та шкідливих газів в повітрі – такі параметри обґрунтовують якісні показники повітряного середовища у пташнику. Поряд з вище наведеним фактором фігурують також біологічні чинники, такі як підвищена концентрація шкідливих мікроорганізмів в повітрі приміщення, вони негативно позначаються на способах утримання птиці на птахоферма.

Багато дослідників вивчали вплив температури тіла птиці на їх розвиток, дослідження дали різні результати, так Селянський В.М., Асриян М.А., Агеев В.Н., Протопопов А.П. та інші, визначали оптимальні значення температури і встановили, що межі коливаються в діапазоні 40 – 43 °C [136, 122, 1, 131,], причому верхня критична температура становить 45 – 45,5 °C [2,

102], а нижня складає 20 – 25 °С [2, 131, 133, 139]. Підтримання температури тіла птиці на постійному рівні припустиме за умови рівноваги між виділеною біологічною теплотою птиці та віддачею надлишків теплоти в зовнішнє середовище.

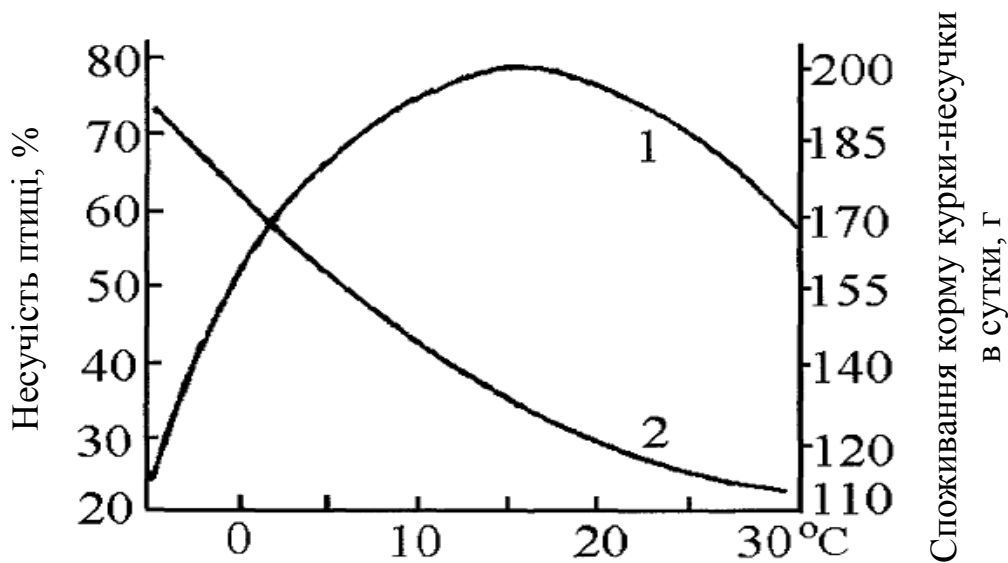


Рис. 1.1. Позначення температури внутрішнього повітря приміщення на продуктивність курки-несучки (1), а також споживання нею корму (2)

Враховуючи результати експериментальних досліджень, можна отримати наступні показники: на рис. 1.1. показано вплив температури внутрішнього повітря пташника на продуктивність курки-несучки і споживання корму на добу [24]. Аналізуючи даний рисунок, бачимо, що велика температура повітря негативно впливає на утримання птиці у пташниках. А так як у птиці відсутні потові залози охорона організму від перегріву здійснюється за допомогою пришвидшеного збільшення частоти

дихання, що провадиться шляхом підвищеної віддачі теплоти при випаровуванні води з повітроносних мішків. Дані факти були досліджені Онеговим А.П., Храбустовським І.Ф., Бронфмайном Л. і Черних В.І. [110, 24]. Проведений ними аналіз довів, що при підвищенні температури повітря t_v від 23 до 32 °С приріст ваги знижується на 26% або 2,9% на кожен градус [69]. Були й протилежні дані, згідно з якими при підвищенні значень температур t_v з 24 до 29 – 30 °С продуктивність приросту ваги птиці знижується на 16 – 45% [2, 20]. На основі ґрунтового аналізу доведено, що допустима температура повітря в пташнику знаходиться в межах 10 – 33 °С [2, 5, 100, 129, 160, 171, 177, 222].

Відносна вологість повітря.

Для підтримання в пташниках оптимальної вологості повітря велике значення має правильне забезпечення необхідних режимів вологості. Регулювання вологості повітря залежить від абсолютних величин кількості водяної пари. В якості додаткового надходження води слід відмітити такі чинники як дихання птиці, випаровування води з посліду, з поїлок і т.д. Дослідження показали, що від 1000 курей виділяється 228 л води на добу, з яких від дихання – 54 л/добу, з посліду – 174 л/добу (близько 80% від всієї води) [15]. В свою чергу Мельник В.І., Славин Р.М., Богданов М.Н., Слюсар П.М. та інші автори [102, 109, 17, 136, 138] вивчали оптимальні значення відносної вологості повітря у пташниках ϕ_v і визначили, що відносна вологість не повинна перевищувати 75 – 80% і бути нижчою 40 – 50% [5, 100, 109, 129, 160].

Наявні дані Мимрина І.А. та Балнева Д. [106, 174] свідчать, що вкрай небезпечними моментами для курей є поєднання високої температури і підвищеної відносної вологості. Ці фактори затримують необхідну тепловіддачу з поверхні тіла птиці й можуть призвести до теплового шоку, так як це призводить до зростання вдихання птахом повітря в 8 – 10 разів. В свою чергу низькі показники температур t_v і високі величини вологості ϕ_v спричинюють переохолодження птиці, що може призвести до простудних захворювань, такі твердження подають нам Малонеев С.К., Мікес М. та Слюсар П.М., та [205, 206, 138,]. Залежно від параметрів повітря змінюються показники вологості, так при низькій вологості повітря ϕ_v від 60 – 70% до 30 – 40% збільшується запиленість повітря в приміщенні пташника, внаслідок чого на 5 – 8% знижується продуктивність птиці [20]. Також висока вологість зумовлює простудним захворюванням птиці.

Немаловажну роль відіграють фізичні фактори так як вони впливають на стан птиці, до таких слід віднести швидкість повітря в приміщенні пташника v_v . Так як птиця покрита пір'ям, її тіло швидше нагрівається, йде підвищення швидкості повітря на тілі v_v , що призводить до охолоджуючого ефекту [24]. Тому в умовах збільшених температур зовнішнього повітря проходить зростання швидкості повітря до 2,0 – 2,5 м/с і це зумовлює поліпшенню фізіологічного стану птиці. Бахтин Д.І., Мотес Є., Скуя М.А., Чаус В.П. та інші дослідники [13, 105, 109, 135, 164, 205] отримали певні значення швидкості повітря в приміщеннях

для покращеного утримання птахів в холодний і теплий періоди року.

Важливим є той фактор, що підвищений ступінь сконцентрованих шкідливо діючих газів впливає на фізіологічні процеси птахів. Перебування птиці в контамінованому середовищі веде до отримання біонебезпечної продукції та захворювання птиці. Підвищена концентрація NH_3 , наприклад, на рівні 0,1 мг/л, знижує дихальну функцію на 7 – 24% [24, 129, 225]. Тривала дія підвищеної концентрації CO_2 (більше 1%) викликає хронічне отруєння птиці [15, 24, 96]. Підвищена концентрації H_2S від 0,01 до 0,03 мг/л також призводить до її отруєння [132, 138]. Гранично допустимі ступені насиченості деяких газів та їх співвідношення визначено в працях Селянського В.М., Алексєєва Ф.Ф., Мельника В.І., Прокопенко А.А. та [120, 5, 102, 109, 132].

Повітря пташників зазвичай визначається особливістю високого забруднення, наявністю порошу та шкідливих газів, що спричинює до захворювання та зниження кількості птиці. Життєдіяльність та функціонування птиці в пташниках призводить до утворення в повітрі пилу і мікроорганізмів. Кожна курка-несучка протягом доби виробляє 54 мг пилу, бройлер виділяє 70 – 80 мг [129, 138, 197]. В пташниках гранично допустима концентрація нетоксичного пилу складає 5 мг/м³, а при наявності в її складі кремнезему від 10 до 70% – 2 мг/м³ [2]. Допустимі норми пилу в пташниках досліджували Кангро А., Светлова Л.Л., Слюсар П.М. [197, 129, 138].

Поганий вплив на зосередженість пилу в повітрі та його вплив на організм птиці залежить від розмірів порошинок [2, 15, 132, 179]. Найбільш загрозливим для організму є дрібний пил. Порошинки розміром 10 мкм, коли попадають в дихальні шляхи, викидаються назовні, а дрібніші частинки розміром 5 мкм проникають всередину легень, в свою чергу ті, що мають 0,3 мкм у великих кількостях залягають в дихальних шляхах [2, 102, 132]. Фрагменти пилу діаметром більше 10 мкм, як правило, залягають у порожнині носоглотки, а діаметром 1,5 – 0,8 мкм – в основному в бронхіолах і альвеолах, менше 1 мкм – повністю осідають в легенях і можуть проникати в кров. Окрім того, пил є поширювачем шкідливої мікрофлори. Найчастіше в пташниках знаходяться представники мікрофлори, їх сферою є бактерії групи кишкової палички, стафілококів і стрептококів. Перераховані вище фактори та їх вплив на розвиток птиці детально вивчались Бессарабовим Б.Ф., Агєєвим В.Н., Мельником В.І. та іншими авторами [15, 129].

Підсумовуючи основні домінанти формування технологічних параметрів мікроклімату, слід замітити, що на утримання птиці впливають: дотримання стабільної температури яка б коливалась в межах 16-18 °С та відносна вологість, що має бути 60-80 %. Максимально допустима концентрація мікроорганізмів у пташниках (в тисячах бактеріальних клітин на 1 м³) зобов'язана складати для дорослої птиці – 250, для молодняка птиці у віці 1 – 4 тижнів – 30, у віці 5 – 9 тижнів – 50, у віці 10 – 14 тижнів – 100, у віці 15 – 22 тижнів – 150

бактеріальних клітин. Вказані вище значення допустимого зосередження мікроорганізмів наведені в нормативах [109].

Розглянуті в розділі 1.1. проблеми опрацьовані достатньо ґрунтовно, що дає можливість прийняти їх за основу для подальших досліджень при розробленні інженерних рішень, з метою створення нового електротехнічного комплексу для підтримання оптимального мікроклімату в пташниках.

1.2 Системи кондиціонування припливного повітря

Науковими дослідженнями і практикою виробництва обґрунтовано, що високий рівень продуктивності птиці досягається шляхом суворо регулювання мікроклімату в приміщенні. При зниженій температурі повітря частина корму іде на підтримку тепла в організмі, при завищеній – у птиці зменшується апетит. Тому необхідно створити правильний повітрообмін який би сприяв здоров'ю і продуктивності птиці. Як відомо необхідний повітрообмін в пташнику зумовлюється встановленням заданих параметрів внутрішнього повітря і викидання шкідливих речовин з пташника для холодного і теплого періодів року.

З метою застосування найефективніших методів, повітрообмін птахівничих приміщень в холодний період року повинен обчислюватись враховуючи допустимі норми вологи з перевіркою концентрації по вуглекислому газу. В теплий і

перехідний періоди року розрахунок повітрообміну робиться згідно теплових надлишків з перевіркою на відносну вологість повітря.

Вирощуючи птицю в пташнику, потрібно мати на увазі, що на продуктивність впливають наступні фактори: температура повітря, вологість повітря, концентрація аміаку, світловий режим, шум і вібрації, швидкість руху повітря в приміщенні пташника [49, 51].

Процес створення необхідного мікроклімату в приміщеннях птахоферм залежить від багатьох чинників, це – рівня повітрообміну, конструкції будівлі, освітленості, ефективності вентиляційних систем, типу годування, щільності розміщення птиці та інших факторів [137].

Щоб процес росту і розмноження птиці йшов успішно, необхідне створення оптимального мікроклімату в пташниках. Багатьма інженерами застосовуються різні сучасні електротехнологічні установки системи вентиляції. Влітку, коли температура зовнішнього повітря досягає $+40^{\circ}\text{C}$ і, окрім того, допоміжними джерелами теплоти є сама птиця, стає очевидним, що температура повітря в середині приміщення достатньо підвищується. Спека згубно впливає на несучість курей та стан здоров'я в цілому. Відомо, що при розкладанні сечі, виділяється аміак, який також шкодить організму птиці. Тому з усіх вище перерахованих причин складається необхідність для забезпечення такого повітрообміну, щоб птиця почувала себе достатньо комфортно, а значить – це мають бути спеціальні системи

охолодження та покращені механізми вентиляції для видалення надлишкової теплоти.

Для того щоб правильно розрахувати величини повітрообміну за концентрацією різних шкідливих речовин, слід брати до уваги найбільшу, проте розрахунковий повітрообмін не повинен бути меншим мінімально допустимого, прийнятого за нормами технічного проектування [109]. Результат технічних підрахунків мінімальної витрати зовнішнього повітря вимагає додаткового уточнення (табл. 1.1). За результатами різних досліджень бачимо неоднакову інформацію про повітрообмін в холодний та теплий періоди року, що показано в табл. 1.1.

Порівняльна характеристика даних наведених в табл. 1.1 показує, що в дослідженнях чи іноземних, так і вітчизняних науковців немає однозначної думки щодо оптимальної величини необхідного розрахункового питомого повітрообміну для птахівничих приміщень. Тому важливим для даного моменту є питання уточнення цих даних для кожного кліматичного регіону країни.

Приміщення для утримання птиці, за звичай, облаштовуються припливно-витяжними системами вентиляції. У звичайних пташниках повітрообмін в холодний період року здійснюється за допомогою механічної системи вентиляції (рис. 1.2-1.5), а в теплий період року – шляхом комбінованої (механічної і гравітаційної) системи вентиляції. Не можна утримувати птицю в поганих умовах повітрообміну, тому створена схема циркуляції повітря має залежати від внутрішнього

планування приміщень, виду утримання птахів (кліткове, підлогове), необхідної продуктивності, геометрії розміщення та взаємодії вентиляційних пристроїв. Відомості про різновиди вентиляційних систем можна знайти в працях Бронфмана Л.І., Данилова А.К., Кокоріна О.Я., Масловського Н.А., Федорова Н.М. та інших авторів [24, 50, 82, 101, 159, 186, 202].

Таблиця 1.1

**Мінімальна кількість зовнішнього повітря, що подається в
пташники, м³/год на 1 кг живої маси курей**

Джерело літератури	Повітрообмін, м ³ /год	
	Холодний період року	Теплий період року
[15]	1,5...2,0	9,0
[102]	1,5...1,8	4,5...5,0
[33]	1,5...2,5	4,0...5,0
[2]	Менше 0,7	Не менше 4,0
[135]	0,75	5,2
[160]	1,5...2,5	3,0...6,0
[5]	1,9	5,5
[109]	0,7	4,0
[18]	1,4...1,8	4,8
[140]	1,0	1,0...1,5

Турботи про комфортне проживання і вигодовлю птиці відносяться до розряду першочергових. З метою правильного

виросування поголів'я птиці в пташнику потрібні точні параметри повітря котрі має забезпечити вентиляційна система, головними аспектами якої є взаємопов'язний комплекс електротехнічних пристроїв. Головна їх ціль прислужитись покращенню зовнішніх умов при вирощуванні поголів'я птиці, так як забезпечення і підтримання ефективного мікроклімату є дуже важливим фактором.

Існує два основних типи вентиляції: природна і механічна. На птахофермах з природною вентиляцією система повітрообміну створена таким чином, що навколишнє повітря надходить через вхідні жалюзі, які регулюються серводвигунами, і виходить через вікна, які краще розмістити у верхній частині пташника. Та проблема в тому, що природна вентиляція, як система, не дає можливості ефективно контролювати необхідні параметри повітряного середовища в такому приміщенні, вона продуктивна тільки тоді, коли параметри вологи і температури навколишнього середовища близькі до оптимальних вимірів, Саме правильні температурні умови і потрібно підтримувати у пташнику. Для прикладу, у спеку природна вентиляція не здатна забезпечити необхідний повітрообмін та температуру повітря в пташнику.

Другим типом вентиляції служить механічна система вентиляції вона характеризується високими виробничими показниками та є економічно вигідною.

Правильно вмонтовані вентиляції дають змогу краще здійснювати повітрообмін. За принципами облаштування

повітряних потоків та геометрії розташування вентиляційного обладнання, вентиляцію пташників ділять на вертикальну, поперечну, поздовжню і тунельну.

Так як вентиляція виступає як один з найголовніших елементів забезпечення оптимальних умов вирощування поголів'я в пташнику, слід розуміти головні принципи вентиляції для забезпечення ефективного обладнання пташника й здійснення всього технологічного процесу. Тому на противагу природній вентиляції існує примусова, а звідси випливає, що щодо облаштування пташника є два основних види вентиляції: природня й примусова.

В дрібних господарствах переважає природня вентиляція, вона досягається відкриттям пташника так, щоб дозволити зовнішнім і внутрішнім потокам повітря легко пересуватися в приміщенні. Але натуральна вентиляція, як система, не дає можливості ефективно прослідкувати за умовами навколишнього середовища в пташнику.

Натуральна вентиляція дуже залежить і погодніх умов та може бути ефективною тільки тоді, коли зовнішні умови наближені до оптимальних внутрішніх. У спеку необхідна певна швидкість вітру для того, щоб забезпечити потрібний повітрообмін.

Значно кращою виступає примусова вентиляція, тобто створена людиною. В багатьох країнах світу застосовується саме примусова вентиляція яка дає більш високі виробничі показники та є більш економічно вигідною. Часто хоч пташники вже

облаштовані розсувними шторами для натуральної вентиляції, їх замінюють на штучні, тобто примусові чи ще додають їх до природних.

За способом виконання, вентиляція пташників поділяється на вертикальну, поперечну, поздовжню й тунельну.

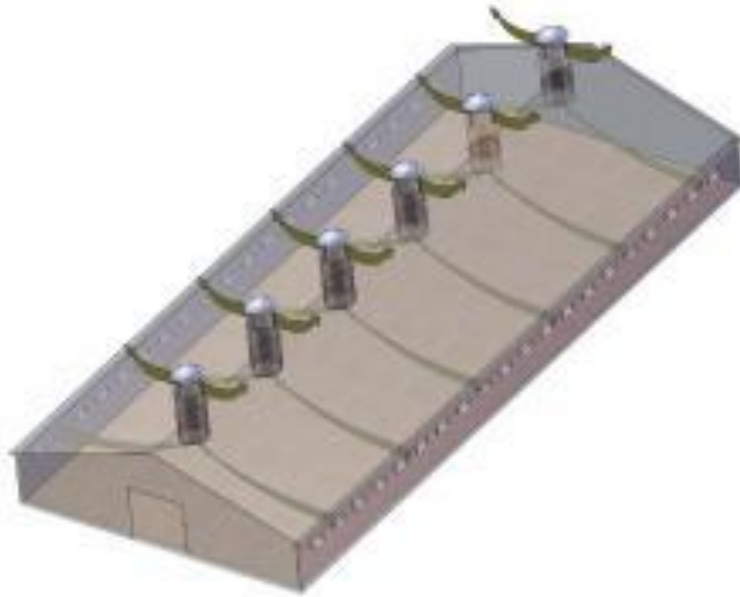


Рис. 1.2. Схема вертикальної системи вентиляції

При вертикальній вентиляції витяжка повітря відбувається шляхом вмонтування вентиляційних башт на даху. Приплив нових потоків проходить через регульовані приточні клапани, які розміщені по двох сторонах будівлі.

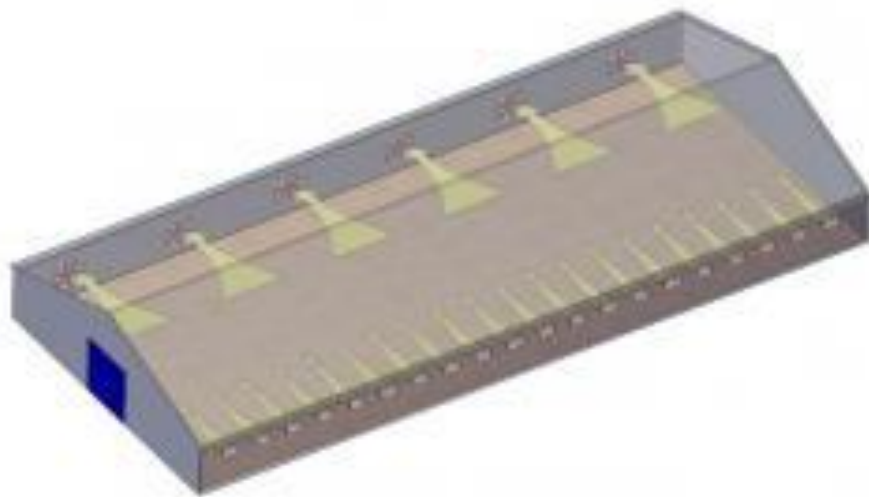


Рис. 1.3. Схема поперечної системи вентиляції.

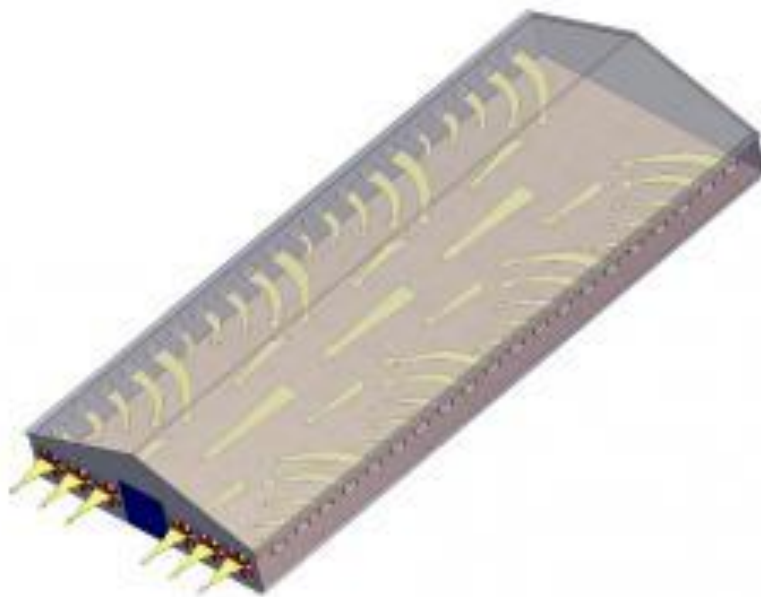


Рис. 1.4. Схема поздовжньої системи вентиляції

Під час промислового виробництва в кожному конкретному випадку необхідно комплексно вирішувати організацію витяжки і забезпечити щоб потоки відпрацьованого повітря виходили через вентилятори, розміщені з однієї сторони будинку, а одночасно

свіже повітря прибувало через регульовані клапани з другої сторони пташника. В приміщення вентилятори розміщують рівномірно по довжині або групами. Для регулювання повітрообміну може бути встановлено систему автоматики періодичного включення або плавного регулювання обертів вала двигуна вентиляторів. Даний вид вентиляційної системи продуктивний при ширині пташника до 12 метрів.

Даний вид вентиляції такий як поперечна вентиляція. Вентилятори такі ж самі, але розміщаються на фронтальній стінці. На бічних стінах вмонтовують регульовані приточні клапана.

При вертикальній системі вентиляції повітрообмін здійснюється за допомогою вентиляційних шахт, установлених на даху. Вентильоване повітря проходить через регульовані припливні клапани, вони розташовані з обох сторін будівлі птахівничого приміщення.

Крім вертикальної вентиляції використовується також поперечна та поздовжня системи вентиляції. Вони побудовані за подібними принципами. Для вентиляції такого типу використовують вентилятори, які розташовані на бічній поверхні стін пташника і через які видаляється відпрацьоване повітря. Ці вентилятори розташовані з однієї сторони будівлі, а свіже повітря надходить з протилежної сторони через клапани, які регульовані серводвигунами. В залежності від умов розташування пташника, вентилятори можуть розміщуватися групами або розподілятися рівномірно вздовж всіх сторін будинку. Для регулювання подачі

повітря рекомендується встановлювати електротехнічні пристрої для періодичного включення вентиляторів або для зміни швидкості їх обертання. При поперечній вентиляції вентилятори розміщуються по довжині приміщення, а при поздовжній вентиляції – по ширині будівлі. Поздовжня вентиляція ефективна при ширині пташника до 12 метрів, причому вентилятори розміщуються на фронтальній стіні, а регульовані припливні клапани встановлюються на бічних стінах.

Тунельна вентиляція (рис. 1.5) за своєю конструкцією подібна до поздовжньої вентиляції, різниця між ними полягає в тому, що приплив повітря здійснюється через припливні жалюзі, які розташовані на протилежній від вентиляторів стороні будинку. Це створює так званий «тунельний ефект», у результаті якого швидкість потоку повітря всередині приміщення збільшується до 2 м/с. Такий повітряний потік забезпечує достатнє (до $+6 - +7^{\circ}\text{C}$) охолодження повітря при високій температурі зовнішнього середовища. Для нормального функціонування електротехнічного комплексу в системі повітрообміну, при включенні тунельної вентиляції, всі інші вхідні отвори повинні бути закриті.

В залежності від загальної кількості птиці та об'єму пташника, окрім перерахованих основних видів вентиляцій, можуть застосовуватись також комбіновані електротехнологічні установки системи повітрообміну. В залежності від пори року розрізняють фази мінімальну, перехідну і тунельну вентиляцію.

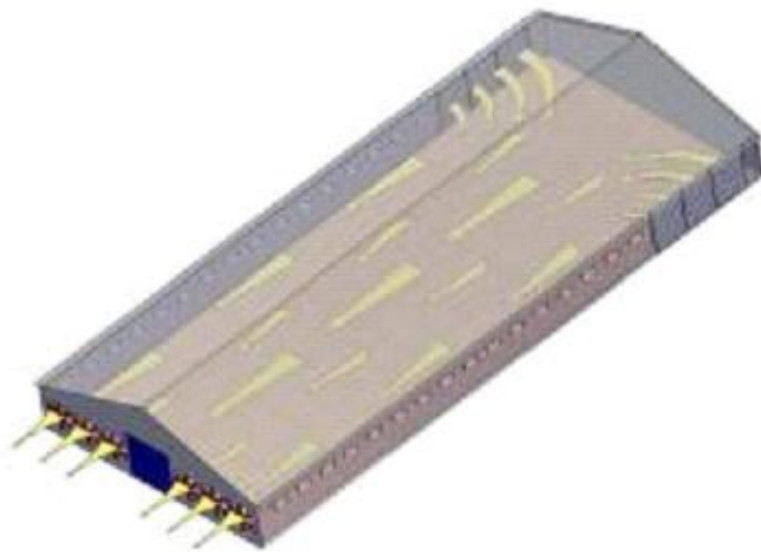


Рис. 1.5. Схема тунельної вентиляції

Мінімальна вентиляція працює в зимовий період та призначена для видалення шкідливих сполук (аміаку, вуглекислого газу, пилу та вологи) і забезпечення подачі свіжого повітря, яке насичене киснем.

У весняно-осінній період працює перехідна вентиляція. Вентилятори змінюють забруднене повітря на свіже по всьому об'єму пташника використовуючи мінімальний режим повітрообміну, поступово покращуючи якісні параметри повітря по всій довжині пташника. Така система вентиляції враховує температуру та вік птиці, а також обмежує швидкість повітряних потоків.

В літній період року використовується тунельна вентиляція при температурі зовнішнього повітря вище 26°C. При таких умовах виникає необхідність забезпечувати видалення надлишкового тепла та шкідливих речовин, які створює птиця. За

рахунок «тунельного ефекту» відчутно знижується температура повітря – вона падає на 6 – 7 °С.

Поряд з тунельною вентиляцією часто використовують охолоджувальні системи. Вичерпну інформацію про відомі системи вентиляції знаходимо в [53].

Характерна особливість тунельної вентиляції полягає в тому, що вона створює комфортні умови для розвитку птиці в теплий період року використовуючи ефект охолодження птиці за рахунок високошвидкісного повітряного потоку. Тунельна вентиляція встановлюється як для видалення надлишкового тепла, так і для забезпечення оптимальних параметрів повітря по вологості та концентрації шкідливих газів у пташнику. Саме тому цей вид вентиляції розглядається як базовий при проведенні наукових досліджень в дисертаційній роботі.

Система тунельної вентиляції створює ефект повітряного охолодження, прокачуючи повітря по довжині пташника подібно тому, як це відбувається в аеродинамічній трубі. Для досягнення ефекту охолодження необхідно створити повітряний потік з швидкістю, яка не перевищує 2,54 м/сек (рис. 1.6). Створюючи такий високошвидкісний потік повітря, вентиляційна система може знижувати температуру на поверхні повністю опіреної птиці на 5,5 – 7 °С [53].

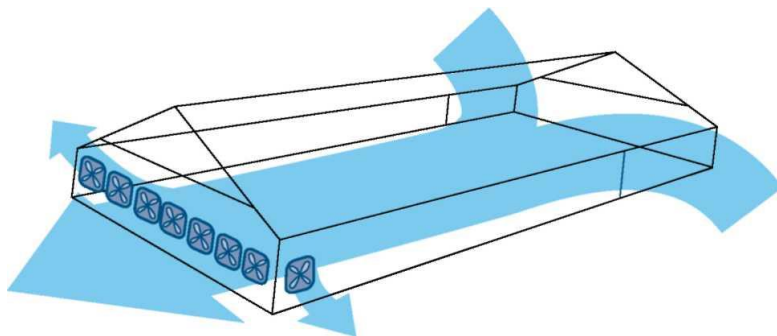


Рис. 1.6. Схема тунельної вентиляції в пташнику

Проведений аналіз існуючих систем вентиляції показує, що тунельна вентиляція має переваги порівняно з іншими системами і може бути вибрана як базова при розробці нового вдосконаленого електротехнічного комплексу, який є необхідною складовою системи підтримання оптимального мікроклімату у пташниках.

Як показує рис. 1.6, тунельна вентиляція вимагає обережності при використанні її в молодій птиці, тому що ефект охолодження вітром у молодих курчат більше значний при тій же швидкості повітря, чим у більш дорослої птиці.

Ефект охолодження вітром, створюваний високошвидкісним потоком повітря, набагато більше молодому поголів'ю (рис. 1.7).

Якщо застосовувати тільки охолодження вітром тунельної системи вентиляції, важливо пам'ятати, що він стає менш ефективним при зовнішній температурі понад 32°C; при температурі вище 38°C повітряний потік починає нагрівати птаха замість її охолодження.

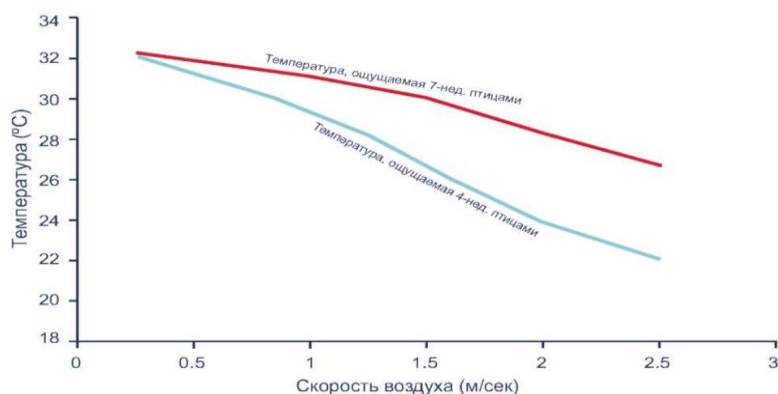


Рис. 1.7. Швидкість повітря, необхідна для охолодження птиці

В таблицях 1.2., 1.3. наведені результати досліджень систем традиційної вентиляції (вертикальної) та тунельної в двох поруч встановлених пташниках з однаковою кількістю птиці.

Таблиця 1.2

**Якість зберігання птиці при різних системах вентиляції
в пташнику**

Місяць	Вентиляція									
	тунельна					традиційна				
	Вік птиці, днів	Падіж + вибраковка				Вік птиці, днів	Падіж + вибраковка			
		УК-1		УК-2			УК-1		УК-2	
		гол.	%	гол.	%		гол.	%	гол.	%
Червень	138-167	17	1,3	78	0,73	159-188	23	1,4	127	1,2
Липень	168-194	16	1,26	111	1,09	189-219	22	1,44	173	1,64
Серпень	195-226	3	0,24	49	0,46	220-251	5	0,33	67	0,64
Вересень	227-256	6	0,48	70	0,66	252-282	11	0,73	96	0,03
Жовтень	257-187	8	0,64	71	0,68	283-314	10	0,67	132	1,29
Всього	—	50	3,92	379	3,62	—	71	4,66	595	5,7

Таблиця 1.3

**Яйцекладки курей кросу та її динаміка на «КК Кубань»,
маси яйця при різних типах систем вентиляції в пташнику**

Вентиляція							
тунельна				традиційна			
Дата	Вік, днів	Яйце- кладка, %	Маса яйця, г	Дата	Вік, днів	Яйце- кладка, %	Маса яйця, г
19.04	140	37,5	—	15.03	140	24,3	—
22.04	147	55,7	—	22.03	147	46,3	—
28.04	154	71,9	50,7	29.03	154	66,8	50,8
02.05	161	84,1	50,6	06.04	161	81,9	—
09.05	168	87	58,7	13.04	168	86,9	53,6
14.05	175	87,3	—	20.04	175	87,1	56,1
21.05	182	87,9	57,2	27.04	182	88,2	—
27.05	189	89	—	03.05	189	89	56,6
03.06	196	89,1	—	10.05	196	89	—
11.06	203	89,6	—	17.05	203	90,6	—
18.06	210	89,9	59,7	24.05	210	90,7	59,9
12.07	238	89,6	60,1	14.06	238	89	62
09.08	266	87	61,4	19.07	266	86,6	62,3
06.09	294	84	60,8	16.08	294	83,5	61,2
04.10	322	85,1	64,3	13.09	322	83,4	61,4
01.11	350	81	64,2	11.10	350	79	64
29.11	378	76,9	64,4	08.11	378	75,4	64
27.12	406	74	65,5	06.12	406	70,1	64,8
В серед- ньому	—	80,3	58,6	—	—	78,6	59,9

1.3. Електрообладнання для підтримання нормованого мікроклімату в птахівничому приміщенні

Однією з визначальних умов зниження енергетичних витрат в птахівничих приміщеннях та успішної виробничої діяльності в цілому є раціональне використання енергоресурсів. Запорукою підвищення енергоефективності птахівничих комплексів є використання сучасної автоматики та електротехнічних пристроїв, що є необхідною умовою для реалізації програм енергозбереження. Для істотного зниження енергоємності продукції в пташниках необхідно модернізувати існуючі або розробляти нові системи підтримання мікроклімату, які базуються на використанні поновлювальних джерел енергії.

З розвитком птаховиробництва велике розповсюдження набуло будівництво великогабаритних приміщень для утримання птиці. При цьому технологічний процес повинен забезпечувати у пташниках оптимальний мікроклімат і для його підтримання, незалежно від виду птиці і її віку, необхідно використовувати від 50% до 75% загального річного енергоспоживання [9]. На підігрів припливного вентиляційного повітря припадає 45%, а на створення оптимальної системи вентиляції близько 30% річного енергоспоживання. Решта припадає на поїння, годівлю та освітлення. Річні витрати електроенергії залежать від способів регулювання теплової потужності та режимів системи вентиляції [49, 55].

Проаналізовано [4] структуру та адаптивні алгоритми роботи управління перетворювачем частоти електроцентробіжного насоса системи водопостачання, побудованої на основі нечітких нейромереж.

Мартиненко І.І. та Болотнов П.М. пропонують вентиляційно-опалювальне обладнання серії «Клімат», яке забезпечує необхідний температурний режим і повітрообмін. В комплект обладнання «Клімат-2», «Клімат-3» і «Клімат-4» входять вентилятори та станції автоматичного управління, вони автоматично регулюють мікроклімат в приміщеннях різного призначення і конфігурації [1, 19, 22].

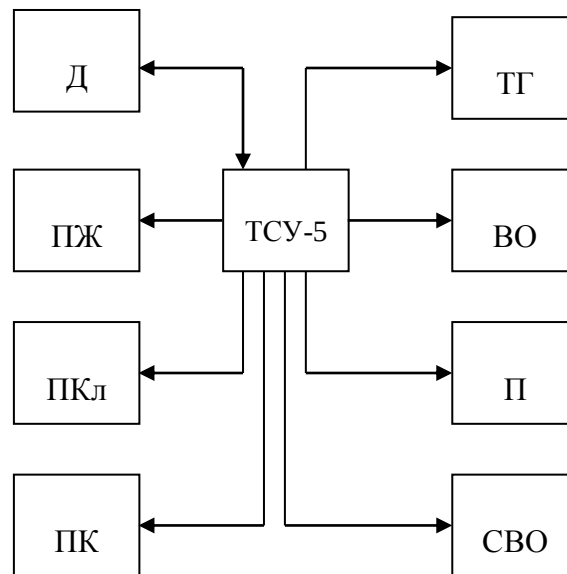


Рис. 1.8. Структурна схема системи автоматичного керування ТСУ-5 в птахівничому приміщенні: ТСУ-5 – тиристорна станція керування; Д – датчики; ПЖ – припливні жалюзі; ПКл – припливні клапани; ТГ – теплогенератор; ПК – персональний комп'ютер; ВО – вентиляційне обладнання; СВО – система випарного охолодження; П – поїлки.

Регулювання швидкості обертів двигуна вентиляторів та управління електротехнічним комплексом пташника здійснюється тиристорним регулятором напруги типу МК-ВАУЗ «Кліматика-1», ТСУ-2-КЛ УЗ, або ТСУ-5 (див. рис. 1.8.-1.9). Основними елементами системи автоматичного керування є тиристорний силовий блок з груповим охолодженням, блок управління та блок перемикання.

На рис. 1.9 показано функціональну схему пристрою ТСУ5.

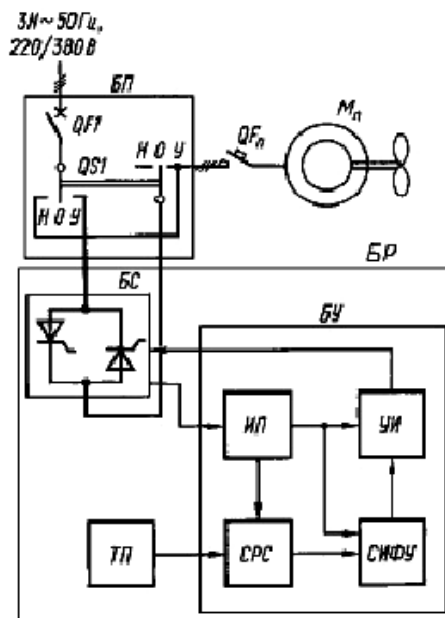


Рис. 1.9. Функціональна схема пристрою ТСУ5 показує: БР – блок регулятора, БП – блок перемикача, ТП – термоперетворювачі, БС – блок силовий, БУ – блок керування, ИП – джерело живлення, СРС – система регулювання та сигналізації, СИФУ – система імпульсно-фазового керування, УИ – підсилювач імпульсів.

Станція керування на тиристорній основі ТСУ-5 здатна керувати як електротехнічним комплексом системи мікроклімату в цілому, так і окремими його елементами. В залежності від зміни зовнішньої температури повітря за допомогою серводвигунів та вентиляційного обладнання (ВО) відбувається регулювання подачі припливного повітря припливними клапанами (ПКк) та жалюзями (ПЖ). В теплий період року при високих зовнішніх температурах використовується система випарного охолодження (СВО). У зимовий період року при низьких температурах обігрів здійснюється теплогенераторами (ТГ). Система керування складним взаємопов'язним комплексом електротехнічних пристроїв відбувається за допомогою персонального комп'ютера (ПК), а отримані дані виводяться на монітор.

Існують різні способи обробки повітря в пташниках. Зайцев А.М., Сканава А.Н. і Селдрс А.В. [69, 134, 225] стверджують, що в птахівничих приміщеннях повітряне опалення необхідно поєднувати з вентиляцією. На думку інших авторів, тільки в приміщеннях з молодняком птиці допускаються додаткові теплові джерела (місцеві опалювальні прилади парового або водяного опалення, електрообігрівальні підлоги, лампи інфрачервоного випромінювання і т.д.) (див. Єгiazаров А.Г., Цубанов А.Г. [57, 163]).

Повітряне опалення більш ефективне в безвіконних приміщеннях, так як при підтриманні необхідного мікроклімату суттєво зменшується вплив інфільтрації і сонячної радіації. У будівлях з вікнами в приміщеннях великого об'єму значно важче

підтримувати оптимальні параметри мікроклімату. Навіть при використанні систем автоматичного регулювання повітряного опалення в таких приміщеннях коливання температури в них досягає $+5^{\circ}\text{C}$. Тому на практиці все більш поширеним є застосування безвіконних пташників, про що свідчать дослідження Цубанова А.Г. та Гамріта Т.Л. [163, 188].

Доцільно застосовувати повітряне опалення з використанням калориферів, яке суміщене з вентиляцією у вигляді опалювально-вентиляційних агрегатів. Щоб здійснити опалення і вентиляцію птахівничих приміщень в зимовий період можна використовувати опалювально-вентиляційні агрегати КПС, КПГ, агрегати електричної дії (ОКБ-3084, СФО та ін.), а також теплогенератори. У приміщеннях, обладнаних вентиляцією з природним обміном повітря, можна застосовувати водяну систему опалення, а також центральне або місцеве парове опалення. Такі рекомендації наведені в роботах Єгіазарова А.Г., Онегова А.П., Храбустовського І.Ф. та Черних В.І. [57, 110]. Теплогенератори, що використовуються для повітряного опалення і вентиляції бувають різних типів, а саме: Р43, Р80 та ін.

Для локального обігріву повітря Аликаєв В.А., Сканаві А.Н. та МакДоналд Р. [6, 134, 203] пропонують використовувати інфрачервоні лампи типу ЗС-3, а при наявності газу – газові пальники.

Для круглорічного утримання птиці в приміщеннях пташників необхідно застосовувати вентиляційно-охолоджувальні пристрої або установки кондиціонування повітря

[12]. Конструкція охолоджувальної системи пропонується в роботах Баркалова Б.В., Карписа Є.Є. та Нестеренко А.В. [107], вказуючи при цьому, що навантаження конкретної установки кондиціонування повітря необхідно знаходити з рівняння теплового балансу приміщення для літнього періоду року.

В країнах та регіонах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря $+26^{\circ}\text{C}$ і вище для теплого періоду року Бабахановим Ю.М., Бобоевим С.М., Кокоріним О.Я. [10, 16, 83, 84, 87] рекомендується випарне адіабатне охолодження і зволоження повітря. При ентальпії повітря, рівній 67 кДж/кг і вище необхідно передбачати кондиціонування повітря [10].

Згідно з рекомендаціями Кокоріна О.Я., Лебеда А.А., Нестеренко А.В., Міллера Я.К. та інших дослідників [84, 96, 107, 187, 196, 207] з метою здійснення тепловологісної обробки повітря при адіабатному процесі необхідно застосовувати форсункові камери зрошення із зрошувальними шарами та інші пристрої.

На сучасному етапі у птахівництві знайшли застосування три методи систем охолодження:

- розпилювальні – форсунковий і дисковий методи;
- випарні – через касети примусового охолодження.

Метод розпилювання шляхом форсункового охолодження повітря, завдяки якому відбувається зволоження приміщення пташника, а саме: в камерах із зрошувальним шаром заповнювача зрошення повітря водою відбувається при використанні як контактної поверхні зрошуваного шару так і поверхні заповненої

гігроскопічним матеріалом (деревною стружкою, волокнами шпагату, спеціальним папером, пінополіуретаном та ін.). За кордоном найбільш перспективними системами охолодження пташників вважаються екранно-вентиляційні та туманотворювальні системи, про що свідчать дані Нелсона Г.Л. [211].

В Україні та за рубежом для зниження температури повітря в пташниках знайшли широке застосування найпростіші пристрої випарного охолодження. Одним з авторів [20] пропонується комплект обладнання КИО-13 з випарним охолодженням, призначеним для якісного кондиціонування повітря в птахівничих приміщеннях. Він забезпечує зниження температури повітря на 13 °С, зволожує його з 30 – 40 % до 60 – 70%, причому ступінь очищення повітря стає близьким до 98%. Така конструкція вимагає витрати води 15 л/год і створюється аеродинамічний опір кондиціонера до 30 Па при подачі повітря 14 тис. м³/год (див. дані П.М.Болотнова [20]).

Форсунки дозволяють отримувати спрей або аерозоль і бувають двох типів: низького і високого тиску води.

В основі обох систем лежить принцип адіабатного охолодження, коли вода переходить із рідкого стану в газоподібний шляхом вільного випаровування.

Вивчаючи принцип роботи форсункових зволожувачів, знайдено, що форсунки високого тиску працюють при 28 – 42 бар і генерують краплі з розмірами 10-15 мкм. Це призводить до

надлишкової вологості навколишнього повітря. На рис. 1.10. та 1.11. показано принцип роботи і спосіб розпилювання.

Форсунки низького тиску розраховані на тиск 8 – 14 бар. Їх можна легко змонтувати в наявному пташнику, розташувавши поблизу повітряноприпливних шахт для прискорення випаровування води з розрахунку 1 форсунка на 500 голів. Такі системи працюють при витраті води 10-15 л/год і достатньо ефективні в умовах високих зовнішніх температур (до +37°C) за умови, що відносна вологість не перевищує 70% (рис. 1.12).

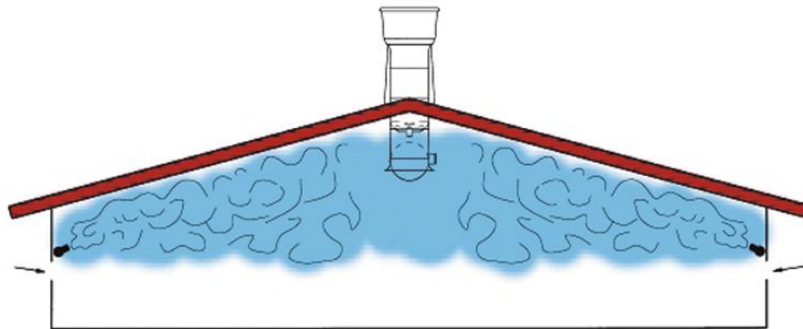


Рис. 1.10. Принцип роботи форсунок зволоження



Рис. 1.11. Форсунка високого тиску



Рис. 1.12. Система форсунок низького тиску

Разом з тим форсунковий метод охолодження повітря має цілу низку негативних факторів. Всі види форсунок дуже вимогливі до якості води, що використовуються, оскільки високий вміст солей швидко виводить їх із ладу. Їхня експлуатація передбачає наявність спеціальної системи водопідготовки – очищення, фільтрування і т.п., на що йде лишня витрата електроенергії.

До вказаних недоліків також слід віднести неоднорідність розміру утворених крапель та корозію вентиляційного устаткування при наявності у воді мінеральних домішок. Форсункове розпилювання води призводить до збільшення вологості в повітрі пташника, що може викликати захворювання птиці, особливо при високій температурі повітря і одночасно підвищеній вологості – за таких умов птиця може отримати тепловий удар, про що вказується у працях Мимрина І.А. і Балнева Д. [106, 174]. Якщо температура повітря не дуже висока, форсункова вологість призводить до простудних захворювань, про що свідчать роботи Слюсара П.М., Малонея С.К. та Мікеса М. [138, 204, 206].

Другим розпилювальним методом є дисковий метод. Принцип роботи цього методу полягає в розпиленні води у вигляді туману шляхом обертання диска при великих обертах. Принцип роботи дискового методу викладено в роботі Яна Халзебоша [194]. Такі розпилювачі встановлюють у закриту систему припливної вентиляції або безпосередньо перед припливними шахтами всередині пташника. Дискові (відцентрові) зволожувачі показано на рис. 1.13. Споживання води в таких зволожувачах складає 15 – 30 л/год.



Рис. 1.13. Дисковий (відцентровий) зволожувач

Недоліки дискового методу полягають в тому, що дискове розбризкування води може бути не тільки у вигляді туману, але й породжує дрібні краплі, що створює дощовий дискомфорт, який в поєднанні з високою вологістю викликає намокання курей і підстилки, а це призводить до захворювання птиці.

Третій вид охолодження повітря в пташнику – касетний. На сучасному етапі він вважається найбільш ефективним. Принцип роботи такого методу описаний Нелсоном Г.Л. [211].

В основу роботи касетного виду покладено принцип екранно-вентиляційної системи. При цьому використовується спеціальний екран з деревного волокна, який встановлюється вздовж однієї із стінок пташника у вигляді суцільного бар'єру висотою 75 – 90 см. Принцип дії касетного методу полягає в тому, що гаряче зовнішнє повітря проходить через касету, яка складається з гофрованих целюлозно-паперових листів при різному куті розташування гофрів. При цьому екран безперервно змочується водою, яка надходить по жолобу і стікає вниз. Частина води випаровується, а зайва вода, стікаючи з нижнього краю екрану, збирається і знову використовується в циркуляційній системі, причому, частина води, що залишилася, здійснює функцію промивання охолоджувальної касети і повертається назад у насосну станцію через систему рециркуляції. Таким чином, повітря, що виходить із касети, одночасно зволожується і охолоджується.

Вентилятори великої потужності працюють при високому тиску, втягуючи повітря через екран в результаті чого температура повітря в приміщенні знижується, а волога випаровується з екрану. Система для створення туманності здійснюється шляхом введення вологи в приміщення через розпилювальні сопла. Вода подається по трубках діаметром ($d_y = 15$ мм під тиском близько $2,8 - 3,5$ кг/см² і розпилюється на

дрібні частинки, що швидко випаровуються [211]. Сумарна кількість таких вентиляторів є надто енерговитратними.

На рис. 1.14 та 1.15 показано загальний вигляд та принцип роботи касет випарного охолодження. Теплопоглинальна здатність повітря залежить від його температури і відносної вологості, чим вища температура – тим складніше досягнути ефекту охолодження повітря.

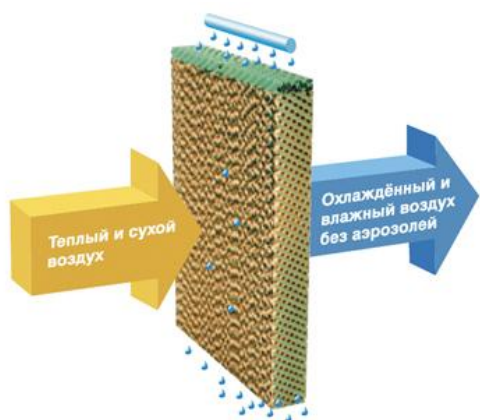


Рис. 1.14. Принцип роботи касети випарного охолодження



Рис. 1.15. Касети випарного охолодження

Касетна система знайшла широке застосування у яєчному, бройлерному і племінному птахівництві. Вона непогано функціонує за умови правильного підбору продуктивності витяжних вентиляторів, площі касет і максимальної герметизації пташника, що виключає «підсмоктування» повітря через щілини і тріщини в стінах та покрівлі пташника. Касети можуть розташовуватися як у торцевій частині пташника, так і на його бічних стінах.

Касети випарного охолодження («cooling pad») застосовуються в умовах високих зовнішніх температур, які перевищують +37°C, про що свідчать роботи Кампбела Д. [199], але слід зауважити, що високі температури призводять до захворювання птиці, які особливо небезпечно при поєднанні цього фактору з підвищеною вологістю. Тому касетний метод хоч і є кращим порівняно з форсунковим і дисковим методом, але має явні недоліки. При використанні касетного методу приходить знижувати температуру повітря за рахунок тепломасообмінних процесів на поверхні водяної плівки. В подальшому охолоджений потік повітря поступає в пташник при використанні системи з тунельною вентиляцією, що в кінцевому підсумку призводить до відводу теплоти з тіла птиці.

Недоліком касетного методу є високий аеродинамічний опір і велика вартість установки. Значним недоліком виступає той факт, що касети можуть засмічуватися пилом, причому на засміченій поверхні касети утворюється і поширюється цвіль, яка викидає масу антибіотичних компонентів. В ряді випадків, при невчасному очищенні касет, на їх поверхні можуть вирости водорості. Вказані чинники спонукають до частої заміни касет вже на першому році експлуатації, найдовший термін роботи касет 10 років, який залежить від якості води, профілактичних робіт та режиму експлуатації. Ефективність касетного охолодження у великій мірі залежить від герметичності пташника, а наявність цвілі та високої вологості сприяють

збудженню різних хвороб у птиці. Системи охолоджувальних касет мають високу вартість.

Всі розглянуті вище системи охолодження птахоферм знайшли своє місце у птахівництві, мають свої переваги і недоліки. Перелік недоліків та переваг розглянутих вище систем охолодження, а також порівняльний аналіз їх роботи, характеристики цих систем наведено в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4

Порівняння різних систем охолодження птахівничих приміщень.

Показник	Дискові	Форсункові	Касетні
Область застосування	Навпроти припливних, розгінних вентиляторів	У пташнику, поблизу від припливних клапанів	На вході припливних отворів
Метод регулювання	Вкл. / Викл., Тиском води	Вкл. / Викл	Вкл. / Викл., водяного насоса
Переваги	Не залежні від якості води (періодична чистка диска), проста в монтажі	Гарне випаровування при високому тиску води, прості в монтажі. Прийнятні для помірного і жаркого клімату	Можлива безперервна експлуатація, гарне випаровування, поширена система, насос низького тиску з великим ресурсом, невеликі експлуатаційні витрати, низька ймовірність намокання підстилки

Продовження таблиці 1.4.

Недоліки	Ризик намокання підстилки, нерівномірне зволоження (рідко застосовуються)	Вимагають насосів високого тиску, неприйнятні для безперервної експлуатації, вимогливі до якості води, ймовірність засмічення форсунок	Касети можуть засмічуватись пилом і зростанням цвілі, водоростей, вимагають заміни через кожні 1-10 років (залежно від якості води, догляду та режиму експлуатації), ефективність залежить від герметичності пташника
----------	---	--	--

У системах опалення та вентиляції сільськогосподарських виробничих будівель відпрацьоване вентиляційне повітря викидається в атмосферу з температурою $+10 - +30^{\circ}\text{C}$. У зв'язку з цим не продуктивно витрачається значна кількість теплоти, причому втрати складають 20 – 60%. Утилізація і повторне використання теплової енергії з вентиляційних викидів дозволяє на 50 – 100% скоротити витрати теплоти, яка використовується для забезпечення необхідних ветеринарно-гігієнічних умов при утриманні поголів'я птахів. Вказані фактори розглянуті в роботі Пригунова Ю.М. [123].

В технічній та спеціальній літературі містяться суперечливі дані про можливість застосування рециркуляції повітря в пташниках. Застосування рециркуляції повітря в птахівничих приміщеннях в ряді робіт не рекомендується, зокрема в працях Байдевлятова А.Б., Ольховика Л.А., Бронфмана Л.Б., Закомірдіна А.А., Короткова Є.Н., Манусова Є.Г., Панікара І.І. та інших

авторів [11, 24, 70, 87, 99, 112, 132, 111]. Це викликано наступними факторами: високою запиленістю повітря в приміщеннях при сухому годуванні, яка доходить до 3 г/м^3 ; рециркуляція повітря сприяє перезараженню здорових птахів від хворих; застосовані біофільтри для очищення рециркуляційного повітря мають високу вартість, при цьому вони швидко засмічуються і мало надійні в експлуатації.

Негативні наслідки пилової забрудненості підтверджені практикою, але в нормах технологічного проектування птахівничих підприємств не має обмежень та рекомендацій по боротьбі з пиловим забрудненням [109].

В птахівництві системи опалення та вентиляції з електричним підігрівом при рециркуляції повітря більш економічно вигідні, але при їх застосуванні виникає необхідність проводити спеціальні дослідження з метою пошуків шляхів бактеріологічної очистки рециркуляційного повітря. В зв'язку з цим ряд дослідників підтримують застосування рециркуляції повітря в пташнику. При цьому рекомендується проводити очистку повітря витяжкою, особливо в тій її частині, яка йде на рециркуляцію. Таке рішення проблеми запилення не тільки позитивно позначається на мікрокліматі в приміщенні пташника, але і дає змогу покращити стан повітряного басейну на птахофабриках, про що вказує у своїх роботах Ільїн І.В. [75].

Нормативи СНіП [58, 111] по утриманню тварин та птиці (в межах одного приміщення) допускають рециркуляцію повітря у будівлях ферм. Згідно з нормативами ОНТП [109] в холодний

період року допускається часткова рециркуляція внутрішнього повітря. При зниженні нормативної кількості зовнішнього повітря обов'язкове очищення та дезінфекція рециркуляційного повітря. У всіх розглянутих випадках в приміщеннях з птицею повинні витримуватися нормативні параметри мікроклімату. Допускається проектування припливних вентиляційних систем з можливістю роботи в режимі повної рециркуляції з підігрівом повітря в калориферах.

Для водопостачання птахівничих комплексів використовують водонапірні башти, які забезпечують більш рівномірну роботу насосних станцій, підвищують надійність системи водопостачання та сприяють забезпеченню безперебійної її роботи. Вони дозволяють зменшити діаметр та вартість водоводів і магістралей розподільчої мережі.

У сільській місцевості широко застосовуються сталеві башти А.А. Рожновського [76]. Об'єм водонапірної башти залежить від максимального добового споживання води та режиму роботи насосної станції. Можливі такі режими роботи: цілодобовий, 2^х -змінний, в 1 зміну та повторно-короткочасний (автоматичне вмикання та вимикання насосів по мірі необхідності). Найчастіше застосовується автоматична робота насосних станцій.

Комплектний пристрій «Каскад» призначений для керування і захисту відцентрових свердловинних насосів водопідйому і дренажу із занурювальними електродвигунами потужністю від 1 до 65 кВт [88].

До комплектного пристрою «Каскад» входить занурювальний електронасос, ящик керування типу ЯНН і датчики, які забезпечують автоматичний режим роботи пристрою. Всередині ящика змонтована пускова і захисна апаратура (силова і логічна частина). Логічна частина схеми керування виконана у вигляді блока керування типу БОН 9200.

Залежно від типу ящика керування «Каскад» виконує такі функції:

- автоматичний пуск і зупинку електронасоса в режимі водопідйому і дренажу залежно від рівня води відповідно в свердловині або в водонапірній башті (для пристрою з автоматичним керуванням за рівнем);

- автоматичний пуск електронасоса в режимі водопідйому залежно від тиску води в водонапірній башті і автоматичну зупинку насоса через певний час (вибирається оператором), але не більше 90 хв (для пристрою з автоматичним керуванням за тиском);

- місцевий пуск і зупинку електронасоса;

- дистанційний пуск і зупинку електронасоса;

- селективний автоматичний запуск електронасоса з регульованою витримкою в часі. Селективність забезпечується в режимах місцевого і автоматичного керування за рівнем;

- вимикання електронасоса при зниженні рівня води в свердловині нижче контрольованого значення, тобто "сухого ходу";

- виключення повторного автоматичного пуску електронасоса після спрацювання будь-якого типу захисту;
- світлову сигналізацію з розшифруванням причини аварійного вимикання електронасоса;
- контроль навантаження електродвигуна за струмом в одній із фаз;
- можливість передачі аварійного сигналу за межі пристрою без розшифрування причини аварії. Датчиками в пристроях є електродні датчики рівнів і електроконтактні манометри. Електродні датчики працюють за принципом електропровідності води.

У цьому підрозділі розглянуто електротехнічний комплекс який складається із взаємопов'язного комплексу електротехнічних пристроїв та електротехнологічних установок, як його окремих елементів для забезпечення оптимального мікроклімату птахівничого приміщення. Однак в існуючих комплексах є ряд недоліків які необхідно усунути з метою покращення якості продукції, підвищення енергетичної ефективності та впровадження енергозберігаючих технологій, зокрема для систем охолодження та нагрівання повітря в приміщенні пташника.

Аналіз існуючих систем підтримання мікроклімату у пташниках передбачає використання таких джерел енергії, як природний газ або електричну енергію для підігріву припливного повітря в зимовий період часу. У літній період для зниження температури повітря необхідно використовували системи

форсуночного або касетного охолодження, що потребує значних витрат води та електричної енергії, підвищуючи при цьому концентрацію вологи в повітрі, що негативно позначається на продуктивності птахокомплексів. Виходячи з вищезазначеного постає задача розробки нових енергозберігаючих електротехнічних комплексів для вентиляційних систем пташників, які базуються на використанні поновлювальних джерел енергії та вдосконалення методів обробки припливного повітря з метою покращення його характеристик.

1.4. Тепло-масообмін через зовнішні огорожувальні конструкції пташників

Зовнішні огорожувальні конструкції приміщень пташників призначені для забезпечення оптимального мікроклімату в ньому та зниження теплових втрат в навколишнє середовище. В пташнику підтримується необхідний температурний режим шляхом підігріву (в зимовий період року) або охолодження (в літній період року). При цьому у птахівничому приміщенні є теплові джерела (калорифери) або охолоджуючі пристрої (форсунки, касети, тощо). Крім того птиця, в процесі утримання, виділяє біологічну теплоту. Основні вимоги до зовнішніх огорожувальних конструкцій пташників полягають у тому, що вони повинні забезпечувати необхідний питомий тепловий потік для розсіювання надлишків теплоти, забезпечити мінімальні тепловтрати у зимовий період року та створити необхідну

теплоізоляцію в літній період року для підтримання оптимальних параметрів повітря в стійлових приміщеннях.

Результати досліджень Лінд А. [97], що стосуються огорожувальних конструкцій, де показано величину повітрообміну в пташнику для різних температур зовнішнього повітря при різному ступені утеплення стін пташника. З графіка (див. рис. 1.16) видно, що в пташнику без утеплення стінових поверхонь при значеннях зовнішньої температури t_z не нижчих -4 °C для підтримання необхідної температури повітря в приміщенні достатньо біологічної теплоти, яка виділена птицею при нормативних параметрах роботи вентиляційної системи. При більш низьких значеннях температури зовнішнього повітря t_z для підтримки в пташниках температури повітря на рівні $+16$ °C необхідний підігрів припливного вентиляційне повітря [97].

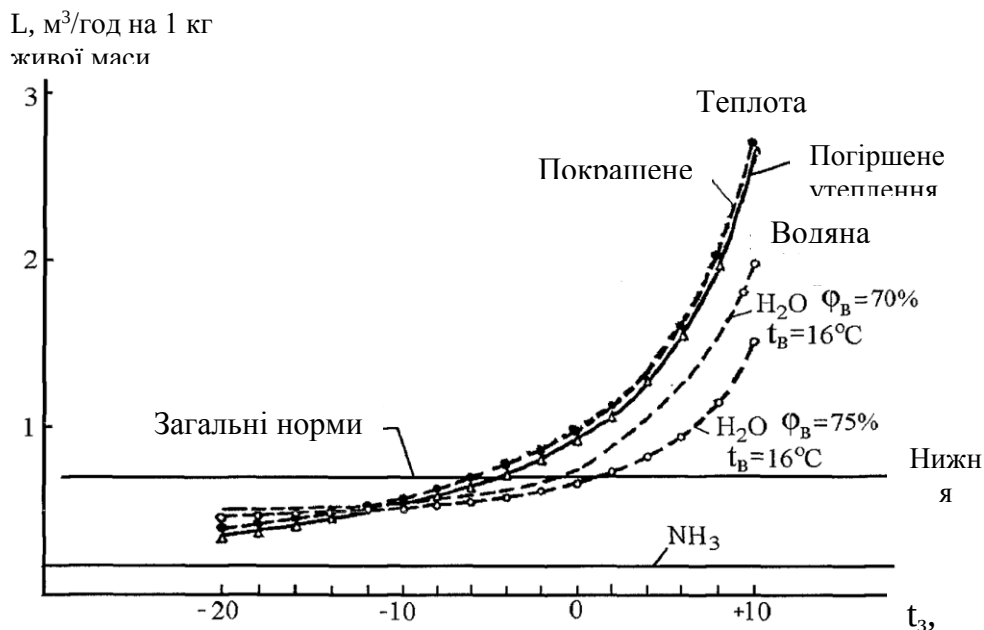


Рис. 1.16. Взаємозв'язок між температурою зовнішнього повітря та повітрообміном в неопалюваному пташнику

В роботі Волкова Г.К. [34] знайдено, що в умовах коливань температур внутрішнього і зовнішнього повітря при високій вологості в птахівничих приміщеннях різко погіршуються теплозахисні якості огорожувальних конструкцій. Додаткове зволоження стін відбувається також в результаті капілярного підсосу рідини, що скупчується на підлозі.

При виникненні високої вологості повітря в приміщеннях як на внутрішній поверхні, так по товщині огорожувальних конструкцій випадає рясний конденсат. Крім того у періоди різких похолодань конденсат з'являється на внутрішній поверхні огорожень, який абсорбується матеріалом огорожі. Після насичення огорожі вологою, конденсат тривалий час може зберігатися на його внутрішній поверхні (див. роботи Валова В.М., Онєгова А.П. Храбустовського І.Ф. і Черних В.І. [27, 110]). Крім швидкого руйнування вологих конструкцій стін, на них активно розвиваються інфекційні гриби, які спричиняють інфекційної хвороби птиці [73]. Розвиток мікроорганізмів на вологих поверхнях призводить до того, що на поверхні будівельних матеріалів з'являються плями, а також нальоти порошкоподібного або повстяного вигляду. Згідно з дослідженнями Штокмана Є.А. [167] механічна міцність будівельних матеріалів знижується, відбувається їх розм'якшення і руйнування.

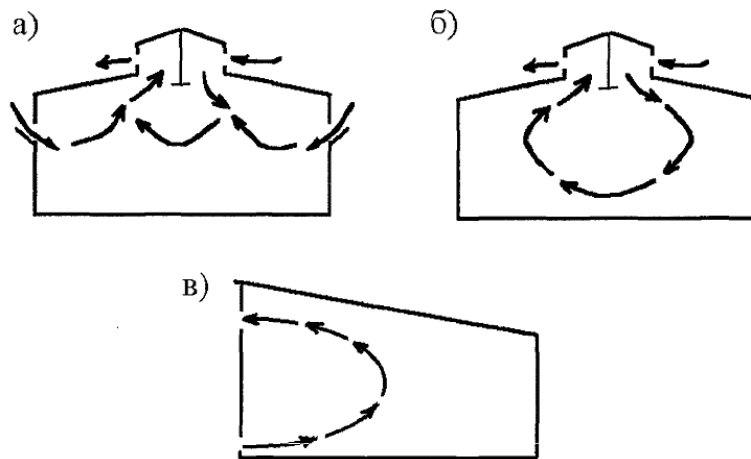


Рис 1.17. Варіанти систем вентиляції пташників старої конструкції з природною вентиляцією повітря при подачі в верхню (а, б), нижню (в) і видалення повітря з верхньої зони приміщення

Птахівничі приміщення з природною вентиляцією малопоширені та зустрічається лише в пташниках старого типу (рис. 1.17).

1.5. Основні конструкції та характеристики теплообмінного обладнання у вентиляційних системах

Для охолодження та нагрівання повітря у вентиляційних системах пташників можуть використовуватись теплообмінні апарати різних конструкцій. Найбільш поширеними являються кожухотрубні та пластинчаті теплообмінники.

Традиційним на сучасному етапі є шахове та коридорне розташування труб в трубному пучку кожухотрубного теплообмінного апарату (ТА). Дослідження показали, що більш

ефективним, з точки зору тепловіддачі пучків, є шахове розташування порівняно з коридорним. В проведених детальних дослідженнях теплообміну в трубних пучках в першу чергу вивчався вплив на інтенсивність тепловіддачі конфігурації пучка, а також відносного поперечного і повздовжнього кроків (див. роботи Антуфьєва В.М., Козаченка Л.С., Кузнєцова Н.В., Персона О.Л. [8, 91, 212]).

Умови тепловіддачі пучків труб в потоках газу вивчалися в багатьох роботах, авторами яких були Антуфьєв В.М., Кузнєцов Н.В., Кіріпчов М.В. та інші дослідники [7, 79, 90, 92, 185]. В роботі Антуфьєва В. М. [7] для розрахунку тепловіддачі гладких пучків труб запропоновано універсальні формули

$$Nu_d = c \cdot Re_d^m \cdot Pr_f^n \cdot (Pr_f / Pr_w)^r \quad (1.1)$$

де Nu_d , Re_d , Pr - відповідно число Нуссельта, число Рейнольдса і число Прандтля для зовнішнього теплоносія, а c , m , n , r - відповідно коефіцієнт та показники степеня, які визначаються експериментальним шляхом.

На основі формули (1.1) в [7] побудовано номограми. В роботі Грімлсона Е.Д. [185], базуючись на даних роботи Персона О.Л. [212] та інших авторів, складено таблиці значень c і m . При порівнянні розрахункових формул, отриманих різними авторами, виявилися розбіжності в кілька десятків відсотків, що можна пояснити недосконалістю експерименту і відмінністю методик обробки результатів експерименту.

На початкових етапах дослідження теплообміну пучків труб проводилися на натуральних зразках теплообмінників, в тому числі, і на моделях з повним обігрівом пучків труб. В більш пізніх роботах в більшості експериментів використовувався метод локального моделювання, тобто здійснювалося нагрівання або охолодження однієї труби в ряду. Метод локального моделювання базувався на теорії подібності, яка розроблена та підтверджена в роботах Кірпічова М.В., Міхєєва М.А. та інших авторів [79].

Вплив температури теплоносія на критеріальні співвідношення типу (1.1) вивчав Н. В. Кузнєцов [92], який прийняв температуру потоку газу за визначальну та систематизував отримані результати [91, 90], а також дані робіт інших авторів [8]. При цьому вплив кроку на тепловіддачу в коридорних пучках не виявлено, але в шахових пучках вказаний вплив має місце, тому запропоновано враховувати цей вплив шляхом введення в критеріальні рівняння додаткового параметра $(s_1 - d)/(s'_2 - d)$, де s_1 , s'_2 – відповідно поперечний і повздовжний кроки в пучку, а d – зовнішній діаметр труби. Що стосується показника степеня m рівняннях (1.1), то в більшості робіт для шахових пучків він становить 0,6, а для коридорних пучків – близько 0,65.

Представляють інтерес роботи Кірпічова М.В., Єйгенсона Л.С. і Бреслера Р. [80, 178] по вивченню впливу кроків пучка труб на тепловіддачу. У першій роботі визначається тепловіддача труб в залежності від відстані до турбулізуючої решітки.

Показано, що тепловіддача суттєво збільшується із зменшенням цієї відстані. У другій роботі експериментально встановлено, що тепловіддача труб в пучку не залежить від початкової турбулентності потоку.

Численні дослідження показують, що тепловіддача першого ряду труб в пучку становить приблизно 60% від тепловіддачі третього ряду, починаючи з якого теплообмін, як правило, стабілізується.

У вищезгаданих роботах [80, 178] тепловіддача пучків труб вивчена при помірних числах Рейнольдса (до $1 \cdot 10^5$). Пізніше, з розвитком теплообмінного обладнання, більш докладно вивчалася тепловіддача стислих пучків [95], а також тепловіддача пучків в області високих чисел Re. При дослідженні пучків труб з повітряним теплоносієм [98] було показано, що для чисел Re вище $1,2 \cdot 10^5$ відбувається різка інтенсифікація тепловіддачі і в експериментально знайдений кривій тепловіддачі з'являється перелом.

В роботі Пошкаса П.С., Сурвила В.Ю. і Жукаускаса А.А. [119] вивчено механізми дії на тепловіддачу поперечно обтікаючих потоків повітря в різних рядах стиснутих шахових пучків з відносними кроками $a \times b(s_1/d \times s_2/d) = 1,5 \times 0,865$ і $1,25 \times 0,865$.

Велике значення для вивчення фізичного механізму тепловіддачі в системах поперечно обтічних пучків труб мають роботи, присвячені дослідженню місцевої тепловіддачі по довжині труб. Результати досліджень місцевої тепловіддачі по

периметру труби і гідравлічного опору окремих рядів труб в залежності від геометрії і конфігурації пучків в інтервалі чисел Re від 1 до 20000 представлені в працях Жукаускаса А.А., Улінскаса Р.В. і Сіпавічюса Ч.-С. Ю. [67].

Одна з перших методик по безпосередньому визначенні місцевої тепловіддачі одиночного циліндра (труби) була запропонована Г. Н. Кружиліном і В. А. Швабом. Михайловим Г. А. [103] було детально вивчено зміну тепловіддачі по периметру труб в пучку при їх поперечному обтіканні повітрям. Експерименти з пучками труб при шаховому їх розташуванні показали, що розподіл локальної тепловіддачі по периметру труби, яка знаходиться в глибинному ряду, цілком ідентичний розподілу тепловіддачі для одиночної труби з максимумом тепловіддачі в лобовій критичній точці. У коридорних пучках між трубами спостерігається зона слабкої циркуляції теплоносія, а тепловіддача в лобовій і кормовій частинах труб буде незначна. Тому для коридорних пучків, на відміну від шахових, найвища тепловіддача спостерігається при кутах близьких до 50° починаючи з лобової точки.

Достатньо багато досліджень присвячено проблемі визначення тепловіддачі поперечно обтічних пучків труб в потоці крапельних рідин (див. роботи Гомелаурі В.І. та Жукаускаса А.А. [35, 60]). Тепловіддачу пучків труб з різним геометричним розташуванням в потоці в'язкого масла методом повного моделювання досліджено в роботах О. П. Бергелін та ін. [176]. Тепловіддачу шахового і коридорного пучків труб в поперечному

потоці повітря, води і трансформаторного масла методом локального моделювання досліджував В. П. Ісаченко [77]. В роботі розроблена методика, яка враховує вплив фізичних властивостей оточуючої рідини і температурного напору на тепловіддачу труб в пучку. Дослідження теплообміну пучків труб в рідинних теплоносіях проводили Жукаускас А.А., Макарявичюс В.І., Стасюлявичюс Ю.К. та інші автори [59, 61, 141]. Тепловіддача пучків труб в рідиннометалевих теплоносіях детально вивчена В.М. Борішанским, А.А.Андрєєвським і В.В.Жінкіною [21].

Недосконалість методики обробки експериментальних даних по впливу фізичних властивостей рідини на тепловіддачу пучків труб, яку використовували ряд авторів, призводили до значних відхилень величини показника степені n в критеріальних співвідношеннях, які отримали різні автори. Величина цього показника, який приймався різними авторами від 0,3 до 0,4, для в'язких рідин мав відхилення до 50% .

В подальшому прийшли до висновку, що за визначальну температуру слід приймати температуру набігаючого потоку t_f , а для врахування впливу зміни властивостей рідини із зміною температури необхідно ввести параметр (Pr_f/Pr_w) в степені 0,25. Таким чином, критеріальне співвідношення (1.1) для визначення тепловіддачі трубних пучків в остаточному вигляді записується як:

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr_f^n \cdot (Pr_f / Pr_w)^{0.25} \quad (1.2)$$

Результати проведених досліджень були узагальнені в монографії Жукаускаса А., Макарявічюса В., Шланчяускаса А. [62], опублікованій в 1968 р. і доповненій Жукаускасом А. та Улинскасом Р. у 1986 [63].

Традиційні кожухотрубні теплообмінні апарати мають недоліки, а саме: великі габаритні розміри, надмірну масу та необхідність використання потужних вентиляційних установок та насосів для прокачування теплоносіїв. Тому необхідні подальші дослідження по розробці нових вдосконалених конструкцій теплообмінників, які мають невеликі габарити і масу і можуть бути використані при розробці теплообмінного устаткування систем вентиляції у пташниках.

1.6. Основні завдання для створення нового теплообмінного апарату.

Теплообмінний апарат є одним з найбільш поширених пристроїв, вживаних в усіх видах і типах енергетичних установок і двигунів. Огляд різних типів ТА і способів поліпшення теплообміну, загалом, і стосовно двигунів приведений в статті [191]. Технічна і енергетична досконалість утилізаційних теплообмінних апаратів, спільно з енергозберігаючою технологією - когенерацією, робить істотний вплив на ефективність існуючих енергетичних установок.

Вибір теплообмінного апарату (елементу ТА) його конструкції, характеристик, техніко-економічних показників для конкретних умов експлуатації обумовлений вимогами, що висуваються до нього [48, 142, 126]. Особливість утилізаторів теплоти ВГ призначених для роботи у складі КГУ на базі ДВЗ на відміну від інших ТА диктується мінімальним противотиском на випуску двигуна(до 5000 Па [130]), високою температурою ВГ, наявністю в них часток незгорілого палива, олії і сажі, які засмічують поверхню теплообміну, створюючи додатковий газодинамічний опір з одночасним підвищенням пожежобезпеки, а також доступністю поверхні теплообміну з метою періодичного очищення. Отже, важливо відмітити значний вплив утилізатора ВГ на економічність, і технічний стан КГУ, в яку він входить.

З безлічі існуючих ТА(згідно класифікації приведеної в джерелі [78]), близько 80% залишають кожухотрубні ТА [48], завдяки в першу чергу можливості їх застосування при високих температурах і тисках. Враховуючи вимоги, що висуваються для утилізаторів теплоти ОГ, рекуперативні ТА кожухотрубного типу є найбільш відповідними ТА для КГУ на базі ДВЗ, які дозволяють повною мірою ці вимоги виконати. Отже, дослідження і розробка в області кожухотрубних ТА з урахуванням особливості утилізаторів теплоти ВГ для КГУ на базі ДВЗ представляє найбільший інтерес.

Найчастіше, внаслідок простоти виготовлення і монтажу, рекуперативні кожухотрубні ТА виконують у вигляді трубних пучків коридорного або шахового типу розміщених в

корпусі(кожусі) апарату. Широке поширення отримали висококомпактні пучки з поперечно-омиваних труб з розвиненою поверхнею [37, 117]. Разом з висококомпактними пучками з розвиненою поверхнею теплообміну, що відрізняються значним розвитком і складністю рельєфу, широко застосовуються(і у ряді випадків є єдино прийнятними) традиційні гладкотрубні пучки. Особливо актуальна завдання інтенсифікації конвективного теплообміну в поперечних обтічних пучках гладких циліндричних труб з коридорним і шаховим компонуванням при використанні високотемпературних забруднених газових потоків, коли нераціонально або неможливе оребрення поверхні або застосування пристінних інтенсифікаторів тепловіддачі.

Дослідженнями теплоаеродинамічних характеристик трубчастих конвективних поверхонь теплообміну займалися такі учені як В.М. Антуфьев, Г.С. Белецкий, Э.Д. Гримісон, М.А. Міхєєв, Н.В. Кузнєцов, Г.А. Михайлов, В.П. Ісаченко, В.М. Кейс, А.Л. Лондон, А.А. Жукаускас та ін.

Вдосконалення трубчастих конвективних поверхонь теплообміну пов'язане з пошуком компактних схем розташування трубок пучка в поперечному потоці і найбільш енергетично вигідними умовами їх обтікання, що забезпечують високу інтенсивність тепловіддачі в конкретних умовах експлуатації.

Зважаючи на мінімальний газодинамічний опір, що є важливою характеристикою утилізатора теплоти ОГ, особливий інтерес викликають коридорні пучки гладких труб, але окрім газодинамічного опору пучків необхідно також вирішувати

завдання підвищення ефективності теплопередачі, інтенсифікації теплообміну, підвищення компактності ТА, зниження забруднюючих відкладень(сажі) в міжтрубному просторі пучка, підвищення надійності конструкції та ін.

З численних досліджень проведених ученими в ЦКТИ ім. И.И. Ползунова (Росія), ИФТПЭ (Литва), ИТТФ (Україна) можна відмітити, що найменшим газодинамічним опором серед елементів ТА кожухотрубній конструкції при поперечному обтіканні володіють гладкотрубні пучки коридорного компонування. При поперечному обтіканні коридорних пучків течія рідини за своїм характером більше наближається до течії в прямолінійному каналі, а розподіл швидкостей в найменшому перерізі наступного ряду значно залежать від співвідношення кроків. Стислий коридорний пучок трубок з подовжнім відносним кроком рівним одиниці (трубки в ряду по ходу гріючого теплоносія стикаються) є граничним випадком [62, 65, 64]. При цьому якщо подовжні міжтрубні області прийняти за канали (рис. 1.18) отже, коридорний пучок з відносним подовжнім кроком рівним одиниці можна вважати системою подовжніх "гофрованих" каналів, в яких основний потік теплоносія рухається між подовжніми рядами труб, а між трубами є застійні зони.

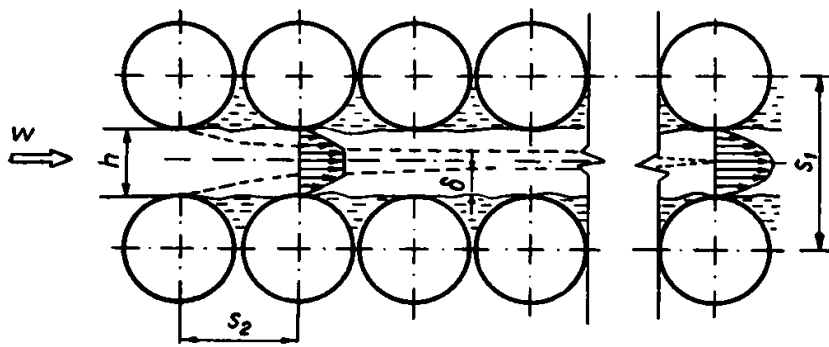


Рис. 1.18. Схема течії в стислому коридорному пучку [62]

Детальні дослідження конвективного теплообміну різних поперечних обтічних пучків гладких труб циліндричної форми з коридорним їх розташуванням здійснював А.А. Жукаускас та ін. в ІФТПЕ (Литва) [62, 65, 64, 228, 68], у яких відображений характер зміни тепловіддачі (місцева тепловіддача, стабілізується, починаючи з 3-го або 4-го ряду) і гідродинаміки потоку (зростання турбулентності при стискуванні пучка або збільшенні швидкості потоку в мінімальному прохідному перерізі пучка) по глибині пучка, вплив на процеси тепловіддачі і гідродинаміки пов'язані зі зміною подовжнього і поперечного відносних кроків, діаметру труб. Також проводилися дослідження їх гідравлічної ефективності, стійкості до дії вібрацій, коливань тиску і різних забруднень.

Дослідженнями тісних поперечних обтічних пучків гладких труб циліндричної форми з коридорним їх розташуванням займався С. Аїба [169, 168].

В.А. Пронін [121], проводив дослідження теплоаеродинамічних процесів при поперечному обтіканні

гладких циліндричних трубних пучків нетрадиційного компонування звивистого і конфузorno-дифузornoго типів, які мають знижений аеродинамічний опір в порівнянні з коридорними або шаховими компонуваннями.

Газодинамічний опір утилізатора теплоти ВГ КГУ на базі ДВЗ лімітований допустимою(без істотного зниження ефективності роботи ДВЗ) величиною противотиску на виході з двигуна ВГ (особливо з турбонаддувом, оскільки величина буде меншою не більше 5000 Па). Тому зниження величини противотиску є першочерговим, при цьому важливим чинником, що впливає на газодинамічний опір пучка і тепловіддачу, являється забрудненість ОГ. Таким чином, наукові дослідження процесів що відбуваються в утилізаторі ВГ в цій роботі спрямовані на підвищення ефективності стислих гладкотрубних пучків, коридорного компонування з подовжнім відносним кроком рівним одиниці(трубки в ряду по ходу гріючого теплоносія стикаються - граничний випадок) з урахуванням забрудненості газів.

У світлі вищевикладеного для підвищення ефективності ТА із стислими коридорними пучками для утилізації теплоти ВГ КГУ на базі ДВЗ, на транспорті в промисловості, енергетиці, металургії, сільському і комунальному господарстві науковий інтерес складає процеси гідродинаміки і тепло- і масопереносу найбільш раціональної геометрії пучка, форми поверхні нагріву з високою необхідністю зменшення застійних зон, що роблять негативний вплив на тепловіддачу і зухвалих накопичення

забруднюючих відкладень в них з одночасним збільшенням площі омиваної поверхні каналу і в цілому пучка.

Таким чином, для досліджуваних стислих пучків слід визначити вплив на процеси відносного поперечного кроку, діаметру трубок, режиму течії потоків, що проходять в них.

1.7. Висновки по розділу 1

На основі аналізу наявної наукової, технічної та довідкової літератури, проведено огляд існуючих електротехнічних комплексів для підтримання оптимального мікроклімату в пташниках та вивчено стан проблеми. Аналіз результатів досліджень в опублікованих працях призводить до необхідності проведення подальших досліджень та розробки нових електротехнічних комплексів та енергозберігаючих систем підтримання мікроклімату.

1. Наведені основні способи і електротехнічні пристрої для підтримання необхідних технологічних параметрів мікроклімату для птахівничих приміщень, розглянуто визначальні фактори, що впливають на мікроклімат.

2. Розглянуто різноманітні способи обробки повітря в пташниках, наявні системи автоматизації та методи керування вентиляційно-опалювальним обладнанням в пташниках. Наведено приклади систем вентиляційно-охолоджувальних пристроїв –

форсункових, дискових та касетних методів охолодження припливного повітря, визначено їх переваги та недоліки.

3. Проаналізовано: доцільність застосування електротехнічних систем рециркуляції повітря в пташнику з точки зору підвищення ефективності енергозберігаючих технологій та ветеринарно-гігієнічних вимог, шляхи покращення теплозахисних властивостей конструкцій зовнішніх огорожень, які дають змогу зменшити тепловтрати в приміщеннях. Вивчено процеси переносу маси та теплоти в пташниках при використанні існуючих вентиляційних систем та існуючі конструкції теплообмінного обладнання, яке використовується у вентиляційних системах, а саме, конструкції теплообмінних апаратів та шляхи їх вдосконалення.

4. Проведено огляд існуючих систем вентиляції, вивчено принцип роботи різних типів вентиляційних систем та вибрано найбільш оптимальну схему організації вентиляційних потоків у приміщенні пташника, яка може бути базовою при розробці нових систем підтримання мікроклімату у пташнику.

5. Підвищення ефективності ТА - утилізаторами тепла ОГ можливо за рахунок підвищення компактності (стиснення) пучка труб, при цьому науковий інтерес становить процеси гідродинаміки і тепло- і масообміну найбільш раціональної геометрії пучка.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ПІДТРИМАННЯ НОРМОВАНОГО МІКРОКЛІМАТУ В ПТАШНИКАХ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ

2.1. Розробка енергоефективної системи підтримання мікроклімату у птахівничих приміщеннях з використанням води з підземних свердловин та теплообмінних апаратів для охолодження припливного повітря

Пошуки енергоефективних електротехнічних комплексів систем вентиляції з метою економії енергоресурсів в галузі АПК. Зокрема у птахівництві, викликають найбільший інтерес у науковців та практиків птахівничої галузі. Особливу увагу заслуговують питання наукового обґрунтування і вдосконалення електротехнічних комплексів для охолодження повітря у пташниках при їх реконструкції та впровадженні енергозберігаючих та інноваційних методів сучасних інженерних розробок. Такий підхід значно підвищить енергоефективність птахівничого комплексу при експлуатації таких систем та покращить продуктивність їх роботи. Важливим є такий факт, що продуктивність птахівничих ферм безпосередньо залежить від мікроклімату, який підтримується в пташниках, нормовані режими якого можна досягнути використовуючи сучасні системи вентиляції та охолодження припливного повітря.

Такі режими формуються внаслідок використання систем опалення та вентиляції в залежності від метеорологічних параметрів зовнішнього повітря і теплових характеристик будівельних конструкцій. При проведенні теоретичних досліджень, пов'язаних з регулюванням теплообмінних процесів в птахівничих приміщеннях, необхідно провести розрахунки, які дають можливість зробити правильний вибір систем вентиляції.

Як було вказано раніше, у теплий період року, при температурі навколишнього середовища більше $+26^{\circ}\text{C}$ здебільшого використовується тунельна система вентиляції у птахівничих приміщень. Це дає можливість забезпечити видалення надлишкового тепла. Слід зауважити, що у навколишньому середовищі при його високих температурах і високій вологості повітря, необхідна спеціальна система управління для його охолодження і створення нормованого мікроклімату в пташнику. У системах мікроклімату для зниження температури припливного повітря у літній період року часто використовують системи для охолодження різного типу, в переважній більшості шляхом розпилення води.

Осьові вентилятори та припливні клапани контролюються та регулюються станцією керування ТСУ5. Станція керування для управління мікрокліматом ТСУ5 побудована на основі тиристорів та призначена для плавного регулювання швидкості обертання трифазних асинхронних електродвигунів витяжних вентиляторів з метою автоматичної підтримки температури повітря у

тваринницьких, сільськогосподарських та інших приміщеннях, зокрема у пташниках.

ТСУ-5 має наступні можливості:

- установка режиму ЦИКЛ;
- керування припливними клапанами та жалюзями в ручному й автоматичному режимах;
- автоматичний і ручний режими роботи;
- установка режиму «Календар»;
- установка режиму «Тунельна вентиляція»
- підключення 3-х датчиків температури (один зовнішній або датчик вологості);
- кілька типів виміру температури;
- кілька типів індикації параметрів;
- керування п'ятьма групами додаткових вентиляторів у ручному й автоматичному режимах;
- підключення зовнішньої аварійної сигналізації;
- включення теплогенератора;
- керування системою охолодження;
- синхронізація з ПК;

Устаткування ТСУ5 забезпечує чотири режими роботи: ручний, програмування, автоматичний та «Обвод».

Системи охолодження, які використовується в сучасних пташниках не є ефективними, так як ідуть значні витрати води які супроводжуються недостатнім охолодженням та підвищенням відносної вологості в пташнику (див. роз. 1). Таким чином пропонується нова енергоефективна система охолодження та

часткового нагрівання припливного повітря в пташнику яка базується на вмонтуванні у вхідні вентиляційні канали теплообмінники (теплоносії – повітря-вода). Вони здійснюють безконтактне охолодження повітря за допомогою води із підземних свердловин і використовується в теплий і зимовий періоди року при наявності системи тунельної вентиляції.

Проаналізувавши різновидності систем охолодження повітря в птахівничих приміщеннях та беручи до уваги усі позитивні й негативні сторони цих систем (див. роз. 1), пропонується новий спосіб охолодження та часткового нагрівання припливного зовнішнього повітря. Цей спосіб базується на використанні води з підземних свердловин та теплообмінних апаратів для охолодження припливного повітря. Даний спосіб дає можливість знижувати зовнішню температуру припливного повітря не підвищуючи його відносну вологість, порівнюючи, наприклад, системи охолодження з розпиленням води. За рахунок використання теплообмінників-рекуператорів, що мають відповідну теплову потужність, можна забезпечити такий сталий температурний та вологісний режим пташника, який повністю відповідає нормам технічного проектування для птахівничих підприємств [108].

Запропонована енергоефективна система для підтримання нормованого мікроклімату в пташнику розроблена і може використовуватися для вирощування птиці-бройлерів (10 тис. голів) з підлоговим утриманням. Пташник стандартного типу включає в себе такі основні характеристики:

- Габарити приміщення - 90 x 20 x 5 м.
- Зовнішні огорожі виконані з керамзит бетону товщиною 0,2 м.
- Температура зовнішнього повітря в літній +40 °С, і в зимовий періоди року відповідно -6,5 °С.
- Об'єм приміщення 7200 м³.
- Температура внутрішнього повітря +17 °С [108].

Проведено інженерний розрахунок системи вентиляції та опалення в літній та зимовий періоди року за відомими методиками [72]. На рис. 2.1 показано графік залежності кількості повітря для видалення надлишкової теплоти з приміщення пташника відносно зовнішньої температури повітря. Необхідний повітрообмін в літній період року у пташнику при температурі +40 °С становить 168200 м³/год, а в зимку 31680 м³/год. Мінімальний повітрообмін – 36 тис. м³/год при зовнішній температурі повітря +23 °С. Видалення сумарних вологовиділень, вуглекислого газу та аміаку знаходиться в межах, які вказувались вище.

Знайдено апроксимаційну функцію (2.1), яка описує необхідний повітрообмін для видалення надлишкової теплоти в літній період року з пташника в залежності від температури зовнішнього повітря (див. рис. 2.1). Похибка апроксимації становить 5%:

$$f(x) = -1769042,7415 + 156074,939 \cdot x - 4284,633 \cdot x^2 + 39,856 \cdot x^3 \quad (2.1)$$

де, $x = 23,24 \dots 40$ – температура зовнішнього повітря, °С.

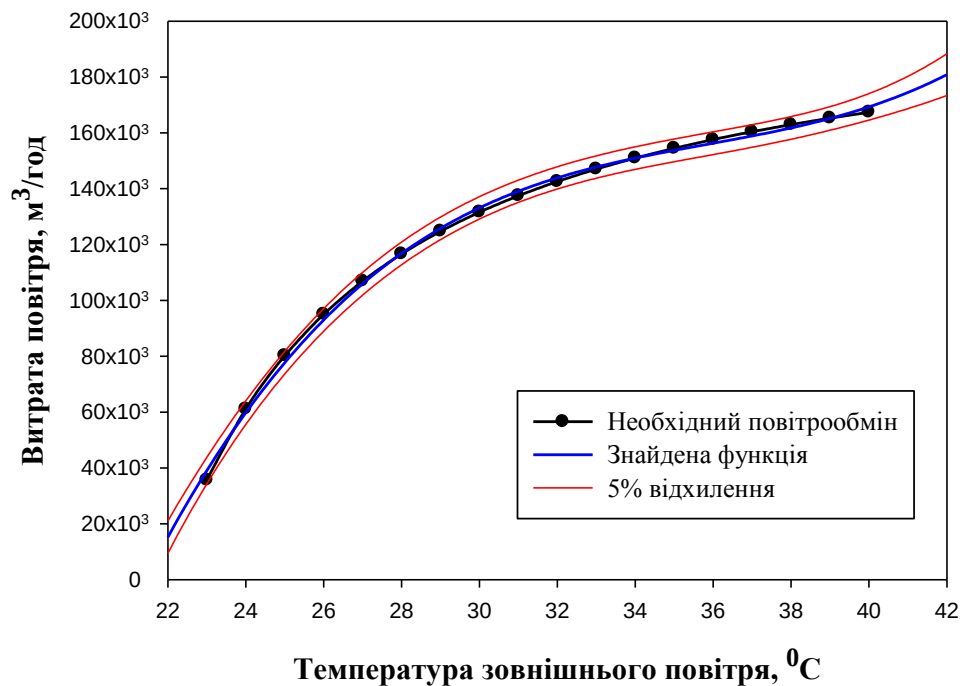


Рис. 2.1. Залежність повітрообміну в пташнику відносно зовнішньої температури повітря у літній період року

Для видалення надлишкової теплоти з приміщення пташника при температурі зовнішнього повітря $+40^{\circ}\text{C}$ необхідно задіяти 7 додаткових вентиляторів типу ВО-12,5 (див. рис. 2.1.). Сумарна потужність електродвигунів 7,7 кВт. При роботі запропонованої системи охолодження температура знижуватиметься до $+20^{\circ}\text{C}$, що супроводжує зменшення кількості вентиляторів до 3. Це дає економію електроенергії у 2,3 раза. Така система дозволяє раціонально використовувати енергетичні ресурси та мінімізувати витрати електроенергії у процесі вирощування птиці, що є актуальним на сьогодні для енергозбереження.

Запропонована енергоефективна система підтримання необхідного мікроклімату в пташнику з використанням теплообмінників, дозволяє нам також частково підігрівати припливне повітря в зимовий період року. В якості охолодження використовується вода з підземних свердловин. Теплообмінні апарати (ТА) нової конструкції можуть підігрівати припливне повітря від -20 до $+7$ $^{\circ}\text{C}$.

Розрахунок системи опалення в зимовий період при температурі -20 $^{\circ}\text{C}$ показав, що необхідно близько 395 кВт теплової енергії для обігріву приміщення пташника. За останні роки, з 2012 по 2015 зими стали дещо теплішими і середні покази температур [118] становлять близько $-6,5$ $^{\circ}\text{C}$. Тому на опалення пташника необхідно 210 кВт теплової енергії (рис. 2.2).

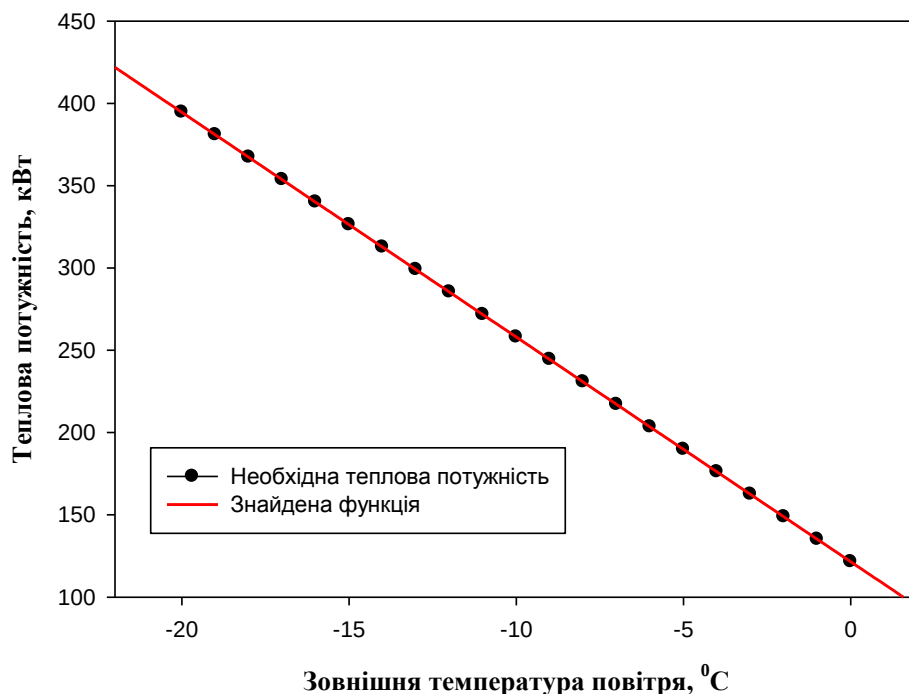


Рис. 2.2. Залежність теплової потужності системи опалення у зимовий період року відносно зовнішньої температури повітря

Знайдено апроксимаційну функцію (2.2), яка описує необхідну теплову потужність системи опалення в зимовий період року у пташника відносно температури зовнішнього повітря (див. рис. 2.2):

$$f(x) = 121,468 - 13,656 \cdot x \quad (2.2)$$

де, $x = 23, 24 \dots 40$ – температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$.

Для забезпечення достатнього обігріву приміщення в пташнику при температурі зовнішнього повітря -20°C з теплообмінниками до нормованої температури необхідно три газових теплогенератори Kroll P-43 (див. табл. 2.1). Без використання теплообмінних апаратів, необхідно п'ять газових теплогенераторів Kroll P-80. Технічні характеристики яких наведені в таблиці 2.1. Отже, використання запропонованої системи підтримання мікроклімату дає можливість зменшити витрати газу при -20°C у 3,17 рази. При цьому зменшення витрат електроенергії від 1,7 до 2,9 рази (кВт/год). При $-6,5^{\circ}\text{C}$ у 2 рази. Слід зауважити, що вартість використання паливно-енергетичних ресурсів, в порівнянні з вартістю електроенергії, є значно дешевшою для опалення пташників, навіть при нинішньому зростанні цін на газ.

Таблиця 2.1

Технічні характеристики теплогенераторів Kroll P-43 та P-80.

Тип	Теплова потужність, кВт	Витрати газу Пропан, кг/год	Діаметр входної газової труби	Продуктивність, м³/год	Електрична потужність, кВт	Тиск газу, бар	Маса, кг	ККД, %
P 43	26,6-43	2,1-3,43	Rp 3/4"	860	0,09	0,3-2,0	13	100
P 80	42,5-82,3	3,95-6,48	Rp 3/4"	2450	0,156	0,5-1,5	24	100

Запропонована система підтримання мікроклімату у птахівничих приміщеннях представлена на рис. 2.3.

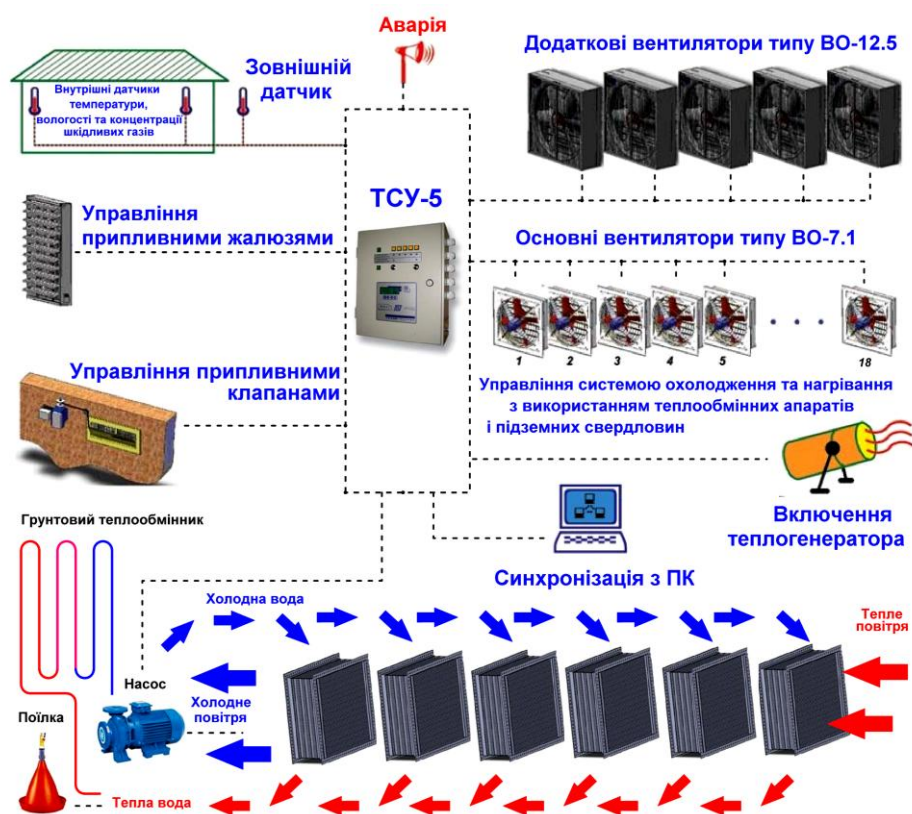


Рис. 2.3. Загальна схема запропонованої системи підтримання нормованого мікроклімату в пташниках з використанням води підземних свердловин та теплообмінних апаратів

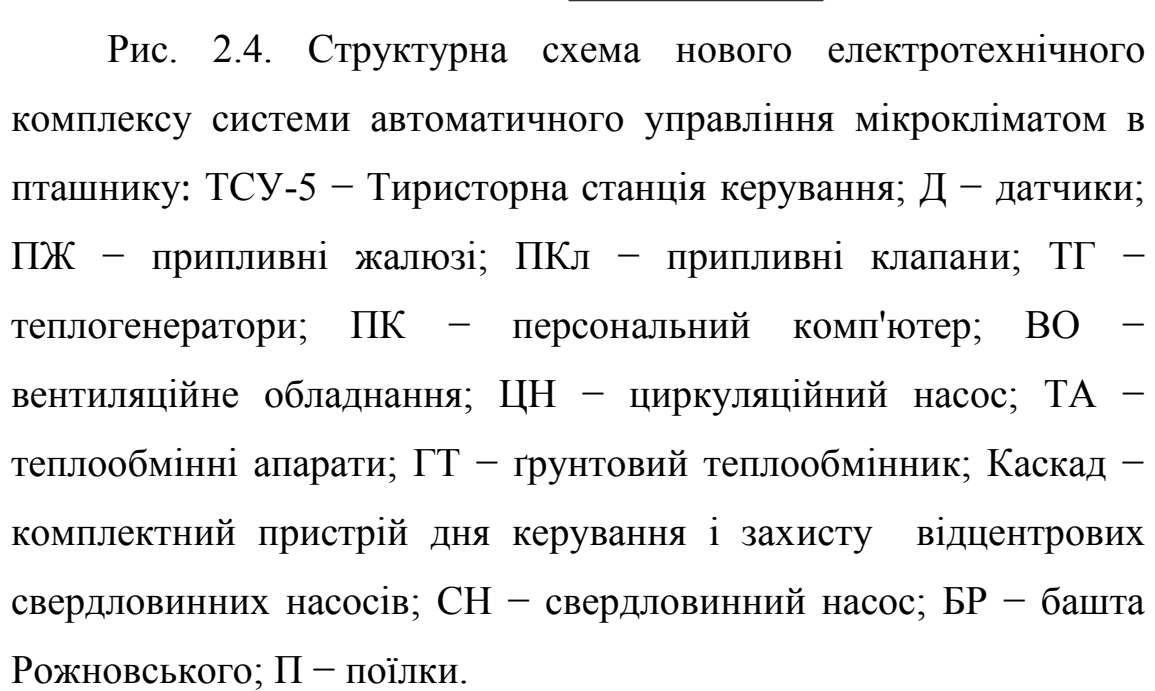
В новій енергоефективній системі підтримання нормованого мікроклімату птахівничого приміщення було замінено систему охолодження в літній та часткового нагрівання у зимовий періоди року. Заміна існуючих систем охолодження, що базуються на використанні панелей охолодження «cooling pad» на теплообмінні апарати з використанням води підземних свердловин, дає можливість охолодити припливне повітря в пташнику без підвищення відносної вологості в приміщенні. Загальна та структурна схеми нового електротехнічного комплексу системи підтримання нормованого мікроклімату у пташнику показані на рис. 2.4.

На структурній схемі (див. рис. 2.4) показано об'єднання систем автоматизації ТСУ-5 на тиристорній основі та комплектного пристрою «Каскад». Він призначений для керування й захисту відцентрових свердловинних насосів водопідйому і дренажу із занурювальними електродвигунами. Вони з'єднані між собою як електричною так і гідравлічними схемами. Система «Каскад» також може працювати і у звичайному режимі, незалежно від гідравлічної схеми системи підтримання мікроклімату.

При розробці нової енергоефективної системи підтримання мікроклімату у пташниках з використанням води підземних свердловин та теплообмінних апаратів важливу роль відіграє чисельне моделювання процесів тепло- і масообміну у птахівничих приміщеннях. Результати чисельного моделювання дають можливість проаналізувати аеродинамічну і теплову

```

graph TD
    Д[Д] --> ТСУ5[ТСУ-5]
    ПЖ[ПЖ] --> ТСУ5
    ПКл[ПКл] --> ТСУ5
    ПК[ПК] --> ТСУ5
    ТСУ5 --> ТГ[ТГ]
    ТСУ5 --> ВО[ВО]
    ТСУ5 --> ЦН[ЦН]
    ТСУ5 --> ТА[ТА]
    ТА --> П[П]
    ТА --> ГТ[ГТ]
    ГТ --> БР[БР]
    БР --> П
    БР --> Каскад[Каскад]
    Каскад --> П
    Каскад --> БР
    П --> Д
    П --> ПЖ
  
```



83

Таким чином в даній роботі пропонується новий енергоефективний електротехнічний комплекс системи нормованого мікроклімату в птахівничих приміщеннях. Який здійснюється за допомогою води підземних свердловин з використанням теплообмінників-рукуператорів. Використання такого електротехнічного комплексу дає можливість скоротити кількість вентиляторів з 7 до 3 шт., що знижує споживання електроенергії в 2,3 рази. В зимку зменшити витрати природного газу від 2 до 3,1 раз, а електроенергії від 1,7 до 2,9 раз.

2.2. Чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу при вентиляції приміщень пташників у літній період року

Схематичне розташування вентиляційного обладнання в стійловому приміщенні пташника можна побачити на рис 2.5 (вигляд зверху) та на рис. 2.6 (вигляд збоку). На цих рисунках представлена схема руху повітря в пташнику, на якій зображено стійлове приміщення 1 (рис. 2.5), вентиляційні вікна 2 та витяжні вентилятори 3 ($\phi_1, \phi_2 \dots \phi_7$). Крім того на рис. 2.6 показані теплообмінники-рекуператор ($S_1, S_2 \dots S_{10}$) 4, які встановлені у вентиляційні вікна, через які проходить тепле повітря, свердловина 5, свердловинний насос 6 для подачі води, трубопровід 7 та вихідний патрубок 8 (див. заг. схему рис. 2.3).

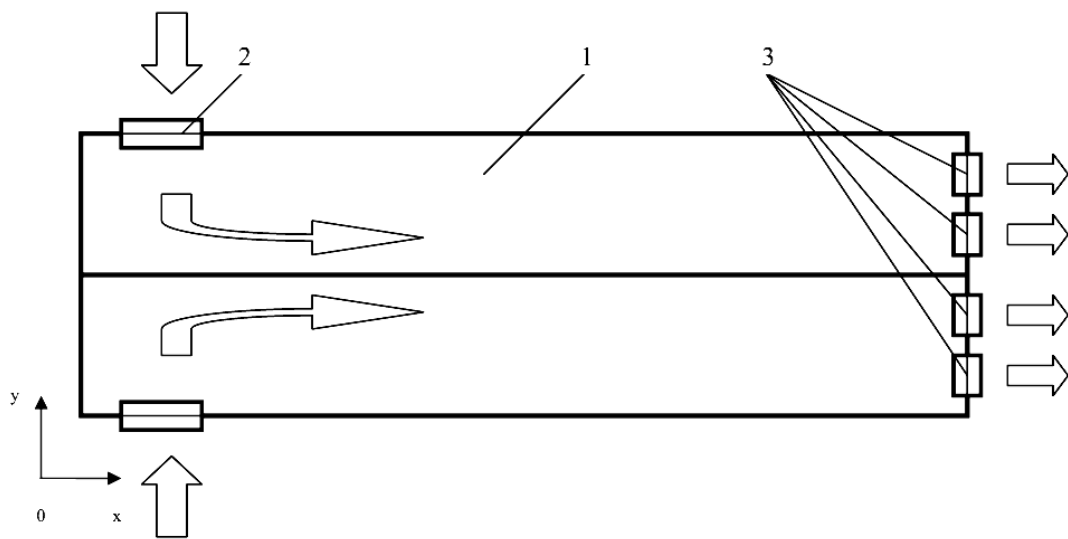


Рис. 2.5. Схема руху повітря в птахівничому приміщенні та розташування необхідного обладнання (вид зверху)

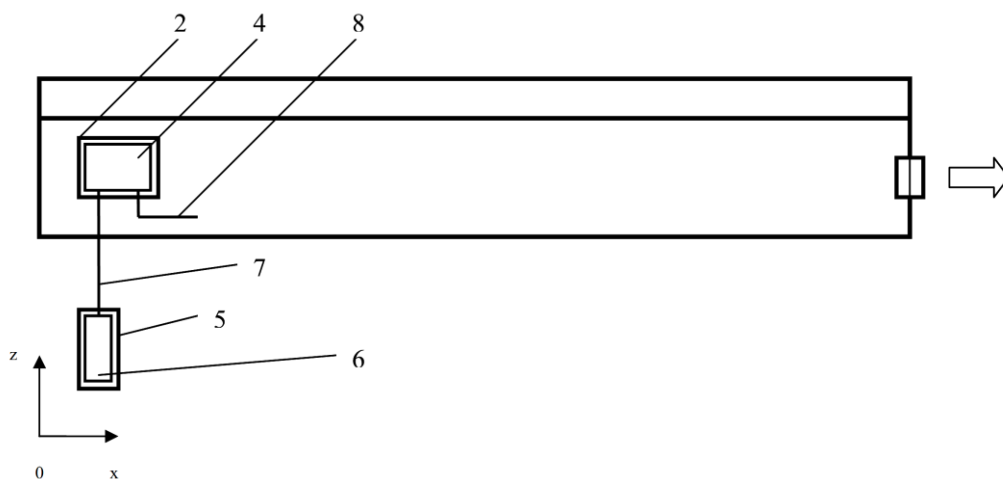


Рис. 2.6. Схема руху повітря в птахівничому приміщенні та розташування необхідного обладнання (вид збоку)

Конструктивно схема вентиляції побудована так, що для нормалізації температурних параметрів у пташниках в теплий період року вентиляційно-охолоджувальну систему встановлено в зовнішні стіни. У них вмонтовано теплообмінники-рекуператори, що забезпечують охолодження припливного

повітря без збільшення відносної вологості. Використання даного способу дозволяє знизити температуру припливного повітря в приміщенні пташника до $+20^{\circ}\text{C}$. Варто відмітити, що новий спосіб охолодження припливного повітря в пташнику використовує тунельну вентиляцію, так як у вхідні вентиляційні вікна встановлюються кожухотрубні теплообмінні апарати, які охолоджують припливне повітря в пташнику шляхом зниження його температури між трубами з холодною водою.

Для оптимального розміщення вентиляційних та теплообмінних пристроїв, що входять у запропоновану систему, проведено математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в пташнику [43, 47, 150].

Рух в'язкої рідини або газу (повітря) описується системою рівнянь, яка включає рівняння нерозривності й рівняння збереження кількості руху в проекціях на осі координат. Якщо рух середовища супроводжується теплопереносом, до системи названих рівнянь додається рівняння збереження енергії (рівняння теплопереносу).

В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса [165, 200] і рівняння переносу енергії для конвективних течій. У розрахунках застосована модель турбулентності Спаларта-Аллмараса [175, 218, 219, 170, 173, 220] та модель випромінювання Discrete Ordinates (DO) [172]. Розрахунки проведені з використанням і без використання охолоджуючого рекуперативного теплообмінного апарату. Нижче наведені вихідні рівняння.

Рівняння Нав'є-Стокса:

$$\left. \begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

де ρ – густина середовища, кг/м³; μ – динамічна в'язкість середовища, Па•с; p – тиск, Па; u, v, w , – векторне поле швидкостей; t – час, с.

Рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (u\rho)}{\partial x} + \frac{\partial (v\rho)}{\partial y} + \frac{\partial (w\rho)}{\partial z} = 0, \quad (2.4)$$

Рівняння збереження енергії:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q(\tau, x, y, z). \quad (2.5)$$

де T – температура в точці, К⁰; λ – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт / м • К⁰; C_p – питома теплоємність середовища, Дж / кг • К⁰.

Задаємо граничні умови (див. рис. 2.7) на вхідних вентиляційних отворах передньої торцевої стінки:

$$\begin{aligned} y'_{Si} \leq y \leq y''_{Si}; \quad z'_{Si} \leq z \leq z''_{Si}; \quad i = 1, 2, \dots, 6; \quad S_i(y = \pm M/2, x, z); \\ w = w_{ex}; \quad T = T_s \end{aligned} \quad (2.6)$$

на вхідних вентиляційних отворах бокових стінок (див. рис. 2.8):

$$\begin{aligned} x'_{Si} \leq x \leq x''_{Si}; z'_{Si} \leq z \leq z''_{Si}; i = 7, 8 \dots 10; S_i(y = \pm M/2, x, z); \\ w = w_{ex}; T = T_3 \end{aligned} \quad (2.7)$$

на вихідних вентиляційних отворах, де розташовані вентилятори на задній торцевій стінці (див. рис. 2.9):

$$\begin{aligned} y'_{\varphi i}(z) \leq y \leq y''_{\varphi i}(z); z'_{\varphi i}(y) \leq z \leq z''_{\varphi i}(y); i = 1, 2 \dots 7; \varphi_i(x = L, y, z); \\ w = w_{oux}; \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = 0. \end{aligned} \quad (2.8)$$

умови прилипання повітряного теплоносія на передній торцевій стінці (див. рис. 2.7):

$$\begin{aligned} -M/2 \leq y \leq M/2; 0 \leq z \leq H + h(y); 0 \leq h(y) \leq h_{\max}; \\ y \notin S_i(x = 0, y, z); i = 1, 2 \dots 6; W = 0; T = T_{cm}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

умови прилипання на задній торцевій стінці (див. рис. 2.9):

$$\begin{aligned} -M/2 \leq y \leq M/2; 0 \leq z \leq H + h(y); 0 \leq h(y) \leq h_{\max}; \\ y \notin \varphi_i(x = L, y, z); i = 1, 2 \dots 7; W = 0; T = T_{cm}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

умови прилипання на бокових стінках та перекритті (рис. 2.8):

$$\begin{aligned} y = \pm M/2; 0 \leq x \leq L; 0 \leq z \leq H + h(y); y \notin S_i(y = \pm M/2, x, z); \\ z \notin S_i(y = \pm M/2, x, z); i = 7, 8 \dots 10; W = 0; T = T_{cm}. \end{aligned} \quad (2.11)$$

де, $S_i(x \leq 0, y, z)$ – функція яка описує границі вхідних вентиляційних отворів, $\varphi_i(x = L, y, z)$ – функція яка описує границі вихідних вентиляційних отворів, L – довжина бокових стінок пташника, м; M – ширина передньої та задньої торцевої стінки, м; H – висота пташника, м; $h(y)$ – функція висоти покрівлі в перерізі $0y$, м; $T_{ст}$ – температура стінки, $^{\circ}\text{C}$; T_3 – зовнішня температура, $^{\circ}\text{C}$; $w_{вх}$ – вхідна швидкість повітря в пташник, м/с; $w_{вих}$ – вихідна швидкість повітря з пташника, м/с.

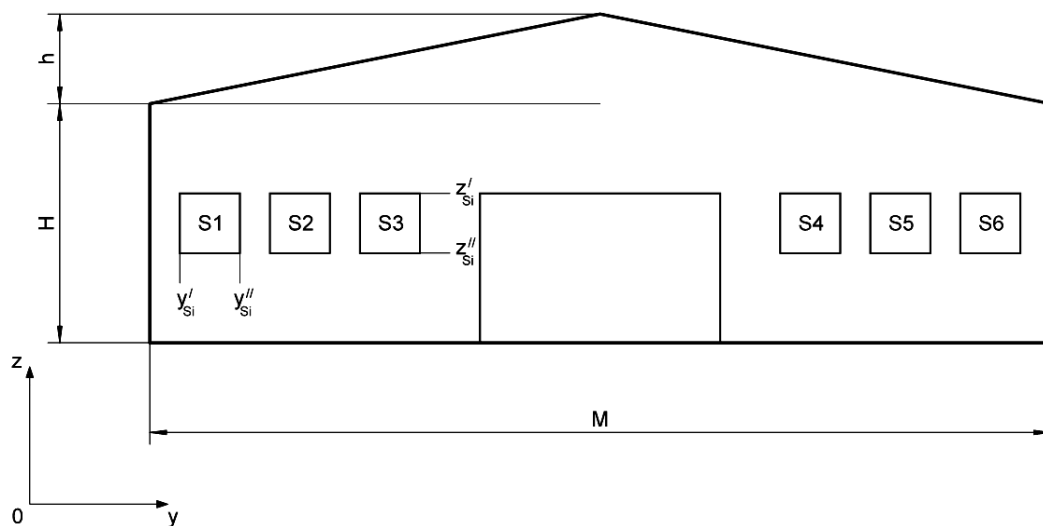


Рис. 2.7. Передня торцева стінка пташника

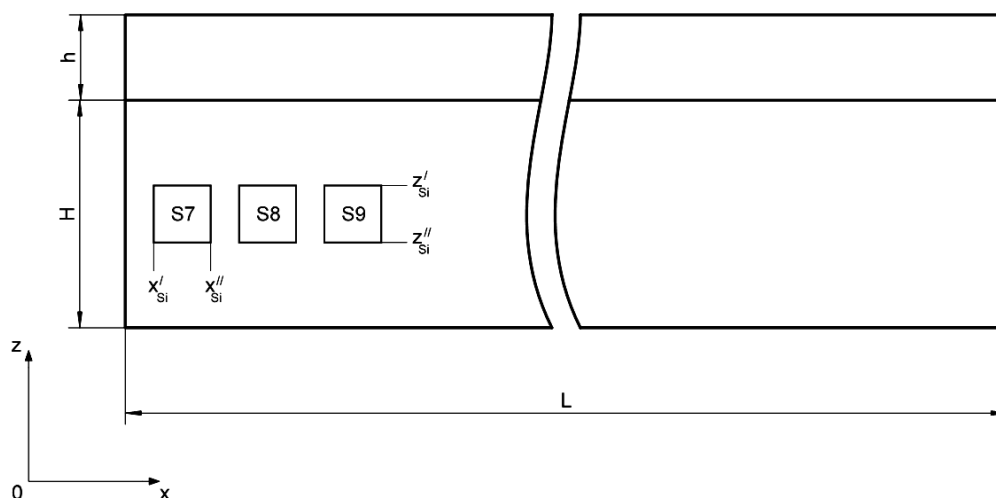


Рис. 2.8. Бокова стінка пташника

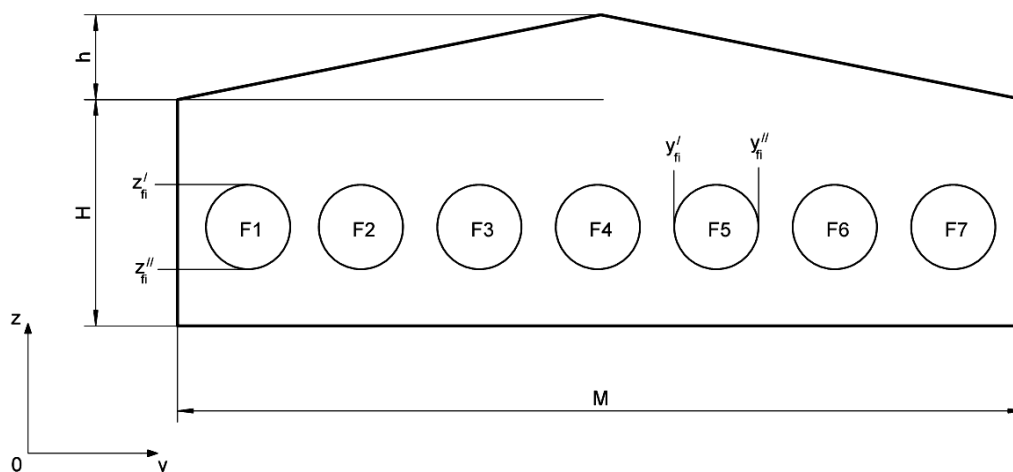


Рис. 2.9. Задня торцева стінка пташника

Моделі турбулентності з одним рівнянням дають опис турбулентності за допомогою однієї змінної величини, для якої будується диференціальне рівняння переносу. Інші турбулентні характеристики зв'язуються з нею за допомогою алгебраїчних чи інших співвідношень. До даного класу відноситься модель Спаларта-Аллмараса.

Дана модель відноситься до класу низькорейнольдсових. При її розробці модель була розвинена для отримання достовірних розрахункових оцінок для двовимірних змішаних течій, слідів і межового шару на плоскій пластині. Випробування показали переваги цієї моделі в порівнянні з $k-\epsilon$ і $k-\omega$ моделями при розрахунку потоків із значними градієнтами тиску.

Модель турбулентності Spalarta-Allmarasa:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{v} u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_{\tilde{v}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu + \rho \tilde{v}) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_i} \right\} + C_{b2\rho} \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_i} \right)^2 \right] - Y_v + S_{\tilde{v}} \quad (2.12)$$

де G_v – утворення турбулентної в'язкості; Y_v – знищення турбулентної в'язкості, що відбувається в пристіночній області через блокування гідродинамічного потоку стінкою і процесів в'язкого затухання; $\sigma_{\tilde{v}}$ і C_{b2} – константи; ν – молекулярна кінематична в'язкість.

У моделі константи C_{b1} , C_{b2} , $\sigma_{\tilde{v}}$, C_{v1} , C_{w1} , C_{w2} , C_{w3} і k [218] мають такі значення:

$$C_{b1} = 0.1355; C_{b2} = 0.622; \sigma_{\tilde{v}} = \frac{2}{3}; C_{v1} = 7.1; k = 0.4187;$$

$$C_{w1} = \frac{C_{b1}}{k^2} + \frac{(1 + C_{b2})}{\sigma_{\tilde{v}}}; C_{w2} = 0.3; C_{w3} = 2. \quad (2.13)$$

Досвід використання моделі Spalarta-Allmarasa показав, що її реальні можливості значно ширші, ніж передбачалося при її створенні. Більш того, після введення в неї поправок на кривизну ліній току і обертання, межі застосування моделі помітно розширилися. Модель є задовільною при розрахунку багатьох складних гідродинамічних потоків.

Резюмуючи, слід зазначити, що клас моделей з одним диференціальним рівнянням є якісними моделями, які можуть використовуватись для опису турбулентних течій з урахуванням стисливості, кривизни ліній струму і відриву потоку.

Радіаційна модель Discrete Ordinates (DO):

Рівняння переносу випромінювання для середовища поглинання, випромінювання та розсіювання у положенні в напрямку $\vec{S}$ є:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (2.14)$$

де, $\vec{r}$ – вектор позиції; $\vec{S}$ – напрям вектор; $\vec{S}'$ – вектор напрямку розсіювання; S – довжина шляху; a – коефіцієнт поглинання; n – показник заломлення; σ_s – коефіцієнт розсіювання; σ – константа Стефана-Больцмана ($5,669 \cdot 10^{-8}$ Вт/м²•К⁴); I – інтенсивність випромінювання, яка залежить від положення ($\vec{r}$) та напрямку ($\vec{S}$); T – локальна температура; Φ – фазова функція; Ω' – твердий кут.

$(a + \sigma_s) \cdot s$ – це оптична товщина чи непрозорість середовища. Індекс заломлення n важливий при розгляді випромінювання в напівпрозорих середовищах.

Дифракційна ординатна модель випромінювання вирішує рівняння радіаційного перенесення (РРП) для кінцевого числа дискретних твердих кутів, кожен з яких пов'язаний з векторним напрямком, зафіксованим в глобальній декартовій системі (x , y , z). Роз'єднане впровадження має послідовний характер і використовує консервативний варіант моделі DO, що називається схемою кінцевого обсягу [180, 190], а також її розширення до неструктурованих сіток [209]. У відокремленому випадку рівняння для енергії та інтенсивності випромінювання вирішуються один за одним, припускаючи, що переважаючі значення для інших змінних.

Модель дискретних ординат розглядає рівняння радіаційного перенесення в напрямку як рівняння поля. Таким чином, рівняння 2.14 записується як:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega' \quad (2.15)$$

ANSYS Fluent також дозволяє моделювати несекуче випромінювання за допомогою моделі сірий діапазон. РРП для спектральної інтенсивності $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ можна записати як [208]:

$$\nabla \cdot (I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s)I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega' \quad (2.16)$$

де, λ – довжина хвилі, a_λ – коефіцієнт спектрального поглинання, а $I_{b\lambda}$ – інтенсивність чорного тіла, задана функцією Планка. Коефіцієнт розсіювання, фазова функція розсіювання та показник заломлення n приймаються незалежно від довжини хвилі.

Реалізація несірої DO розподіляє спектр випромінювання на N діапазонів довжин хвиль, які не повинні бути суміжними або рівними в масштабі. Інтервали довжини хвилі постачаються вами і відповідають значенням у вакуумі ($n = 1$). RTE інтегрований по кожному інтервалу довжин хвиль, в результаті чого утворюються рівняння транспортування для величини $I_\lambda \Delta\lambda$, енергія випромінювання, що містяться в діапазоні довжин хвиль $\Delta\lambda$. Поведінка в кожній смузі вважається сірою. Емісія чорного тіла в діапазоні довжин хвиль на одиницю твердого кута записується як

$$[F(0 \rightarrow n\lambda_2 T) - F(0 \rightarrow n\lambda_1 T)] n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (2.17)$$

де $F(0 \rightarrow n\lambda T)$ – частка енергії випромінювання, що випромінюється чорним тілом [208] в інтервалі хвиль від 0 до λ при температурі T в середовищі з показником заломлення $n\lambda_2$. і λ_1 – довжина хвиль діапазону смуги.

Загальна інтенсивність $I(\vec{r}, \vec{s})$ в кожному напрямку у позиції обчислюється за допомогою:

$$I(\vec{r}, \vec{s}) = \sum_k I_{\lambda_k}(\vec{r}, \vec{s}) \Delta\lambda_k \quad (2.18)$$

де сумація перевищує діапазони хвиль.

Граничні умови для несірої моделі DO застосовуються на смузі. Обробка всередині смуги така сама, як і для сірої моделі DO.

2.3. Побудова сітки МКЕ в 3D для пташника

Для чисельного розрахунку задач гідродинаміки і теплопереносу використовується метод кінцевих елементів (МКЕ). В англomовній літературі його називають Finite Elements Method (FEM). Суть методу полягає в наближеному вирішенні варіаційної задачі. Для формулювання цього завдання використовуємо поняття функціоналу. Оператор $I[f(x)]$ називається функціоналом, який заданий на деякій множині

функцій, якщо для кожної функції $f(x)$ ставиться у відповідність певне числове значення $I[f(x)]$ [56]. Іншими словами, функціонал є як би «функцією від функції». Часто функціонали мають вигляд інтегралів. Варіаційна задача полягає у знаходженні такої функції $f(x)$, яка б відповідала мінімальному значенню функціоналу $I[f(x)]$. Вигляд цього функціоналу є різним для різних завдань та підбирається спеціальним вибором.

В даний час МКЕ знайшов широке застосування при вирішенні задач теплопровідності в твердих тілах і при розрахунках на міцність. Крім того цей метод застосовується при розрахунку течій рідин і газів [31]. Відомі також методи, які поєднують у собі елементи методу кінцевих об'ємів і методу кінцевих елементів [113, 182]. Поєднання цих методів дозволяє використовувати більш широкий ряд розрахункових сіток (тетрагональні сітки, пірамідальні, призматичні, полігедральні), що необхідно при вирішенні завдань зі складною геометрією. Цей підхід використовують CFD пакети Ansys CFX, Ansys Fluent, Star-CD, Star-CCM +, Comsol та ін.

Пакет ANSYS має безліч застосувань практично для всіх галузей сучасної науки і техніки, в тому числі в сільськогосподарській галузі. При цьому слід враховувати, що різні фізичні завдання вимагають різних підходів при моделюванні й створенні розрахункової сітки. Розглянемо деякі особливості побудови сітки для задач гідро- газодинаміки, тепло- масопереносу – створення її в ANSYS Meshing, зокрема 2D. ANSYS Meshing добре адаптована для створення сітки для CFD

додатків ANSYS - CFX або FLUENT, проте слід враховувати, що загальну логіку побудови сітки можна переносити і для інших програм, в тому числі для програм, які не використовуються в ANSYS.

Побудова сітки проводилася в сіткогенераторі ANSYS Meshing на базі платформи Workbench. В ANSYS Meshing Application існують наступні методи розбивки для 3D геометрії:

- Автоматичний (Automatic);
- Методи побудови тетрагедральної сітки (Tetrahedrons):
 - на основі поверхневої сітки (Patch Conforming);
 - незалежно від поверхонь (Patch Independent);
 - CFX-Mesh;
- Методи побудови гексагедральної сітки:
 - протяжкою (Sweep);
 - протяжкою для оболонкових тіл (Thin sweep);
 - багатозональний (Multi Zone);
 - багатозональний (на основі блочної сітки ICEM CFD);
 - з переважанням гексаєдрів (Hex Dominant).

Програмні пакети використовують декілька основних видів сітки для 3D: тетрагедральну, декартову і гексагедральну. Тетрагедральна сітка дозволяє створювати осередки, близькі за формою до границь розрахункової області і до зон з великими градієнтами швидкостей і температур, що дозволяє моделювати межові шари. У той же час, створення тетрагедральної сітки є дуже трудомістким. За допомогою декартової сітки дозволяється створювати тільки прямокутні осередки, що може призвести до

погіршення розв'язків рівнянь приграничного шару, проте декартова сітка є більш простою при її створенні. Існує ряд способів, що дозволяють вирішувати рівняння переносу в області приграничних шарів за наявності високих градієнтів параметрів потоку.

Гексагедральна сітка, для вирішення завдання з тією ж точністю, міститиме більш ніж в 2 рази менше вузлів, в порівнянні з тетрагедральною сіткою. Тому при її застосуванні необхідна менша кількість елементів для вирішення завдання CFD.

Анізотропні елементи можуть бути суміщені з анізотропною геометрією (межові шари, області з великою кривизною і довгими кінцевими елементами). Для довільних конфігурацій гексагедральна сітка вимагає багато підготовчих операцій, однак це призводить до більш якісного результату. Для багатьох більш простих конфігурацій за допомогою протяжки, сітки можна створювати більш простіше і швидше використовуючи розгортки (Sweep) і мультизональної (Multi Zone) побудови.

В таблиці 2.2 наведено параметри настройки сітки в ANSYS Meshing для подальшої передачі розрахунку тепло- масообміну та гідродинаміки в Ansys Fluent.

Геометрія побудована в реальних розмірах. Кількість елементів та граней достатньо велика (табл. 2.2). Враховуючи великі розміри приміщення, розмір елемента та грані збільшено

не на багато із-за обмеження продуктивної та розрахункової потужності комп'ютера.

Таблиця 2.2

Параметри побудови сітки для птахівничого приміщення.

Параметри настройки	Пташник
Показчик якості сітки (orthogonal quality)	0,45
Показчик якості сітки (Skewness)	0,71
Кількість елементів, шт	1628712
Кількість вузлів, шт	9303422
Кривизна кута, град	45
Метод	трикутна
Максимальний розмір елемента, м	2,3
Максимальний розмір грані, м	4,6
Мнімальний розмір грані, м	$2,3 \cdot 10^{-2}$

На рис. 2.10 і 2.11 зображено побудовану сітку птахівничого приміщення з фронтальної та бокової сторони, отвори припливного повітря та вхідних воріт. Сітка дещо зменшена відносно решти площі стінки. Дані заходи застосовані для покращеного розрахунку гідродинаміки. В розрізі (рис. 2.12) чітко видно виступаючу сітку, завдяки чому можна краще оцінити якість та недоліки самої сітки. Також ми помічаємо згущення сітки поблизу підлоги у зв'язку з розташуванням на ній птиці.

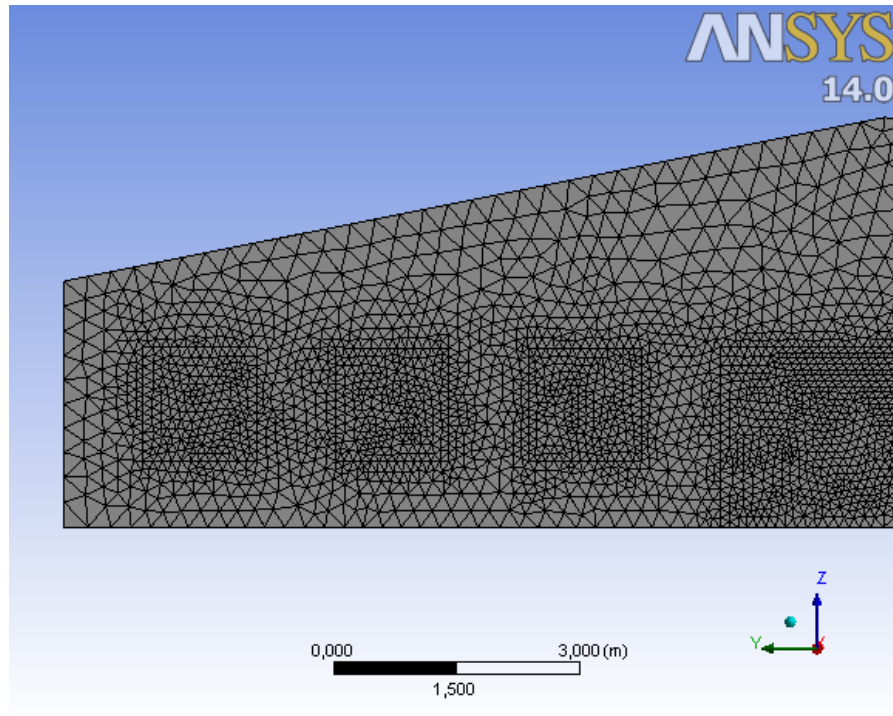


Рис. 2.10. Сітка пташника з фронтальної сторони

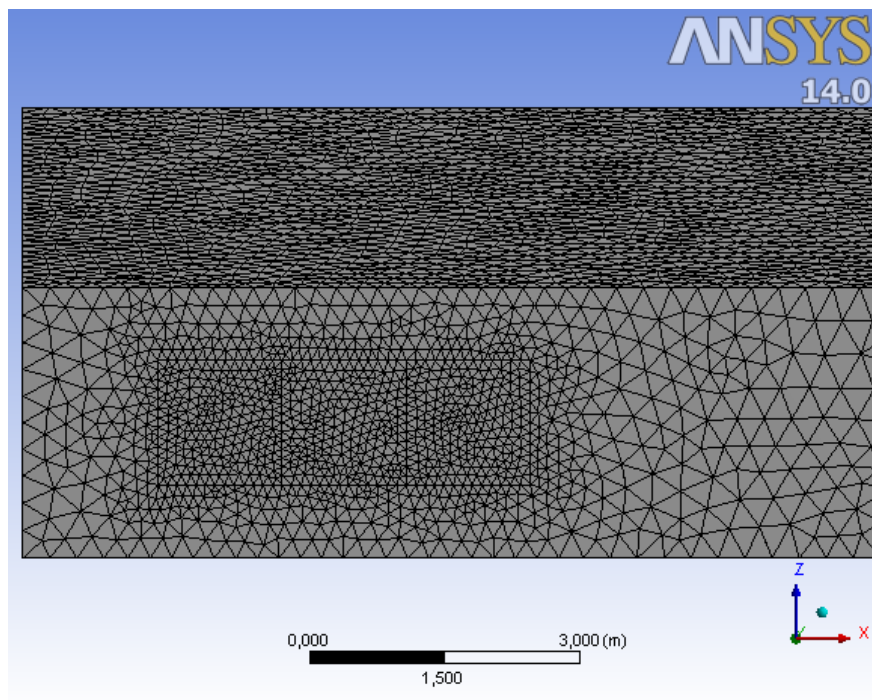


Рис. 2.11. Сітка пташника з бічної сторони

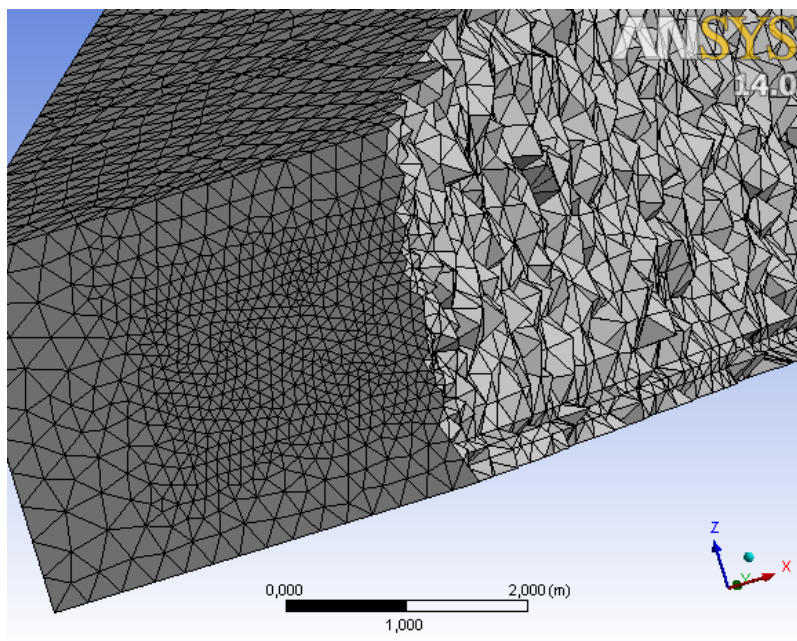


Рис. 2.12. Сітка пташника в розрізі

Використовуючи метод кінцевих елементів побудовано розрахункову сітку 3D в програмному комплексі ANSYS Meshing для розв'язку задач гідродинаміки і теплопереносу в птахівничому приміщенні. В результаті побудови різноманітних сіток для CFD моделей, вибрано найбільш оптимальні та якісні, що дають змогу отримати достовірні та точні результати розрахунку вентиляційних потоків у пташнику.

2.4. Результати досліджень чисельного моделювання процесів гідродинаміки і теплообміну при вентиляції повітря птахівничих приміщень

У цьому підрозділі наведені результати комп'ютерного математичного моделювання пташника в 3D яка дає можливість

порівняти два види вентиляції пташника - без використання теплообмінника-рекуператора та з використанням цього теплообмінника. Для проведення чисельного моделювання, попередньо здійснюють побудову сітки 3D методом кінцевих елементів в ANSYS Meshing [147].

Всі розрахунки виконані при масовій витраті повітря 55,2 кг/с. Температура зовнішнього повітря приймається рівною +40 °С та вводять параметри теплового випромінювання. Стіни і підлога виконані з керамзит-бетону товщиною відповідно 200 мм. Розрахунок виконаний із урахуванням теплообмінного апарата і без нього. В якості теплоносіїв в теплообміннику-рекуператорі вибрано зовнішнє повітря з температурою на вході +40 °С. При цьому температура повітря на виході повинна становити близько +20 °С. У теплообмінник вода потрапляє з підземних свердловин при температурі +7 – +10 °С. У птахівничих приміщеннях птиця при підлоговому утриманні є джерелом теплоти.

Результати розрахунків для птахівничого приміщення наведено на рис. 2.13 – 2.17 без використання теплообмінного апарату. На рис. 2.13 – 2.15 наведено розподіл температури в обслуговуючій зоні з вхідною температурою зовнішнього повітря +40 °С, без використання теплообмінника-рекуператора. Аналізуючи рисунок, зони з найвищою температурою знаходяться в місцях розміщення птахів.

Контурні поля швидкості та перепаду тиску зображені на рис. 2.16 – 2.17. Для двох різних моделей середня швидкість

повітря досягає 1,95 м/с, що повністю відповідає нормам технічного проектування птахівничих підприємств [108].

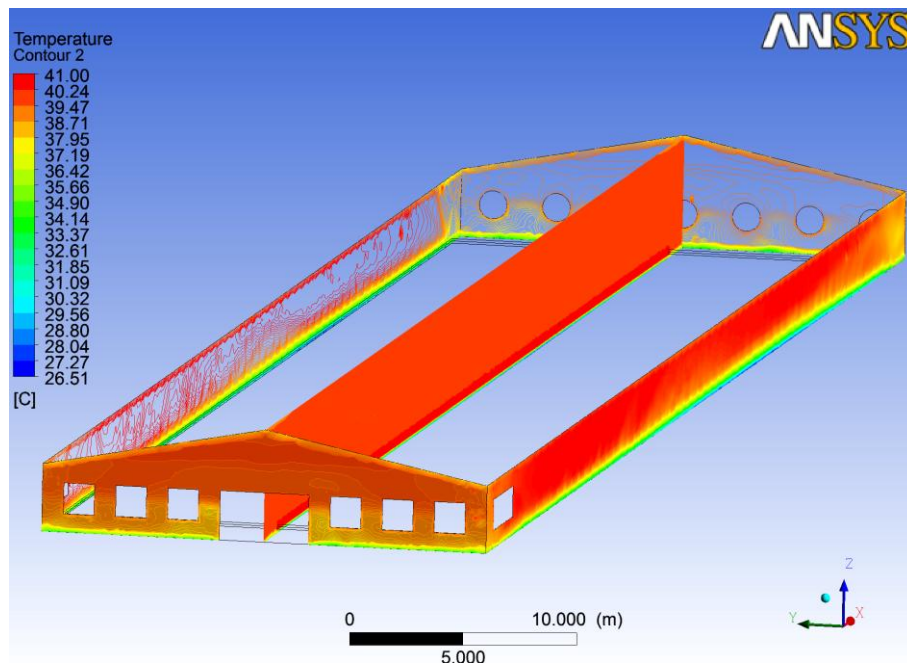


Рис. 2.13. Температурне поле стін приміщення та повітря в розрізі по середній лінії приміщення по осі Oy в інтервалі від $+26,5$ до $+41,0$ $^{\circ}\text{C}$

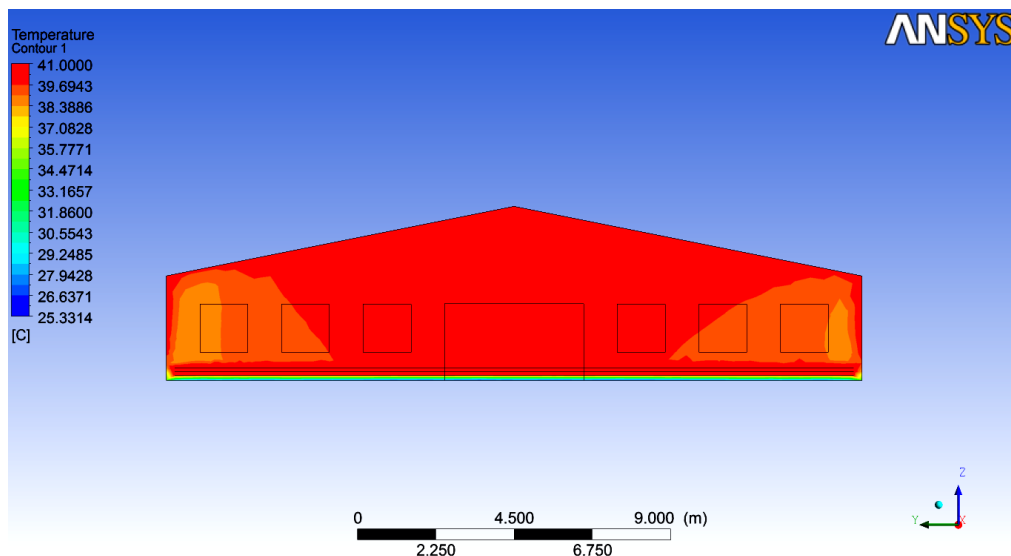


Рис. 2.14. Температурне поле в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 30 м від входу, $^{\circ}\text{C}$

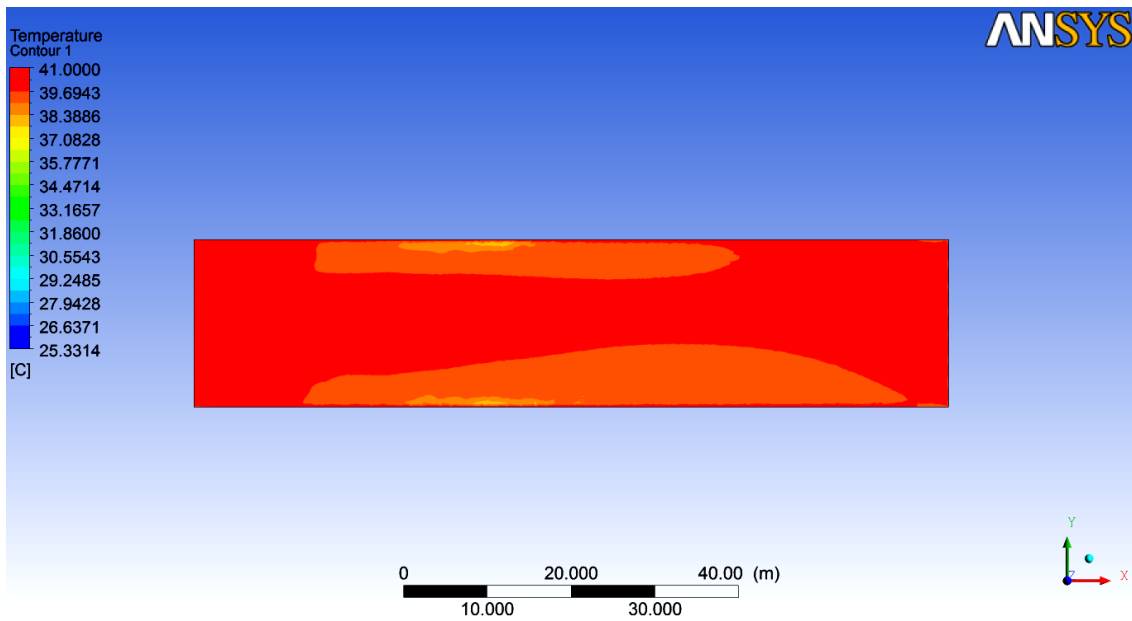


Рис. 2.15. Температурне поле в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oz на висоті 1,5 м від підлоги, $^{\circ}C$

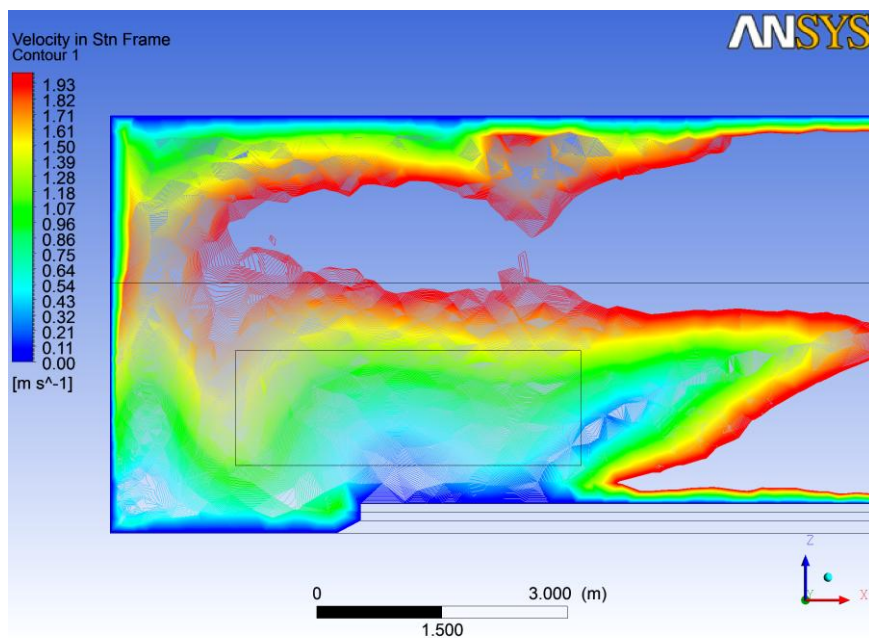


Рис. 2.16. Контурне поле швидкостей в поздовжньому перерізі будівлі по середній лінії на відстані 6 м від стінки біля входу в інтервалі від 0 до 2 м/с

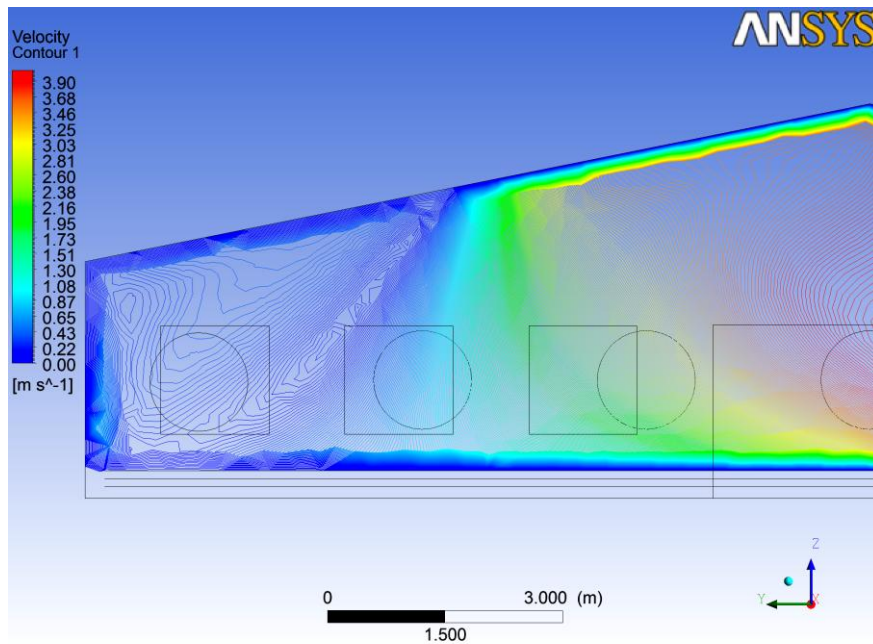


Рис. 2.17. Контурне поле швидкостей в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 30 м від входу в інтервалі від 0 до 4,0 м/с

На рис. 2.18 – 2.19 наведено розподіл температури в обслуговуючій зоні при використанні теплообмінників для охолодження припливного повітря водою з підземних свердловин. Як показує аналіз отриманих полів температур використання теплообмінників для охолодження повітря водою підземних свердловин дає можливість суттєво знизити припливного повітря. Температура повітря на вході в пташник при температурі зовнішнього середовища $+40^{\circ}\text{C}$ складає близько $+20^{\circ}\text{C}$ без підвищення його вологості, а температура повітря на виході з пташника становить близько 27°C , що обумовлено прогрівом стінових конструкцій та тепловиділення від птиці. При цьому швидкість повітря (див. рис. 2.21) лежить в межах норми і

складає до 2,0 м/с. Додаткові результати чисельного моделювання показано на рис. 2.20-2.35.

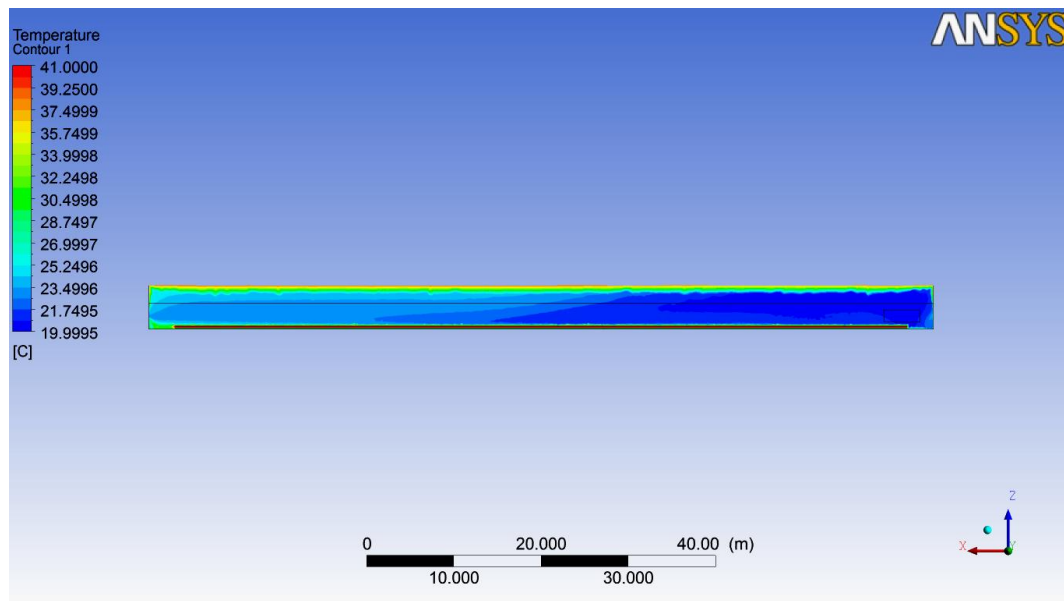


Рис. 2.18. Зміна температурних полів в поздовжньому перерізі будівлі по середній лінії на осі Ox на відстані 6 м від стінки

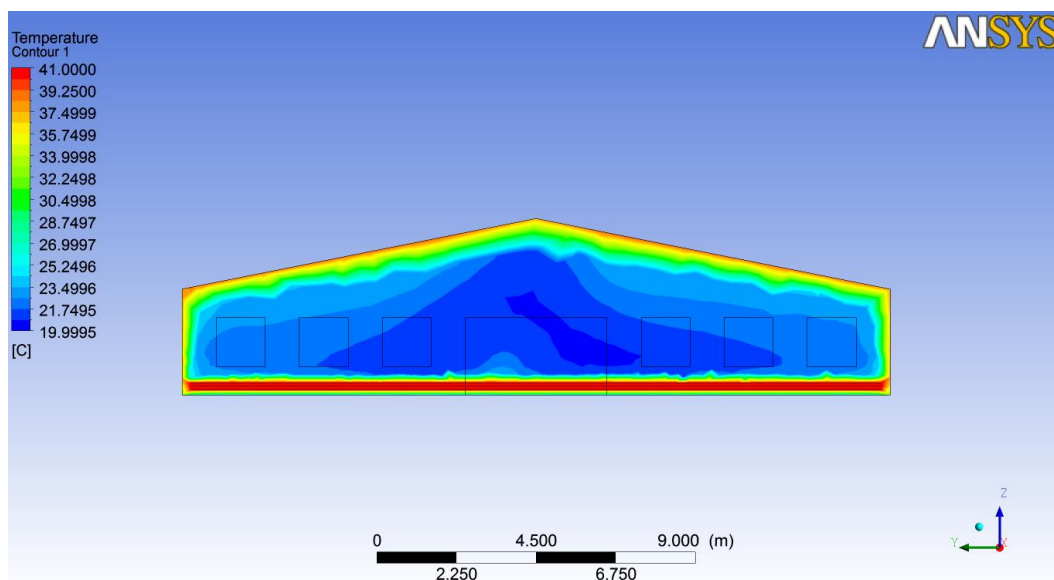


Рис. 2.19. Температурні поля в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 30 м від входу, °C

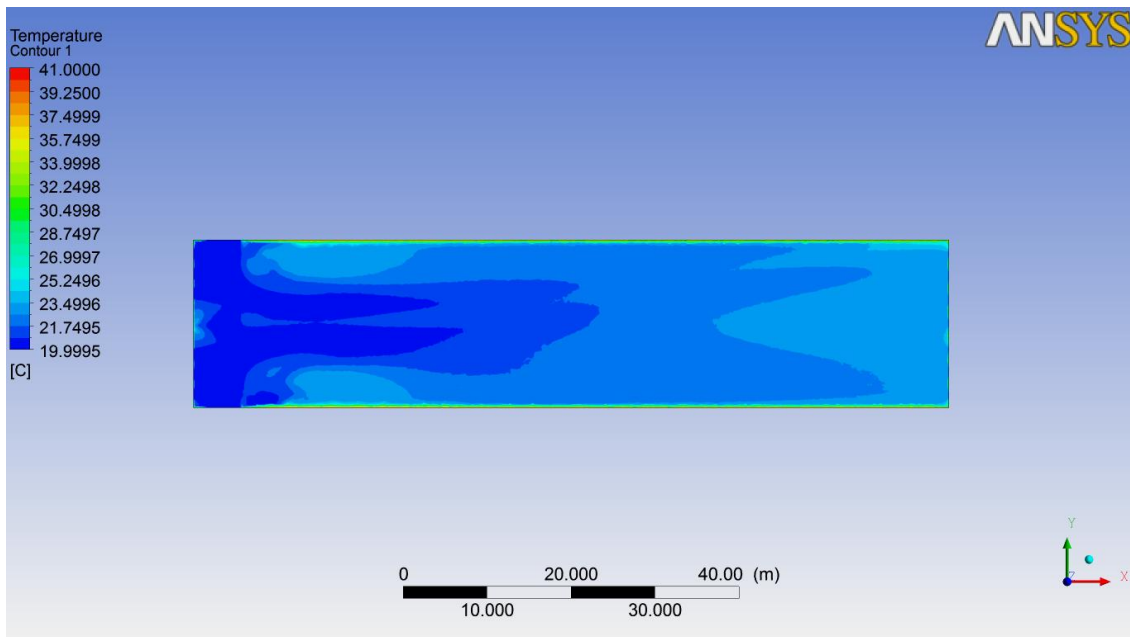


Рис. 2.20. Температурне поле в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oz на висоті 1,5 м від підлоги, $^{\circ}\text{C}$

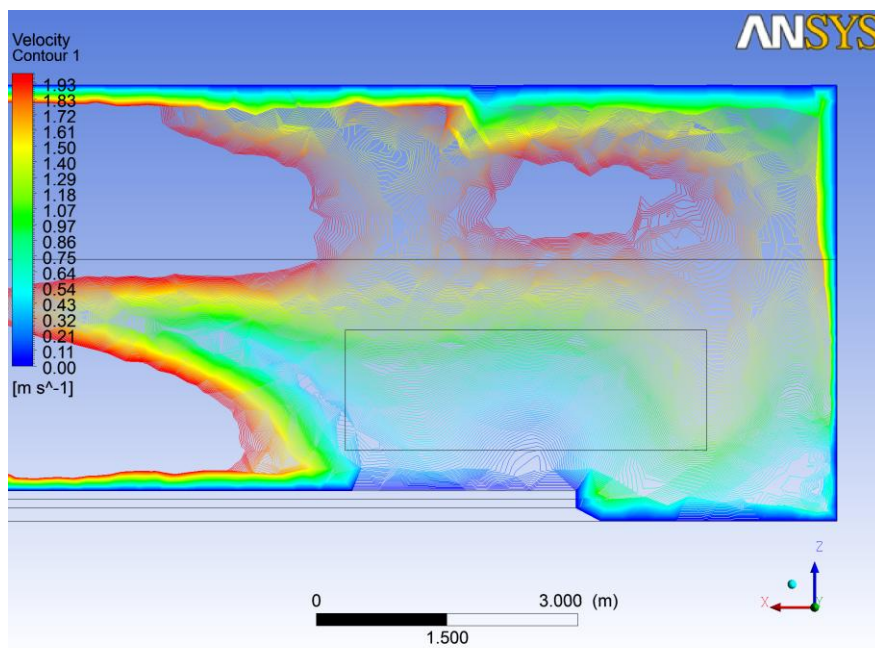


Рис. 2.21. Контурне поле швидкостей в поздовжньому перерізі будівлі по середній лінії на відстані 6 м від стінки біля входу в інтервалі від 0 до 2, м/с

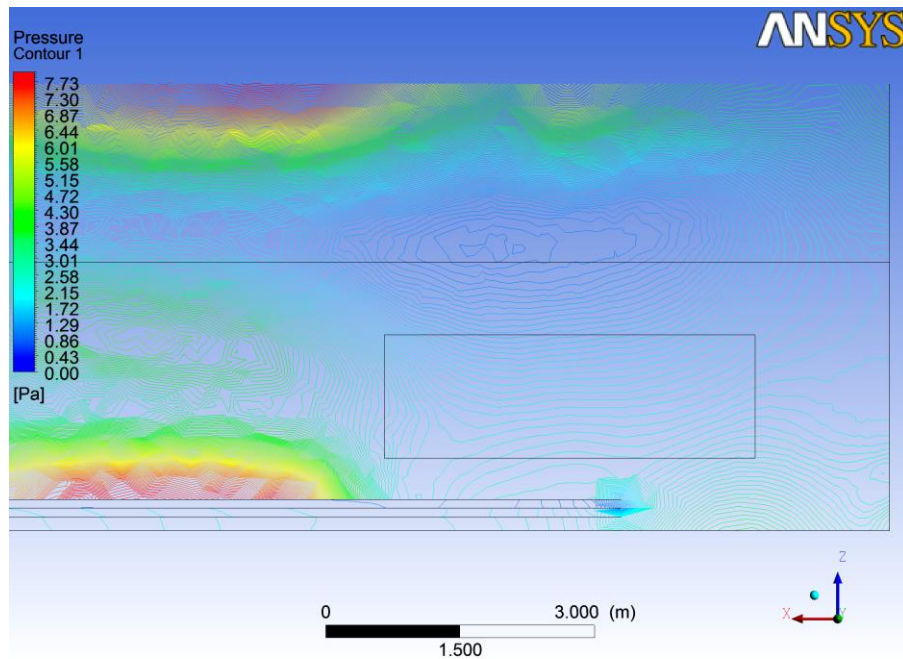


Рис. 2.22. Контурне поле тисків в поздовжньому перерізі будівлі по середній лінії на відстані 6 м від стінки біля входу в інтервалі від 0 до 8, Па

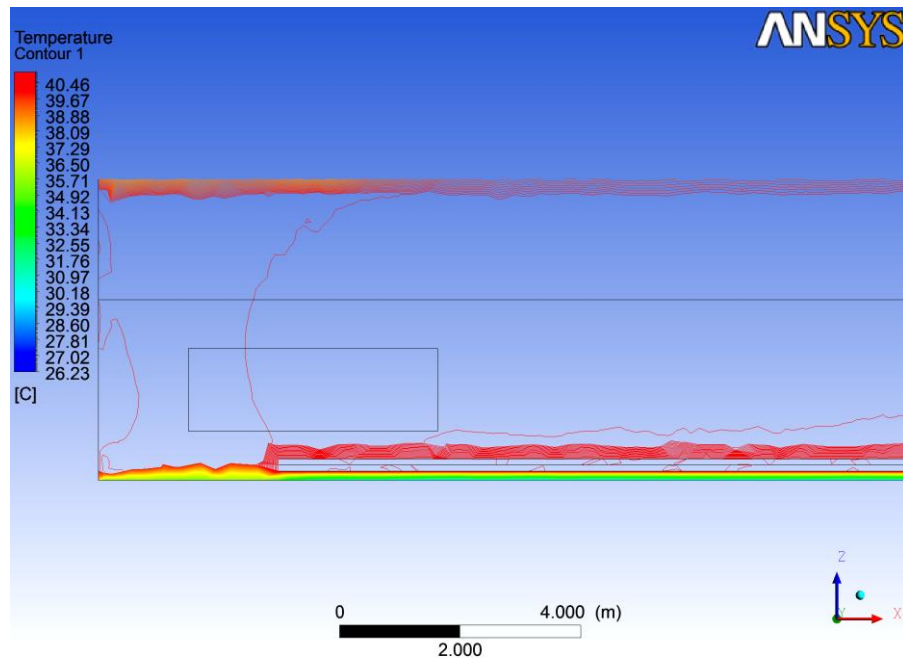


Рис. 2.23. Контурне поле температур в поздовжньому перерізі будівлі на відстані 6 м від стінки біля входу в інтервалі від 26 до 41, °C

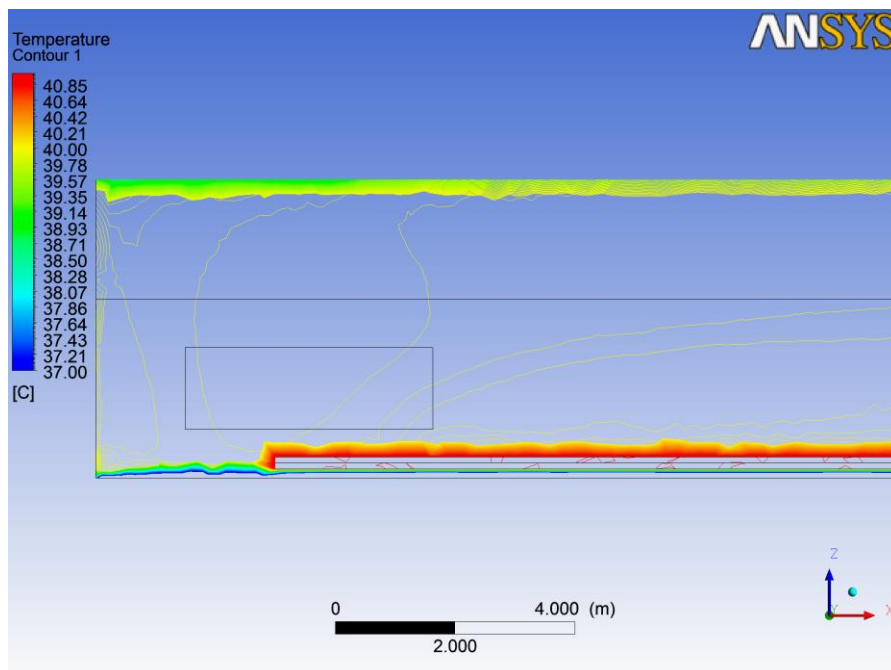


Рис. 2.24. Контурне поле температур в поздовжньому перерізі будівлі на відстані 6 м від стінки біля входу в інтервалі від 37 до 41, °C

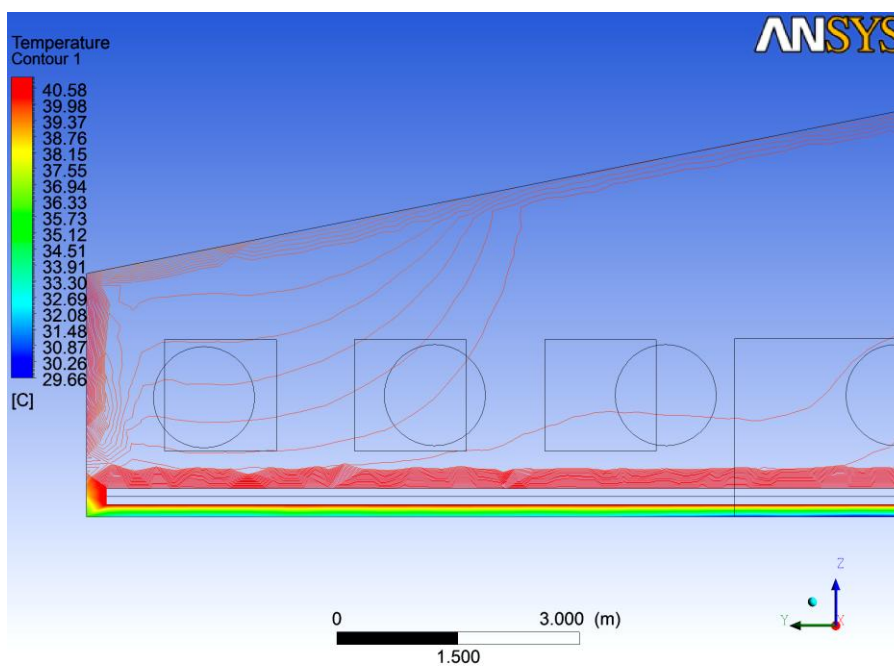


Рис. 2.25. Контурне поле температур в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 30 м від входу в інтервалі від 30 до 41, °C

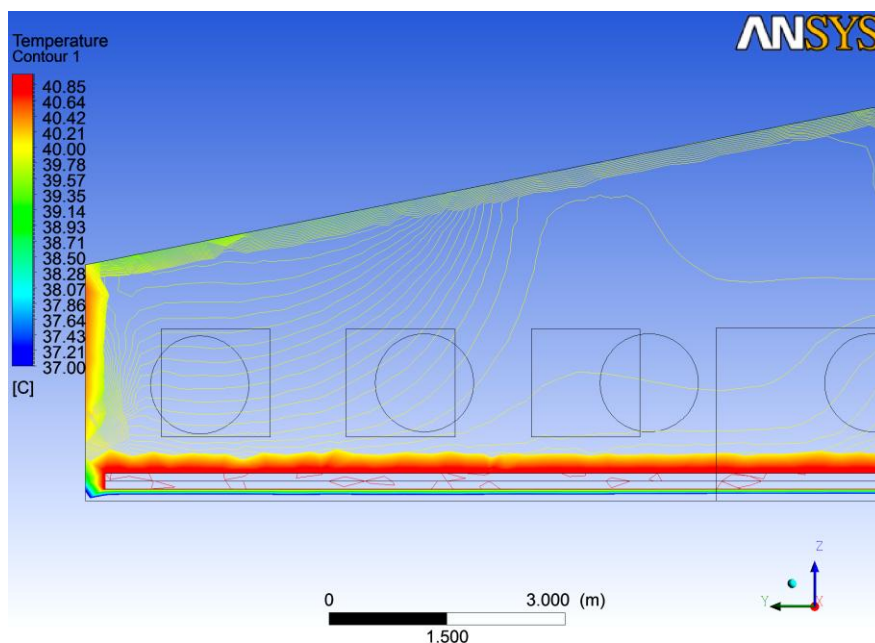


Рис. 2.26. Контурне поле температур в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 30 м від входу в інтервалі від 37 до 41, °C

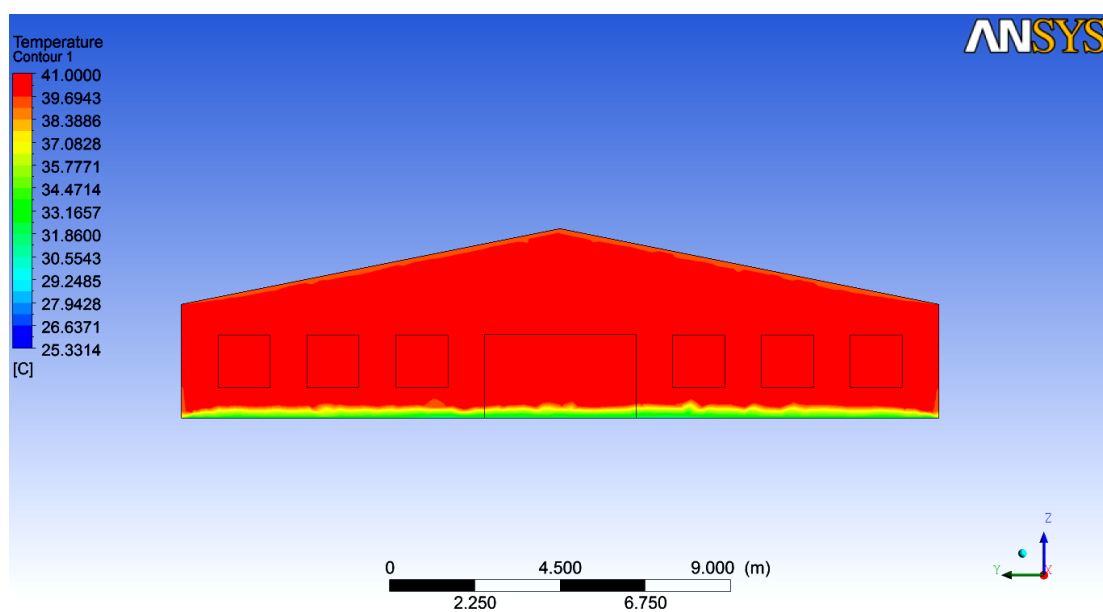


Рис. 2.27. Температурні поля в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 2 м від входу, °C

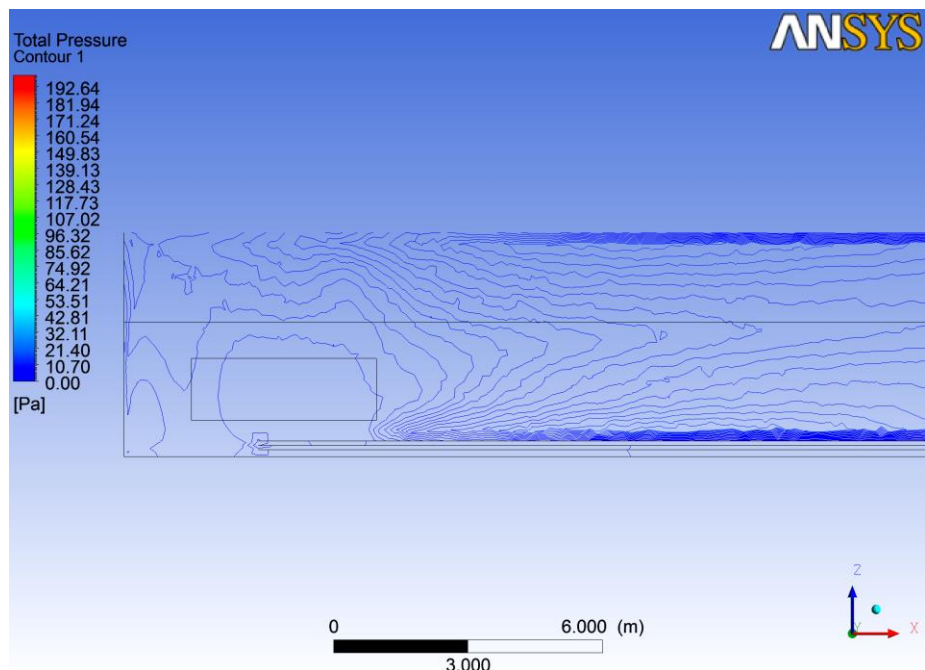


Рис. 2.28. Контурне поле тисків в поздовжньому перерізі будівлі по середній лінії на відстані 6 м від стінки біля входу в інтервалі від 0 до 200,0 Па

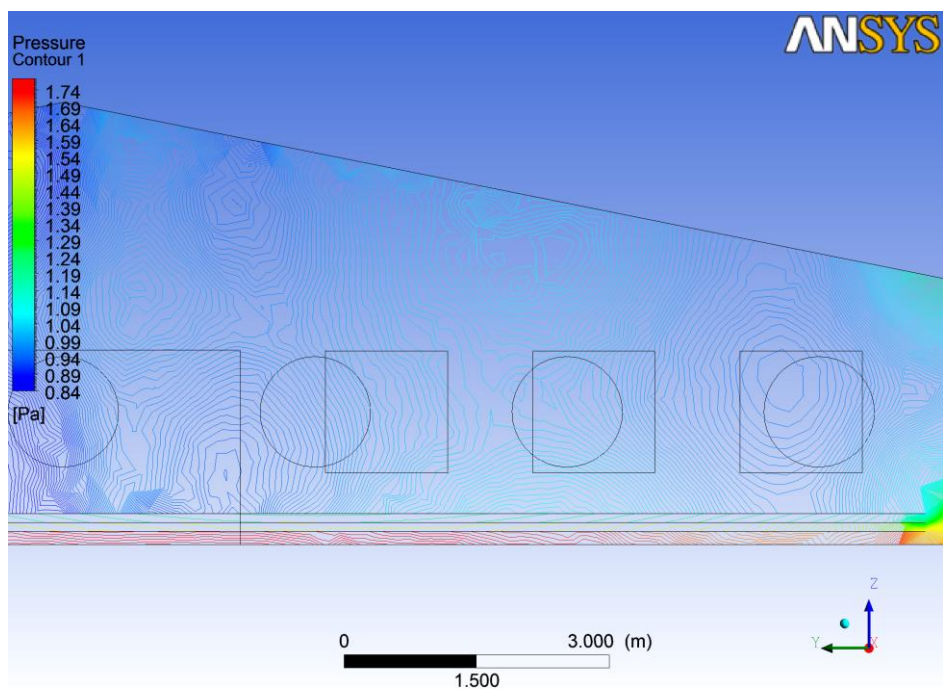


Рис. 2.29. Контурне поле тисків в поперечному перерізі будівлі по осі 0у на відстані 30 м від входу в інтервалі від 0 до 200,0 Па

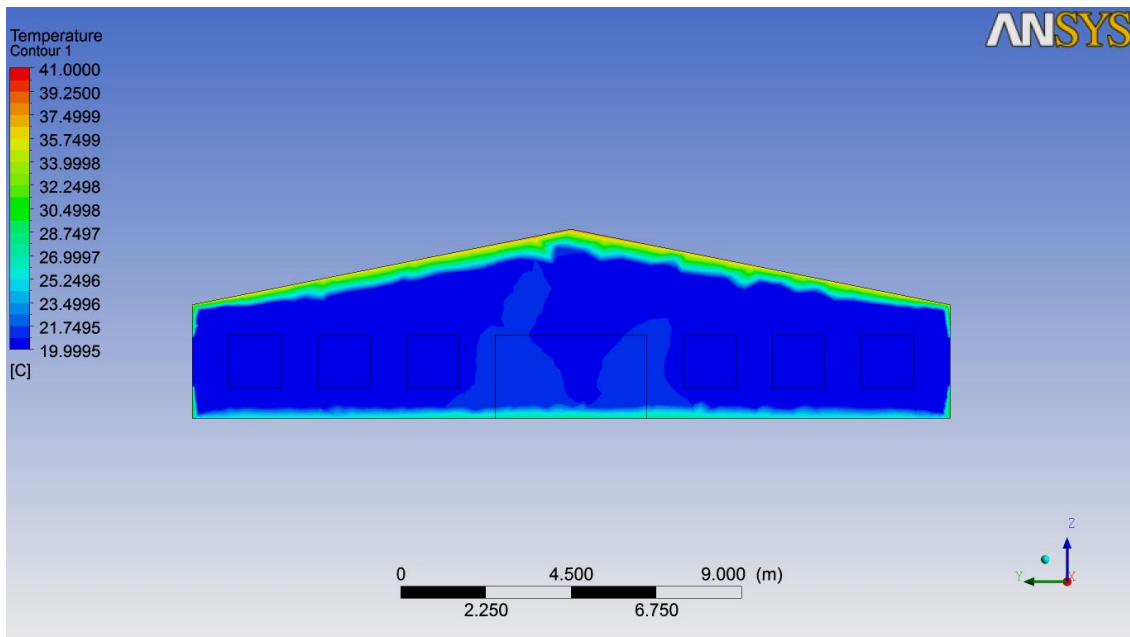


Рис. 2.30. Температурне поле в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 2 м від входу, $^{\circ}\text{C}$

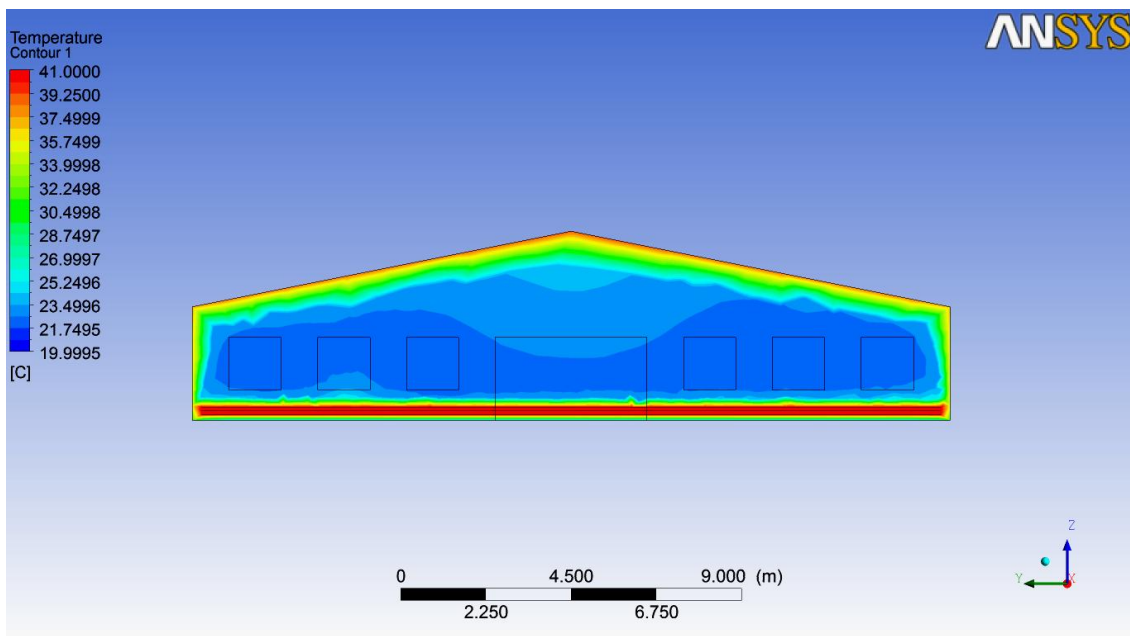


Рис. 2.31. Температурне поле в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 60 м від входу, $^{\circ}\text{C}$

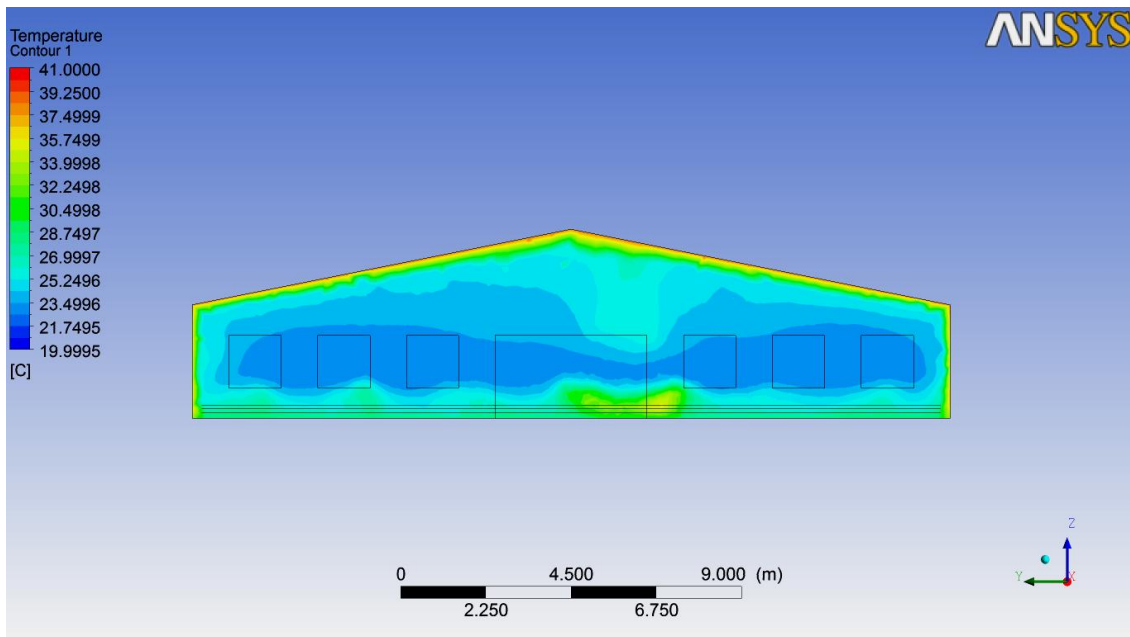


Рис. 2.32. Температурне поле в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oy на відстані 88 м від входу, $^{\circ}\text{C}$

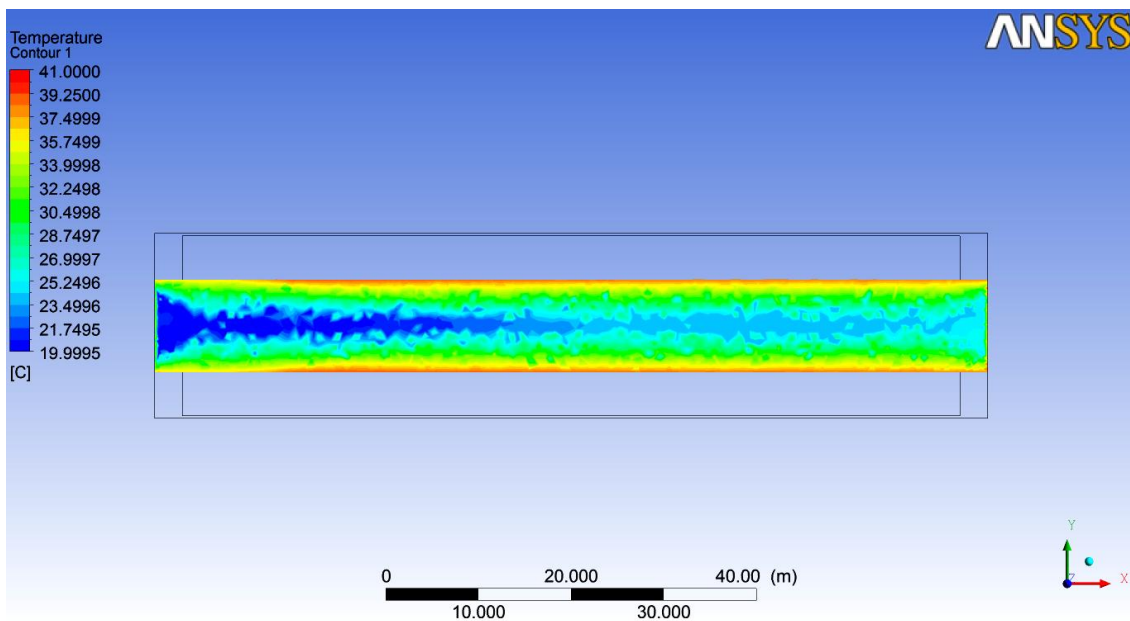


Рис. 2.33. Температурне поле в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі Oz на висоті 2,5 м від підлоги, $^{\circ}\text{C}$

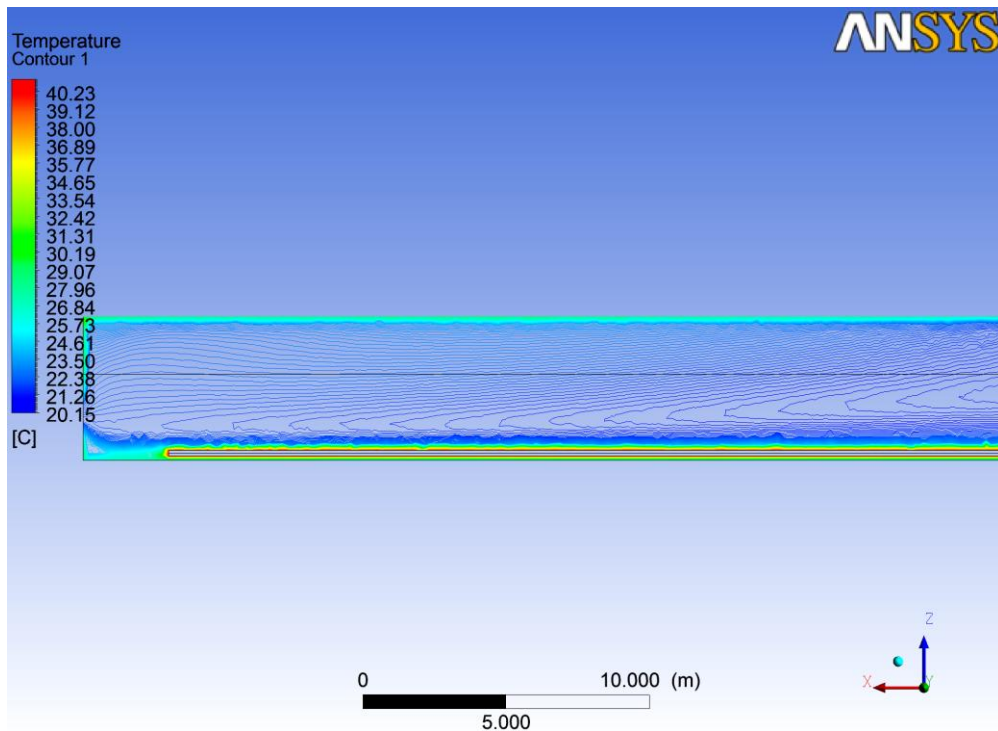


Рис. 2.34. Контурне поле температур в поздовжньому перерізі будівлі по середній лінії на відстані 6 м від стінки біля виходу в інтервалі від +20 до +41, °C

За результатом чисельного комп'ютерного моделювання процесів тепло- і масопереносу вентиляційного повітря отримано та проведено аналіз розподілів температур, тиску і швидкостей припливного повітря в пташнику для системи тунельної вентиляції в літній період часу. З метою нормалізації температурних параметрів в пташниках в цей період року запропоновано використовувати теплообмінники-рекуператори, які вмонтовані у притяжні вентиляційні вікна, які забезпечують охолодження припливного повітря за рахунок води із свердловини.

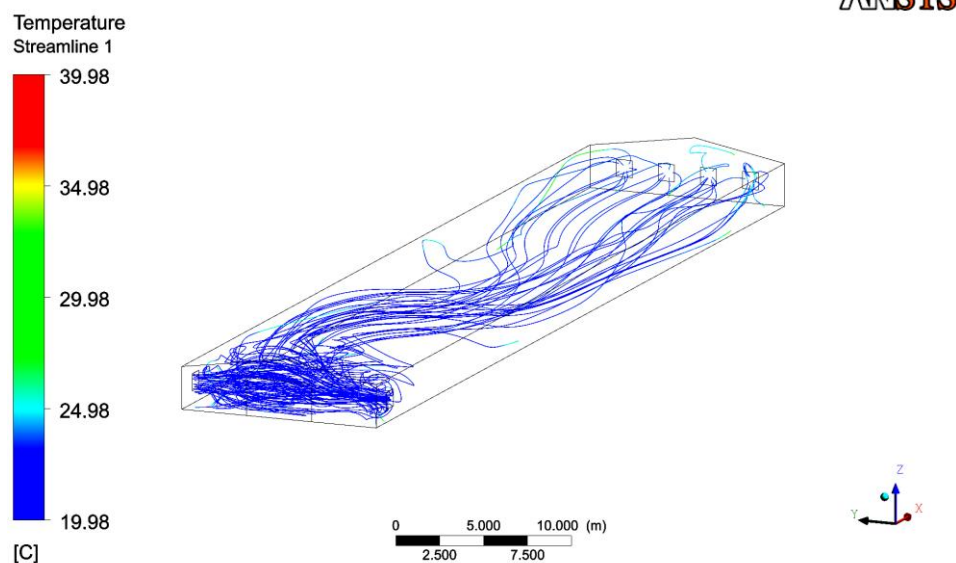


Рис. 2.35. Лінії току по температурі в пташнику, °C

2.5. Чисельне моделювання гідродинаміки і тепло переносу у пташнику для ефективного розміщення вентиляційного обладнання

Основною метою роботи є дослідження процесів тепло-масообміну в пташнику при різних конфігураціях розташування вентиляторів. Висота, на якій встановлено вентиляційне обладнання, має велике значення для зменшення розмірів застійних зон, які характеризуються підвищеною температурою нагрітого повітря в пташнику та зниженням продуктивності при вирощування птиці. Такі дослідження дають змогу оцінити гідродинамічні та теплові умови підтримання нормованого мікроклімату в птахівничих приміщеннях та визначити ефективність функціонування існуючих вентиляційних систем.

Згідно нормативів швидкість повітря в пташнику знаходиться в межах від 2,58 до 1,64 м/с з середньою температурою +27 °C [184, 42, 151, 43, 38]. Таким чином на границі «Вхід_2D» (див. рис. 2.37а) усереднене значення швидкості повітря приймаємо 1,97 м/с. На рис. 2.36 схематично показано вигляд торцевих та бокових поверхонь пташника в 2D по лінії, що проходить через вісь окремого вентилятора.

Покладаємо, що у птахівничому приміщенні використовується підлогове утримання птиці, яка є джерелом тепловиділення, а загальна кількості птиці становить 10000 голів. Відстань між птицею та вентиляційним обладнання повинна складати не менше 3 м. На межі з птицею встановлена огорожа, для уникнення попадання птиці у вентилятор та виходу з ладу цього обладнання. Однак для спрощення моделі вплив огорожі на гідродинаміку і теплоперенос не враховувався, але при цьому вибиралась необхідна безпечна відстань між вентиляторами і птицею. Середня температура птиці становить +41 °C і враховуючи велику концентрацію птиці, що складає близько 7 голів на 1 м², вважаємо, що поблизу підлоги наявне теплове джерело, температура на поверхні якого складає +41 °C (рис. 2.37 б). В системі вентиляції використано витяжне вентиляційне обладнання з діаметром колеса вентиляторів 1,25 м. При моделюванні вентилятор встановлювали на висоті 1,125, 1,5 та 1,875 м від підлоги до центра осі вентиляторів (див. рис. 2.36).

Аналіз умов гідродинамічної течії та теплових полів в приміщенні пташника, який приведений у [184, 42, 151, 43, 38],

показує, що ці умови у вертикальній площині, що проходить через центр вентилятора незначно міняються для кожного вентилятора незалежно від розташування вентилятора відносно бокових стінок. Деякі відмінності спостерігаються лише для крайніх вентиляторів, але вони суттєво не впливають на загальну картину потоку і температурних розподілів у пташнику в цілому. Тому при моделюванні можна використовувати 2D модель, що дещо спрощує чисельний розрахунок, суттєво не впливаючи на фізичну картину тепло- і масопереносу в приміщенні пташника. Розрахунок проводиться від середньої лінії по довжині пташника, де, як показало дослідження [184, 42, 151, 43, 38], спостерігається вирівнювання швидкості повітря по поперечному перерізу будівлі і в першому наближенні його можна вважати однаковим по всьому перерізу.

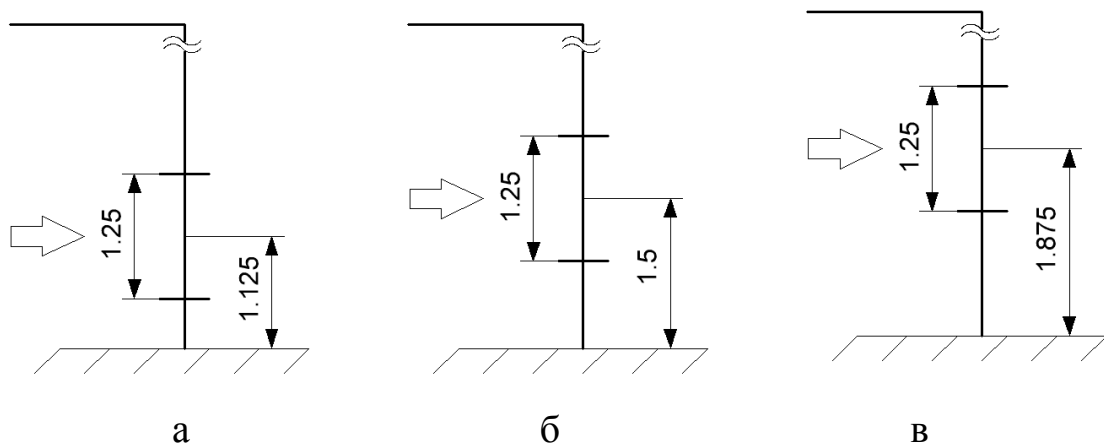


Рис. 2.36. Конфігурація розташування вентилятора від центра його осі до підлоги на висоті:

а – 1,125 м; б – 1,5 м; в – 1,875 м

Задаємо граничні умови (рис. 2.37 а):

на вході по середній лінії пташника

$$x = 0; 0 \leq z \leq z_{1ch}; z_{2ch} \leq z \leq H_i; W = W_{inlet_2D}; T = T_{inlet_2D}; i = 1, 2, \dots, 7; \quad (2.19)$$

де z_{1ch} , z_{2ch} - координати по вертикалі теплового джерела, яке утворене масивом птиць при підлоговому утриманні; H_i - відстань від підлоги до даху по висоті пташника для i -го вентилятора, причому кількість встановлених вентиляторів рівна 7; W_{inlet_2D} , T_{inlet_2D} - швидкість і температура повітряного потоку на вході по середній лінії пташника;

на вихідних вентиляційних отворах, де розташовані вентилятори на задній торцевій стінці (рис. 2.37 а):

$$x = L; z_{1v} \leq z \leq z_{2v}; W = W_{outlet_2D}; T = T_{outlet_2D}; \quad (2.20)$$

Умови прилипання повітряного теплоносія та температури на задній торцевій стінці пташника (рис. 2.37 б):

$$x = L; 0 \leq z \leq z_{1v}; z_{2v} \leq z \leq H; W = 0; T = T_{wall_2D}; \quad (2.21)$$

умови прилипання та температура на перекритті (рис. 2.37 б):

$$z = H_i; 0 \leq x \leq L; W = 0; T = T_{wall_roof_2D}; \quad (2.22)$$

умови прилипання та температура на підлозі (рис. 2.37 б):

$$z = 0; 0 \leq x \leq L; W = 0; T = T_{wall_floor_2D}; \quad (2.23)$$

умови прилипання та температура на поверхні теплового джерела, яке утворене масивом птиці (рис. 2.37 б):

$$z_{1ch} \leq z \leq z_{2ch}; 0 \leq x \leq L_{ch}; W = 0; T = T_{wall_chicken_2D}. \quad (2.24)$$

де L – довжина пташника від середньої лінії до задньої стінки, м;
 L_{ch} – довжина розташування масиву птиці в пташнику, м; .
 T_{wall_2D} , $T_{wall_roof_2D}$, $T_{wall_floor_2D}$, $T_{wall_chicken_2D}$ – температура на задній стінці пташника, на підлозі, на перекритті, на поверхні теплового джерела, відповідно.

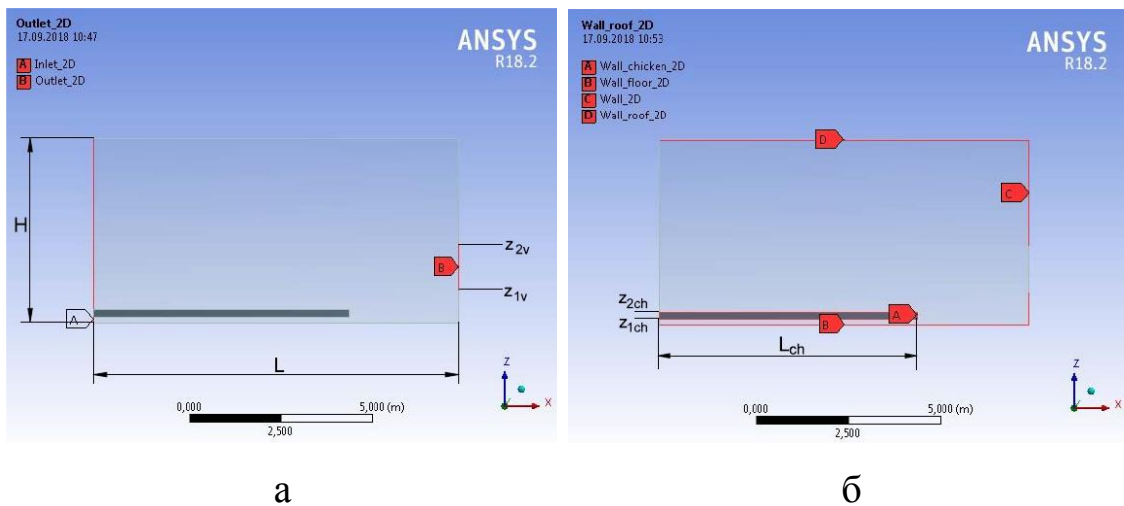


Рис. 2.37. Вид проекції пташника в 2D у перерізі по площині, що проходить через вісь вентилятора по довжині пташника: а – граничні умови на вході та виході з пташника; б – граничні умови на поверхні теплового джерела з масиву птиці та зовнішніх огорожах пташника; H – висота пташника, м; L – довжина пташника, м; L_{ch} – довжина розташування масиву птиці в пташнику, м.

При чисельному розрахунку гідродинаміки і тепло-масопереносу використовується метод кінцевих елементів (МКЕ). Побудова сітки проводилася в сіткогенераторі ANSYS Meshing. При побудові сітки для пташника використано метод локального управління сіткою. Показник якості сітки Orthogonal Quality становить 1. На рис. 2.38 зображено побудовану сітку птахівничого приміщення по площині, що проходить через вісь окремого вентилятора вздовж приміщення.

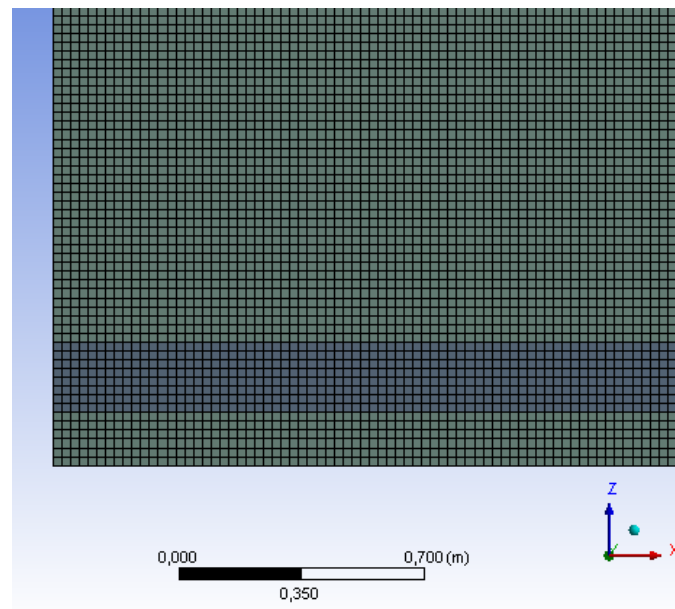
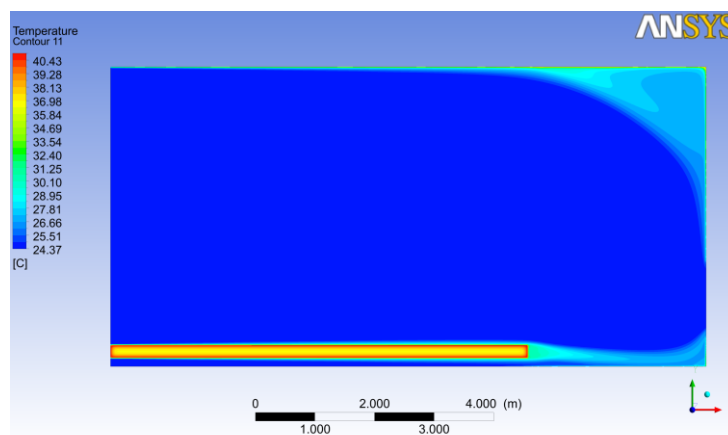


Рис. 2.38. Побудова обчислювальної сітки в середній лінії вздовж осі вентилятора по довжині приміщення

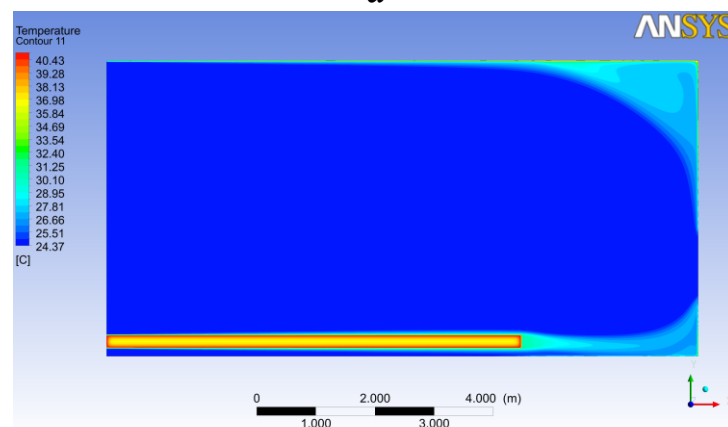
Результати розрахунків комп'ютерного математичного моделювання для птахівничого приміщення наведено на рис. 2.39–2.42.

На рис. 2.39 показано температурні поля по висоті будівлі в поздовжньому перерізі вздовж осі вентилятора по координаті $0x$

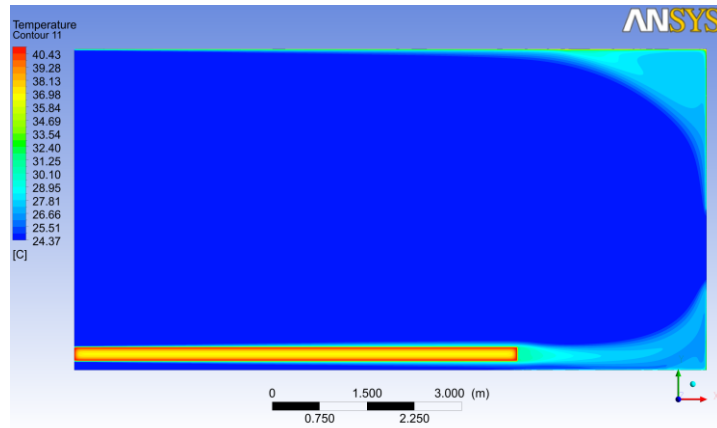
для усіх конфігурацій розміщення вентилятора на задній стінці пташника. Повітря з температурою на вході $+27\text{ }^{\circ}\text{C}$ охолоджує масив птиці, що знаходиться в нижній частині пташника. Враховуючи високу зовнішню температуру повітря та радіаційний фон, поблизу перекриття спостерігаємо дещо збільшену температуру повітря. Нагріте повітря за рахунок тепловиділення від поголів'я птиць має температуру $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$, яке після охолодження масиву птиці направляється до витяжних вентиляційних установок.



а



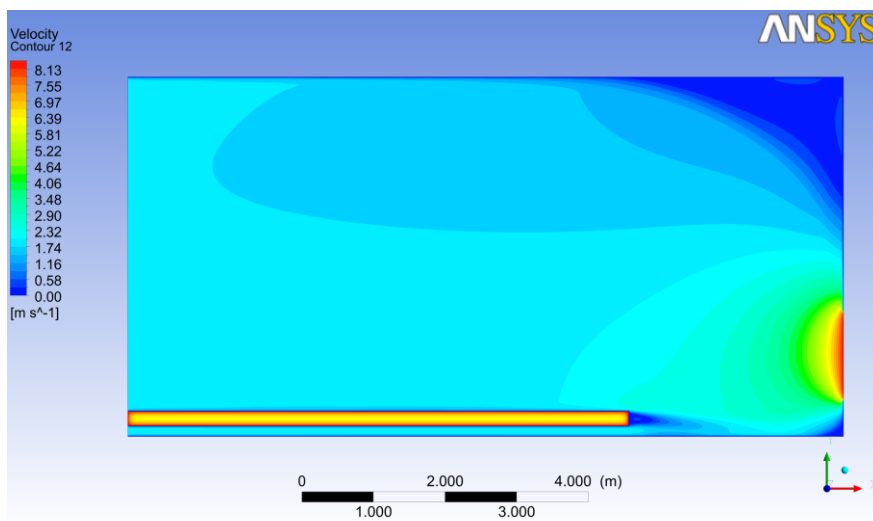
б



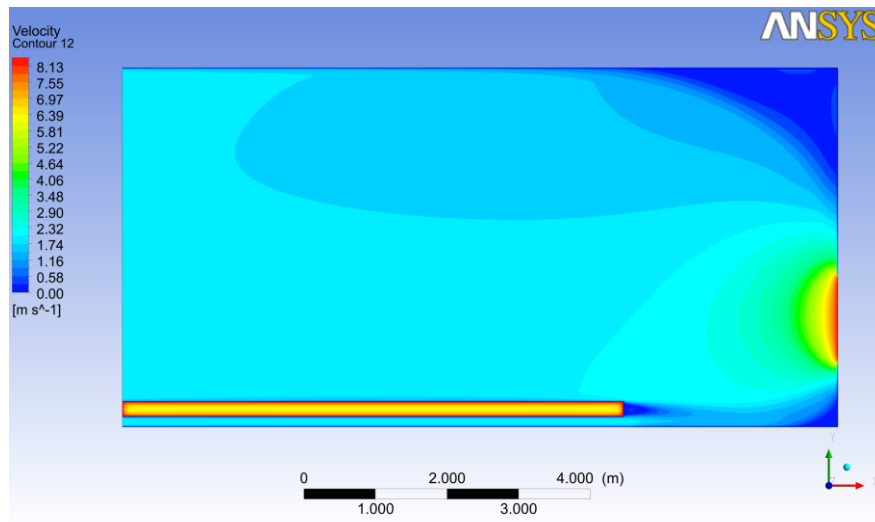
В

Рис. 2.39. Температурні поля ($^{\circ}\text{C}$) в поздовжньому перерізі будівлі вздовж осі вентилятора по координаті $0x$ з розташуванням вентиляторів від центра осі до підлоги на висоті: а – 1,125 м; б – 1,5 м; в – 1,85 м

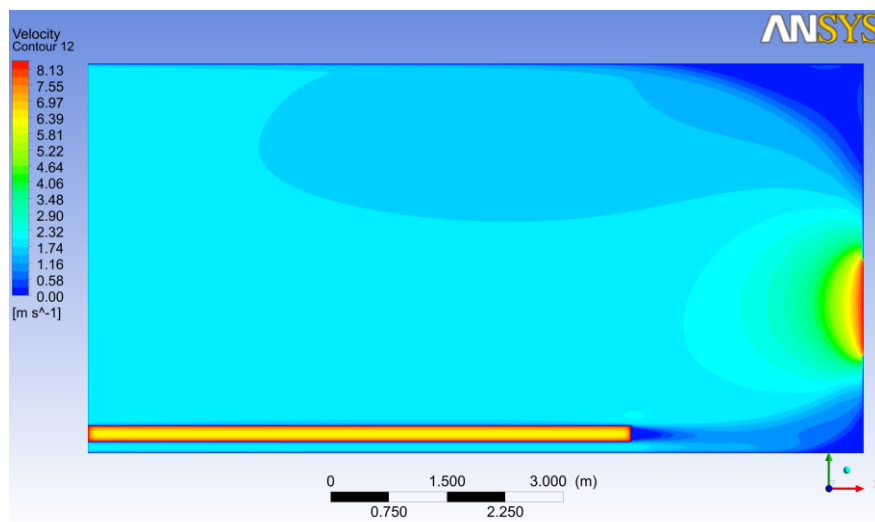
Для утримання птиці одним із надзвичайно важливих параметрів є швидкість повітря в пташнику, а саме поблизу масиву птиці. На рис. 2.40-2.42 показано поле швидкостей по висоті і довжині приміщення пташника.



а



б



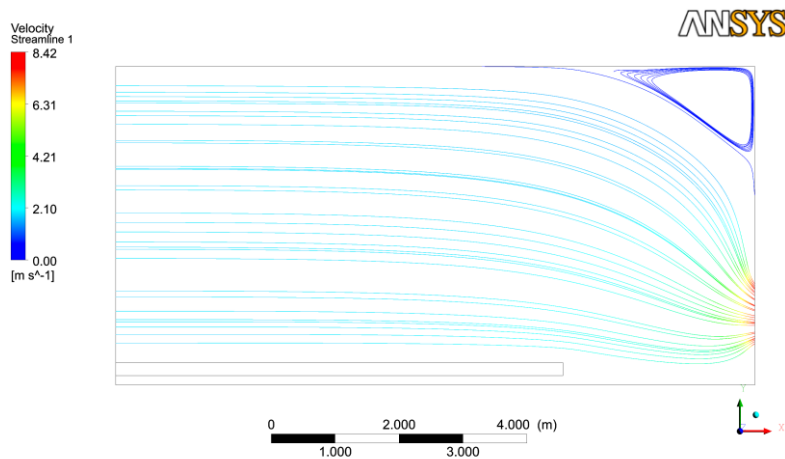
в

Рис. 2.40. Поле швидкостей (м/с) в повздовжньому перерізі будівлі вздовж осі вентилятора по координаті $0x$ з розташуванням вентиляторів від центра осі до підлоги на висоті: а – 1,1 м; б – 1,5 м; в – 1,85 м.

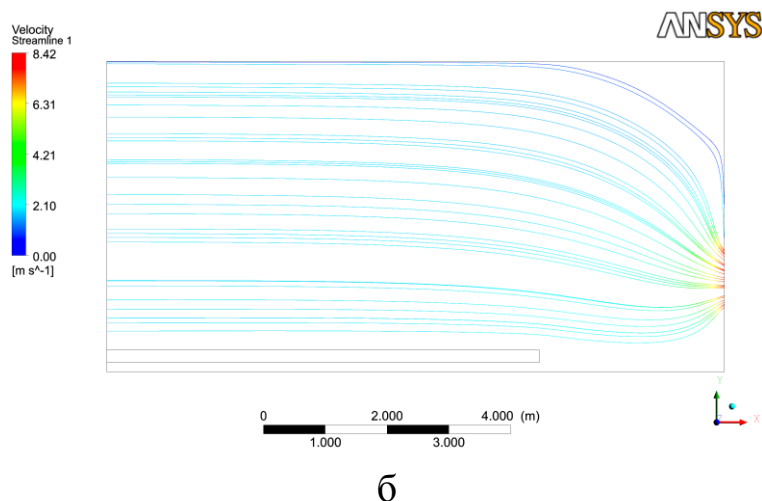
Максимальна швидкість, яка не перевищує 2 м/с, спостерігається на вхідних та вихідних ділянках пташника. В деяких місцях приміщення, швидкість повітря наближається до нуля, в так званих застійних зонах.

Однак, незважаючи на достатньо високу турбулентність і неоднорідність потоку, середня швидкість повітря поблизу птиці на висоті 0,5 м від підлоги становить 1,97 м/с. Швидкість повітря на виході з вентиляторів, незалежно від їх розташування, становить близько 8,4 м/с (рис. 2.40-2.42).

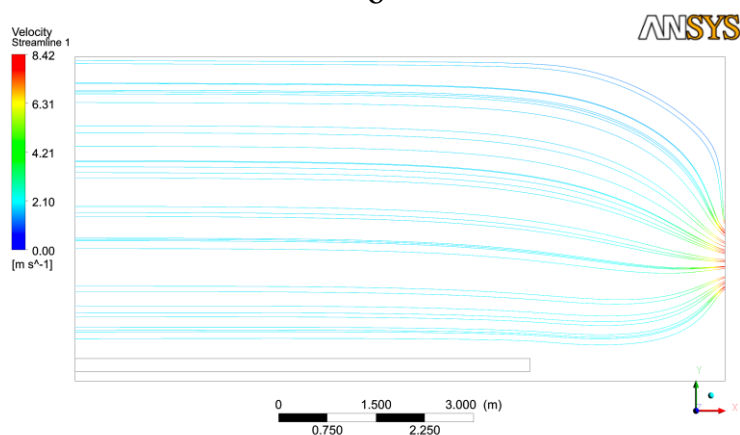
У верхній зоні пташника спостерігаються вихрові зони у вигляді еліптичних областей, де швидкість повітря зменшується до 1,65 м/с (рис. 2.40-2.42). На рис. 2.40 а – 2.42 а у верхній кутовій зоні спостерігається надмірна застійна зона. На рис. 2.40 в – 2.42 в у нижній частині приміщення, поблизу вентиляторів, утворюється вихор. Лише при розміщенні вентилятора на висоті 1,5 м потік повітря є таким, що мінімізує застійні зони в кутових областях пташника (рис. 4 б – 6 б).



а



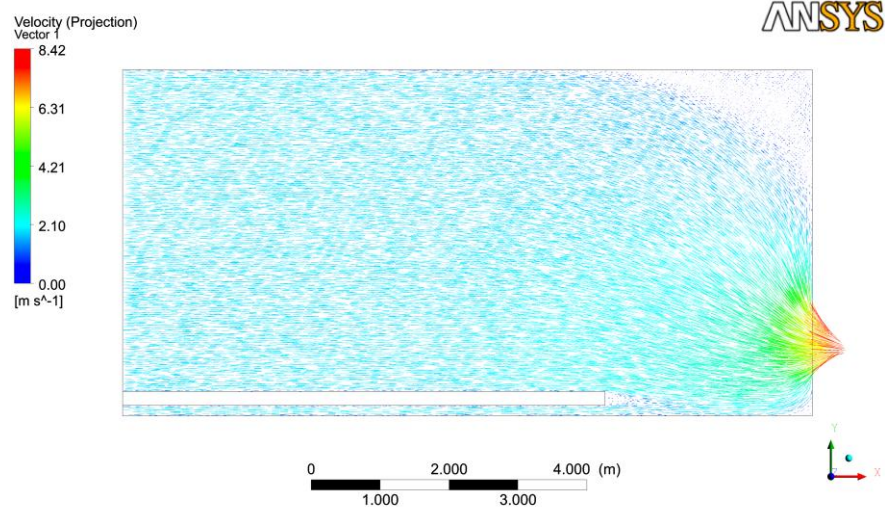
б



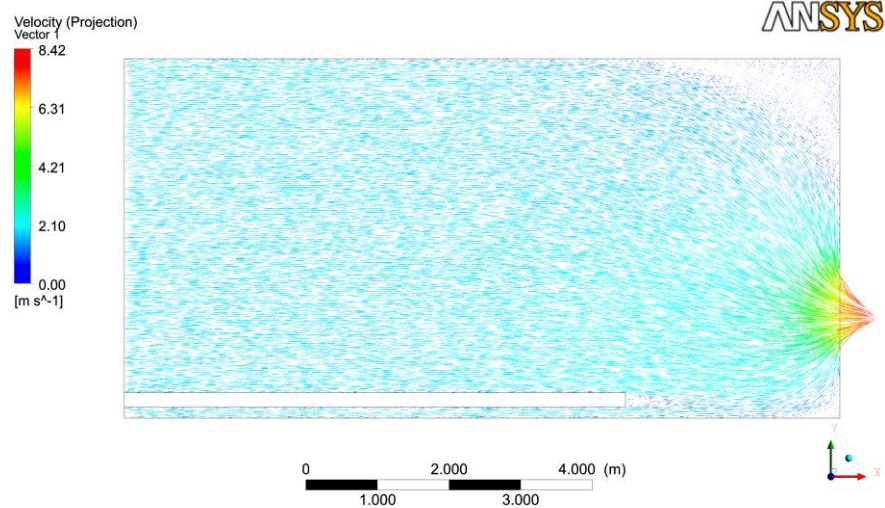
в

Рис. 2.41. Лінії току (м/с) в поздовжньому перерізі будівлі вздовж осі вентилятора по координаті Ox з розташуванням вентиляторів від центра осі до підлоги на висоті: а – 1,1 м; б – 1,5 м; в – 1,85 м

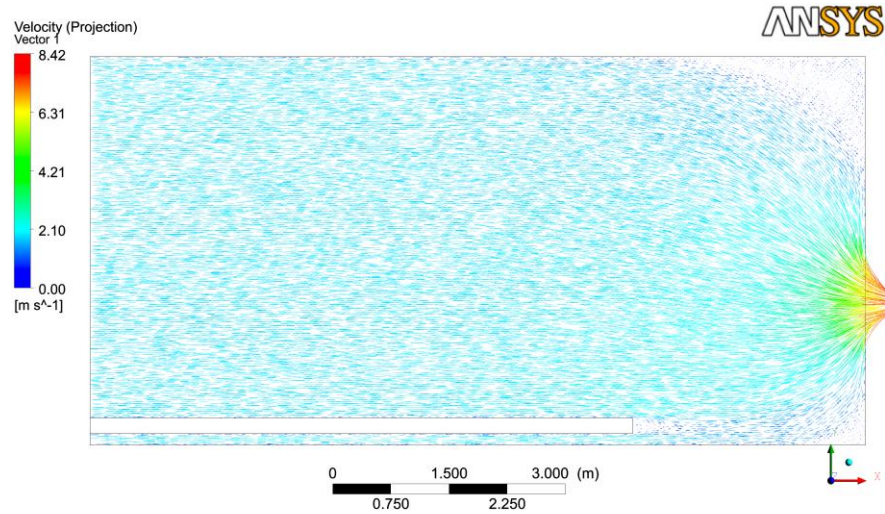
На рис. 2.41 а можна спостерігати застійну зону повітря у верхній частині приміщення. При цьому поблизу вентиляторів лінії току і вектор швидкості повітря (рис. 2.41а і 2.41а) направлені вниз, тобто швидкість повітряного потоку поблизу птиці збільшується, що може спричинити надмірне охолодження птиці. Зниження температури птиці може привести до її захворювання, що негативно відбивається на показниках продуктивності роботи птахоферм.



a



б



B

Рис. 2.42. Вектор швидкості (м/с) в повздовжньому перерізі будівлі вздовж осі вентилятора по координаті Ox з розташуванням вентиляторів від центра осі до підлоги на висоті: а – 1,1 м; б – 1,5 м; в – 1,85 м

2.6. Верифікація результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень процесів теплообміну в приміщенні пташника

Базуючись на результатах експериментального дослідження та виробничої перевірки [127] якісних показників повітряного середовища в пташнику було проведено чисельне математичне моделювання для оцінки ступеня достовірності отриманих результатів. Експериментальні дослідження проводились в пташнику стандартної конструкції 12х76 м для вирощування курчат-бройлерів (10 тис. голів). Повітрообмін становив 1 м³/год на 1 кг живої маси птиці при температурі зовнішнього повітря +4 °С в перехідний період року.

На рис. 2.43 а показано граничні умови на "вході" та "виході", а на рис. 2.43 б – "симетрія" та "стінка", які задавались для проведення чисельного моделювання в пташнику.

На границі "вхід" задано масову витрату повітря 5,555 кг/с з температурою +4 °С. Стіни і підлога виконані з керамзит-бетону товщиною 0,4 м. На границі "стінка" встановлено температуру зовнішнього повітря +4 °С з урахуванням моделі випромінювання

ДО. У пташнику знаходиться птиця при підлоговому її утриманні, яка є джерелом тепловиділення з температурою +41 °С.

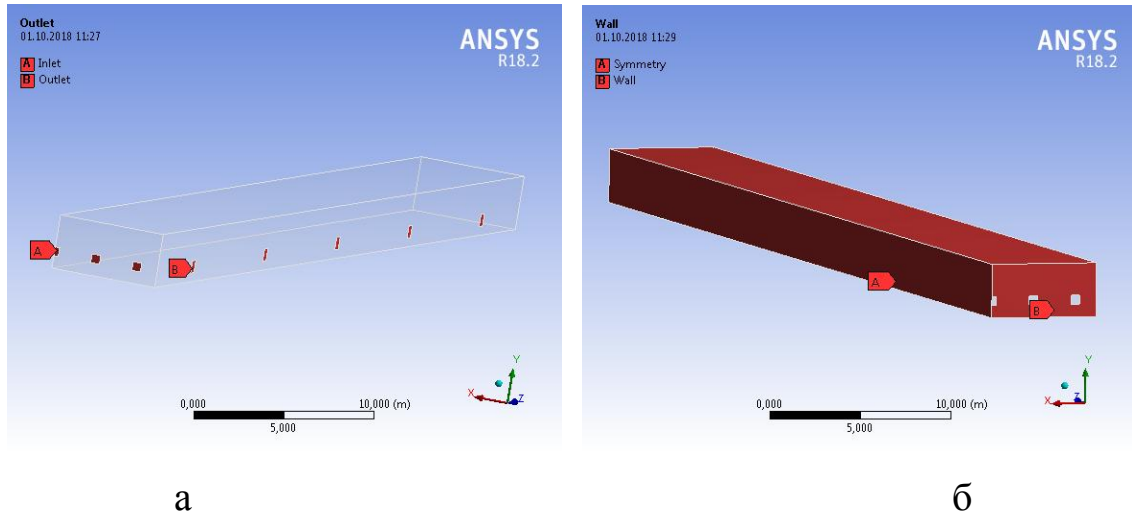


Рис. 2.43. Граничні умови пташника: а – "вхід" та "вихід"; б – "симетрія" та "стінка".

При чисельному розрахунку задач гідродинаміки і теплопереносу використовується метод кінцевих елементів (МКЕ). На рис. 2.44 показано побудовану сітку МКЕ. Побудова сітки проводилося в сіткогенераторі ANSYS Meshing на базі платформи Workbench. Сітка побудована методом "CutCell". Мінімальний розмір грані становить 0,05 м, максимальний розмір – 0,4 м. Якість сітки за критерієм "Orthogonal Quality" становить 0,75.

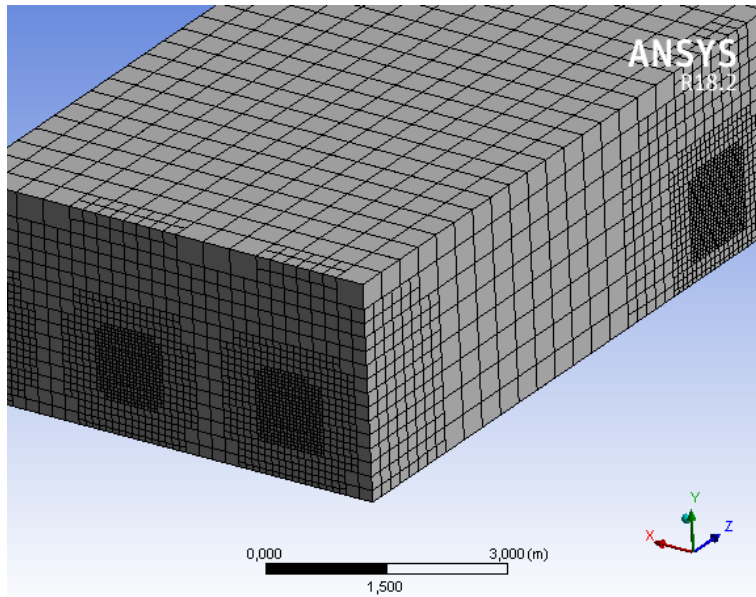


Рис. 2.44. Побудова сітки методом кінцевих елементів

На рис. 2.45-2.46 показано результати чисельного моделювання для половини пташника зазначеної конструкції. З рис. 6 випливає, що більш висока температура спостерігається у центрі приміщення пташника. Показано, що розподіл температур в приміщенні пташника знаходиться в межах від $+24$ до $+31$ °C (див. рис. 2.45). На рис. 2.46 показано розподіл температурного поля в пташнику на відстані 15, 30, 45 і 60 м від витяжних вентиляторів. Як і передбачалось, у перехідний період року повітря з температурою $+4$ °C сконцентровується поблизу перекриття пташника. На висоті 0,8 м, поблизу птиці температура становить $+17$ °C, що повністю відповідає нормам [108].

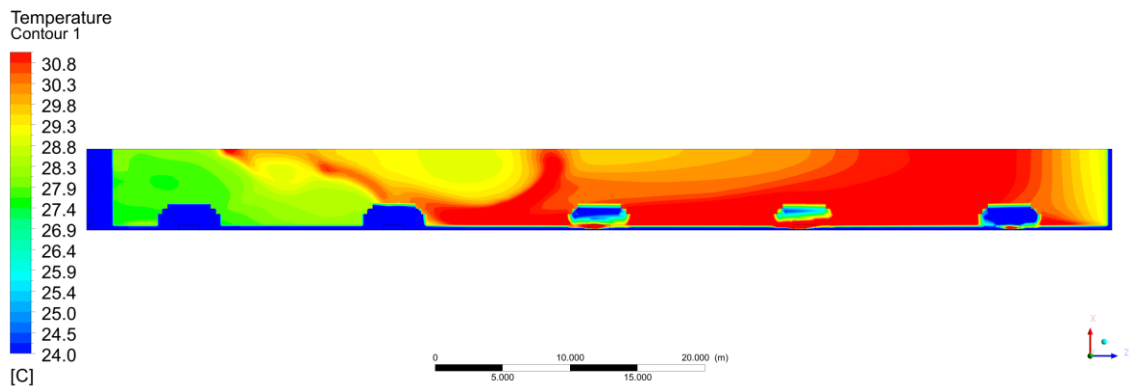


Рис. 2.45. Температурне поле в приміщення пташника в межах від +24 до +31 °С на висоті 0,3 м від рівня підлоги по осі хz

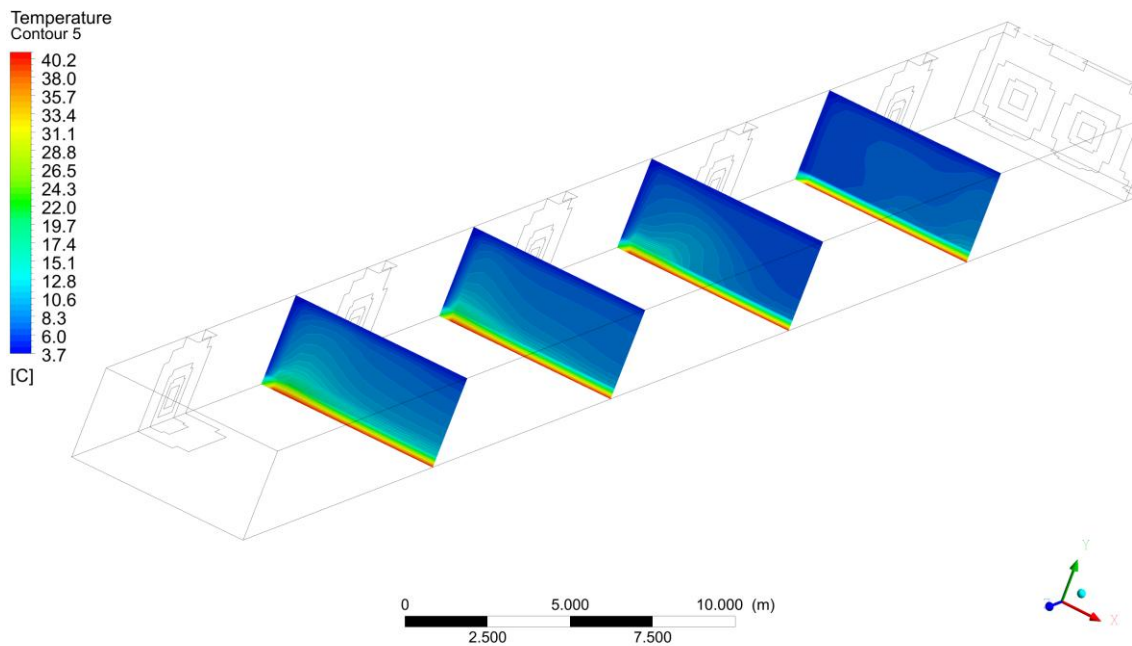


Рис. 2.46. Температурне поле в приміщення пташника на відстані 15, 30, 45 і 60 м від витяжних вентиляторів по осі ху

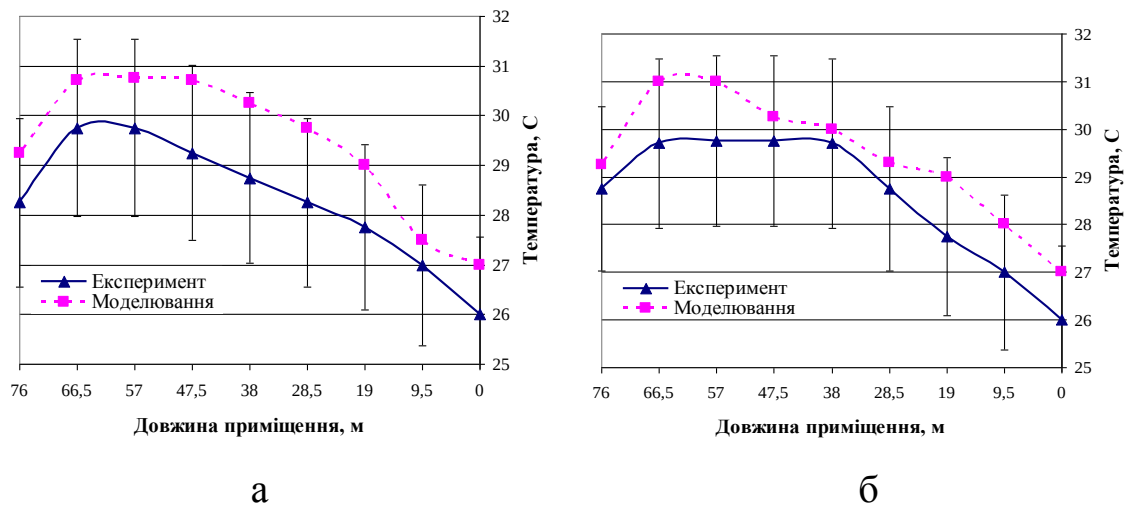


Рис. 2.47. Залежність температури повітря від довжини приміщення пташника: а – 2,4 м. та б – 4,8 м. від бокової стінки пташника.

Графіки на рис. 2.47 характеризують розподіл температур повітря по довжині приміщення пташника проведеними чисельним моделюванням та експериментальним дослідженням на відстані 2,4 м. (див. рис. 2.47 а) та 4,8 м (див. рис. 2.47 б). Відхилення результатів не перевищує 5%.

Таким чином за результатом чисельного моделювання процесів тепло- і масопереносу в приміщенні пташника було знайдено раціональне розміщення жалюзійних отворів та вентиляторів, що дало зменшити застійні зони, отримати рівномірний розподіл температур припливного повітря. Проведено співставлення результатів чисельного моделювання з експериментальними даними та отримано задовільний їх збіг.

2.7. Вибір та розташування електрообладнання для нової енергозберігаючої системи мікроклімату і їх алгоритми керування

Система підтримання мікроклімату, розміщення вентиляційного та теплообмінного обладнання що пропонується представлена на рис. 2.48. Запропонована енергозберігаюча система вентиляції працює наступним чином: із свердловини 5 свердловинним насосом 6 подається вода трубопроводом 7 у водонапірну башту 14. У вхідних вентиляційних вікнах 2 встановлені теплообмінники 4, для охолодження та нагрівання припливного повітря в літній та зимовий періоди року, в які поступає вода з водонапірної башти 14. Для віддачі тепла встановлено ґрунтовий теплообмінник 13, в якому циркулює вода за допомогою циркуляційного насоса 15. Частина нагрітої води після теплообмінників 4 через трубопровід 8 іде на поїння птиці 11. При втраті тиску в системі циркуляції, за допомогою електронного контролера тиску здійснюється підкачка води із водонапірної башти 14. Повітрообмін та обігрів приміщення 1 забезпечується витяжними вентиляторами 3 та теплогенераторами 10 які регулюються системою автоматизації відповідно до показів датчиків температури, вологості і концентрація шкідливих викидів 12. Подача газу відбувається через газопровід 9.

Виходячи із запропонованої енергоефективної системи підтримання оптимального мікроклімату в пташнику, проведених

чисельних розрахунків та оптимального розташування вентиляційного та іншого обладнання, вибираємо наступне устаткування і заносимо в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Необхідне обладнання для підтримання мікроклімату в пташнику.

Найменування	Тип	Кількість, шт (м).
Станція керування мікрокліматом	ТСУ-5	1
Станція керування водопостачанням	Каскад	1
Вентилятори основні	ВО-7,1	18
Вентилятори додаткові	ВО-12,5	3
Змішувальні вентилятори	ВОКс-12,5	8
Теплогенератори	Kroll P43	3
Припливні клапани	CL 1200	20
Припливні жалюзі	-	6
Теплообмінні апарати	рекуператор	6
Ґрунтовий теплообмінник	Труба ПЭ d40	(2800)
Циркуляційний насос	ZS80-65-160 15.0	1
Башта	Рожновського	1
Свердловинний насос	23ЦВ10-63-65	1

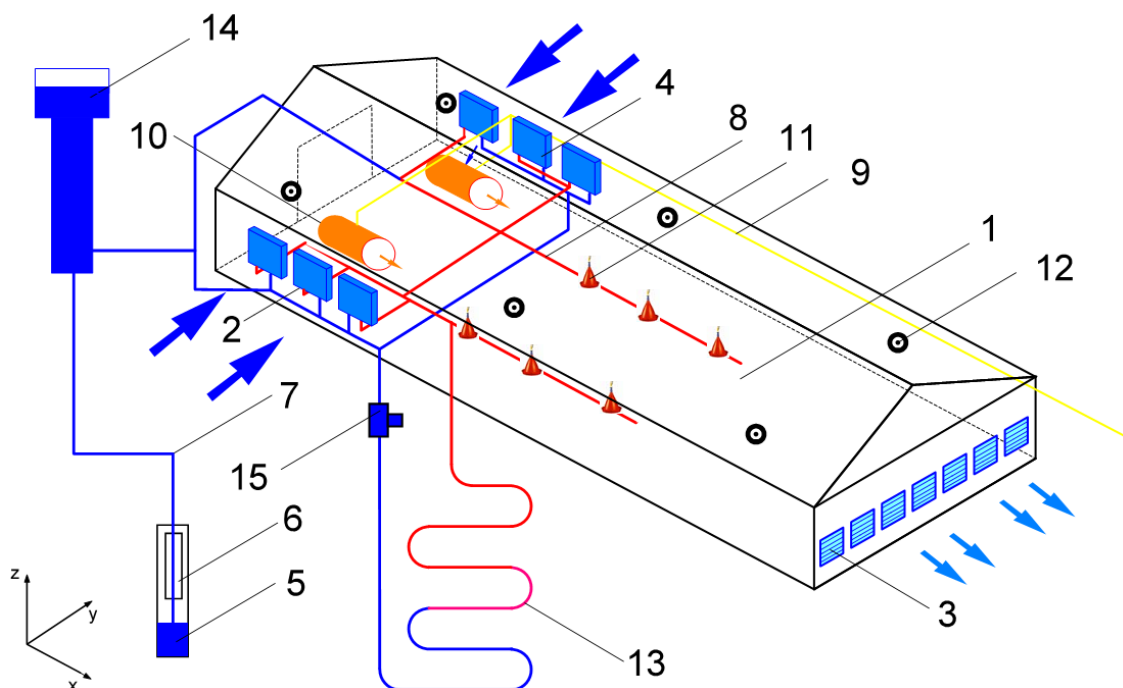


Рис. 2.48. Розміщення обладнання для підтримання оптимального мікроклімату пташника: 1 – приміщення пташника, 2 – вентиляційні вікна, 3 – витяжні вентилятори, 4 – теплообмінний апарат, 5 – свердловина, 6 – свердловинний насос, 7 – вхідний трубопровід, 8 – вихідний трубопровід, 9 – газопровід, 10 – теплогенератори, 11 – поїлки, 12 – датчики температури, вологості і концентрація шкідливих викидів, 13 – ґрунтовий теплообмінник, 14 – водонапірна башта, 15 – циркуляційний насос.

У додатку 1 наведені також пристрої для поїння та годівлі птиці у пташниках.

Запропонована енергозберігаюча система для підтримання оптимального мікроклімату в пташнику може використовуватися для вирощування птиці-бройлерів з підлоговим утриманням (10 тис. голів).

Для забезпечення охолодження припливного повітря в пташнику з об'ємною витратою від 36000 м³/год до 168200 м³/год в залежності від зовнішньої температури повітря необхідно теплообмінні апарати (ТА) потужністю від 34,5 кВт до 1054,5 кВт.

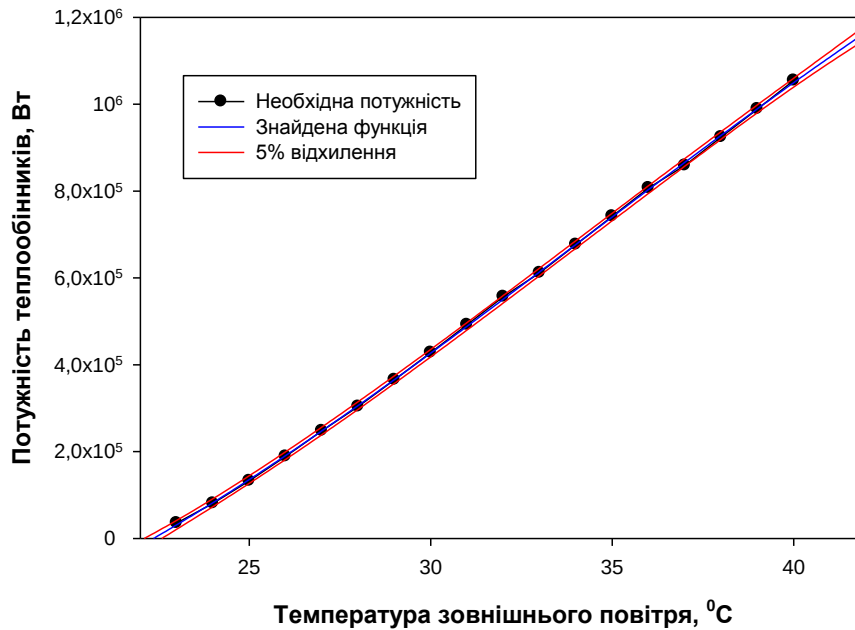


Рис. 2.49. Потужність ТА, яка необхідна для охолодження припливного повітря в пташнику у літній період року в залежності від зовнішньої температури повітря.

Знайдено апроксимаційну функцію (2.25), яка описує необхідну потужність ТА для охолодження припливного повітря в літній період року до температури зовнішнього повітря (див. рис. 2.49), з похибкою апроксимації 5%:

$$f(x) = -54299,329 - 61187,833 \cdot x + 3637,1659 \cdot x^2 - 35,4362 \cdot x^3 \quad (2.25)$$

де, $x = 23, 24 \dots 40$ – температура зовнішнього повітря, °C.

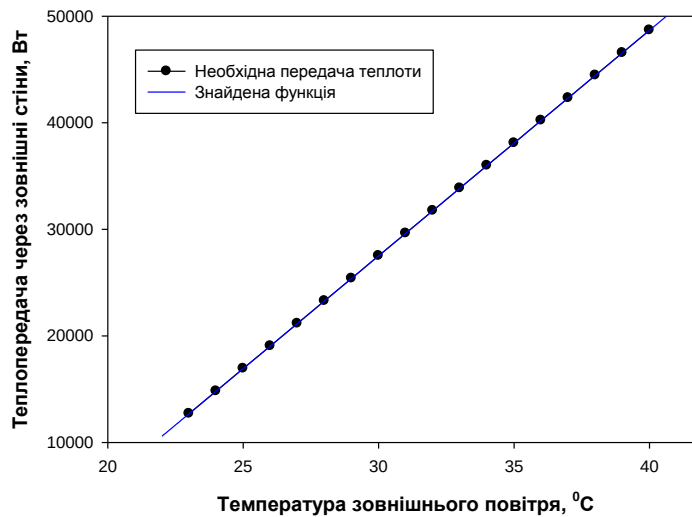


Рис. 2.50. Теплопередача через зовнішні стіни в пташнику у літній період року в залежності від зовнішньої температури повітря.

Знайдено апроксимаційну функцію (2.26), яка описує теплопередачу через зовнішні стіни в пташнику у літній період року до температури зовнішнього повітря (див. рис. 2.50):

$$f(x) = -35981,01 + 2116,53 \cdot x \quad (2.26)$$

де, $x = 23,24 \dots 40$ – температура зовнішнього повітря, °C.

Проведені дослідження по розробці електротехнічного комплексу в пташнику дають можливість побудови алгоритмів керування за допомогою графічних залежностей (див. рис. 2.51–2.52). Використовуючи воду підземних свердловин для охолодження припливного повітря у птахівничому приміщенні за допомогою теплообмінників-рекуператорів в літній і зимовий періоди року побудовано графіки витрати води, яка циркулює в системі за допомогою циркуляційного насоса, в залежності від

зовнішньої температури повітря (див. рис. 2.51–2.52). Залежно від витрат води, за допомогою магнітних клапанів, будуть вводитись в дію теплообмінні апарати в автономному режимі. При температурі $+23^{\circ}\text{C}$ необхідно використовувати 3 теплообмінні апарати з витратою води $2,5 \text{ м}^3/\text{год.}$, а від $+35^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$ – 6 теплообмінників з витратою води від 57 до $108 \text{ м}^3/\text{год}$ (рис. 2.51).

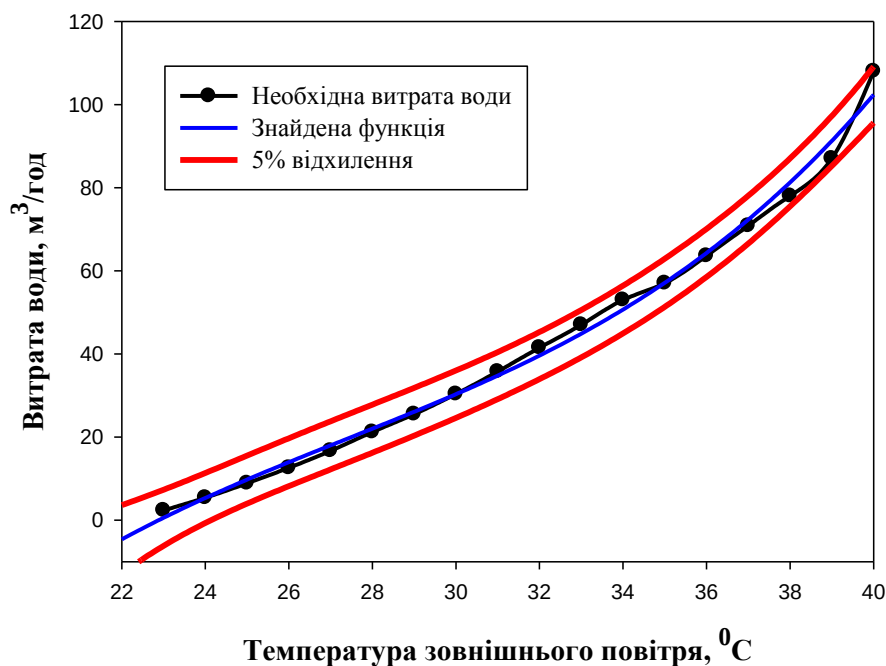


Рис. 2.51. Витрата води, яка необхідна для охолодження припливного повітря в пташнику у літній період року в залежності від зовнішньої температури повітря

Знайдено апроксимаційну залежність (2.27), яка описує необхідну витрату води для охолодження припливного повітря в літній період року до температури зовнішнього повітря (див. рис. 2.51), з похибкою апроксимації 5%:

$$f(x) = -424,4918 + 40,5809 \cdot x - 1,3338 \cdot x^2 + 0,01613 \cdot x^3 \quad (2.27)$$

де, $x = 23, 24 \dots 40$ – температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$.

У зимовий період року теплообмінні апарати в кількості 4 шт. з витратою повітря $31680 \text{ м}^3/\text{год}$ здатні частково підігрівати припливне повітря в пікові значення температур, від -20 до $+7^{\circ}\text{C}$. При середній температурі зовнішнього повітря взимку за 2012-2015 р.р. в інтервалі від $-6,5$ до -20°C , необхідна кількість води, яка циркулює в системі складає від $13,8$ до $72 \text{ м}^3/\text{год}$ (рис. 2.28).

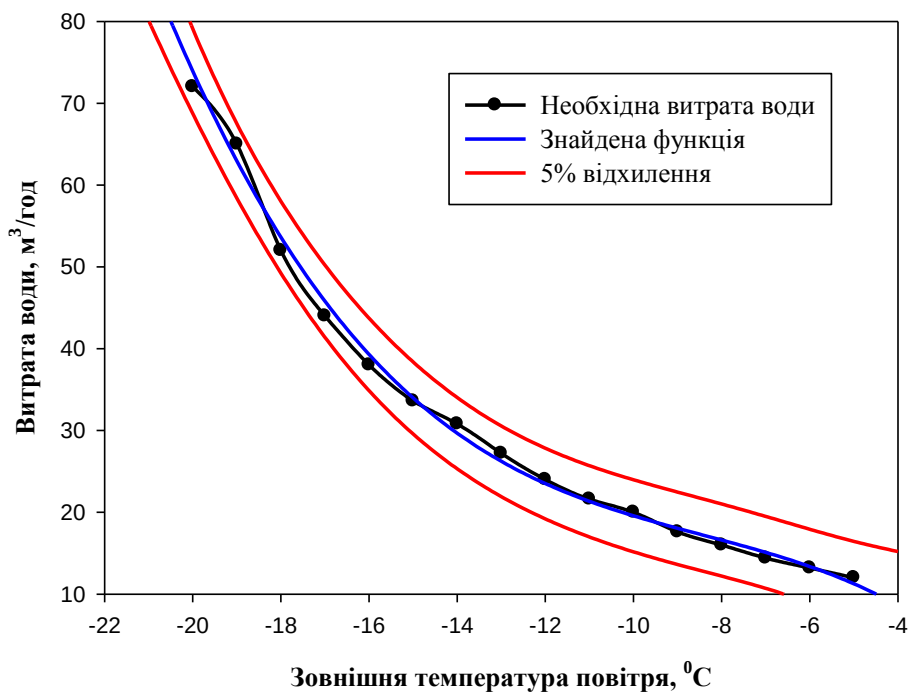


Рис. 2.52. Витрата води, яка необхідна для нагрівання припливного повітря в пташнику у зимовий період року в залежності від зовнішньої температури повітря

Знайдено апроксимаційну функцію (2.28), яка описує необхідну витрату води для нагрівання припливного повітря в зимовий період року до температури зовнішнього повітря (див. рис. 2.52), з похибкою апроксимації 5%:

$$f(x) = -10,3901 - 6,96454 \cdot x - 0,656146 \cdot x^2 - 0,0259361 \cdot x^3 \quad (2.28)$$

де, $x = -5, -6 \dots -20$ – температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$.

2.8. Математичне моделювання системи мікроклімату в пташниках у літній та зимовий період року за допомогою системи MATLAB Simulink

Підтримання санітарно-гігієнічних норм повітряного середовища в птахівничих приміщеннях неможливе без опалювально-вентиляційної системи. При створенні математичної моделі вентиляції на фермі складемо матеріальний баланс шкідливих речовин у приміщенні ферми. Важливим чинником цього є витрати повітря, які поступають в приміщення ферми для вентиляції. Цей параметр використовується не тільки по каналу регулювання температури, а й по каналу регулювання чистоти повітря в приміщенні. І тут він є параметром керування. Витрати повітря розраховуються в залежності від багатьох шкідливих факторів, які поступають у повітря: вологи, вуглекислого газу, метану та ін., але для регулювання вибирають той чинник, який дає найбільше значення повітрообміну. За традиційними методиками розрахунку, у зимовий період року, найбільшими необхідним повітрообміном є по вологості, що і бралось за основу [148, 149].

Баланс вологовиділень в пташнику:

$$W_{nt} + W_{вин} + W_{noc} - W = 0 \quad (2.29)$$

де, W – сумарні волого виділення в пташнику, $г/с$; W_{nt} – волога, що виділяється птицями ($г/с$); $W_{вин}$ – волога, що випаровується з мокрих поверхонь приміщення (підлога, поїлка) ($г/с$); W_{noc} – маса вологи, яка виділяється з посліду ($г/с$).

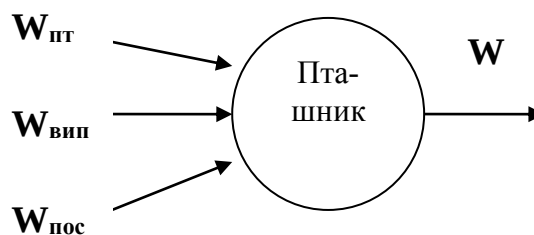


Рис. 2.53. Схема потоків вологи в повітрі на тваринницькій фермі

В динамічному режимі, коли буде змінюватися вологовміст у приміщенні d_{p0} в залежності від збурень, наприклад зовнішнього чинника, вологовмісту навколишнього середовища d_z , в приміщенні буде змінюватись кількість вологовиділень W_p і рівняння (2.29) перетвориться в рівняння динаміки процесу:

$$W_p = W_{nt} + W_{вин} + W_{noc} - W \quad (2.30)$$

Тваринницька ферма за інформаційною ємністю об'єкту відноситься до середніх типових об'єктів управління (ТОУ). Серед параметрів регулювання в ньому найбільш важливими є температура в приміщенні і кількість шкідливих речовин і вологи

у повітрі. Кількість шкідливих речовин в повітрі визначається об'ємом повітря, який поступає у приміщення і кількості тварин в ньому. Температура у приміщенні визначається втратами тепла в навколишнє середовище і затратами на підігрівання повітря до температури приміщення. Слід зауважити, що життєдіяльність біологічного об'єкту ТОУ, тварин, приводить до виділення теплоти, яку слід враховувати при побудові моделі теплообміну в приміщенні ферми і до виділення вологи, і яку слід враховувати при обчисленні витрат повітря на загальнообмінну вентиляцію, направлену на видалення вологи і вуглекислого газу з приміщення.

Розроблення математичної моделі теплообміну в приміщенні птахоферми у зимовий та літній періоди року. В статичному режимі кількість тепла, яке поступає в приміщення з тваринами Q_t і додатковим нагріванням Q_{TA1} дорівнює кількості тепла, що втрачається на нагрівання вентиляційного повітря Q_v і втрати тепла в навколишнє середовище Q_w , а також враховується часткове нагрівання припливного повітря в зимку та повне відбирання теплоти Q_{TA} в літній період року від припливної вентиляції. Додаткове нагрівання Q_{TA1} в моделі виражається апроксимаційною функцією (2.25). Витрата води $G_{води}$ для теплообмінників використовується у моделі та виражена апроксимаційною функцією для літнього (2.27) та зимового (2.28) періодів року.

Розроблення математичної моделі теплообміну в приміщенні птахоферми у зимку:

$$Q_{TA1} + Q_t - Q_v - Q_w + Q_{TA} = 0 \quad (2.31)$$

Розроблення математичної моделі теплообміну в приміщенні птахоферми у літній період року:

$$Q_{TA1} + Q_t - Q_v - Q_w - Q_{TA} = 0 \quad (2.32)$$

В динамічному режимі, коли буде змінюватися температура у приміщенні t_p в залежності від збурень, наприклад зовнішнього чинника, температури навколишнього середовища t_z , в приміщенні буде змінюватись кількість тепла Q_p і рівняння (2.31) перетвориться в рівняння динаміки процесу:

$$Q_p = Q_d + Q_t - Q_v - Q_w + Q_{TA}. \quad (2.33)$$

Для створення моделі в системі MATLAB Simulink приведемо рівняння динаміки процесу теплообміну до виду Коші і запишемо його у формі:

$$\frac{dt_p}{d\tau} = \frac{t_z}{T_t} + \frac{Q_d + Q_t}{(KF_p + K_v) \cdot T_t} - \frac{t_p}{T_t} \quad (2.34)$$

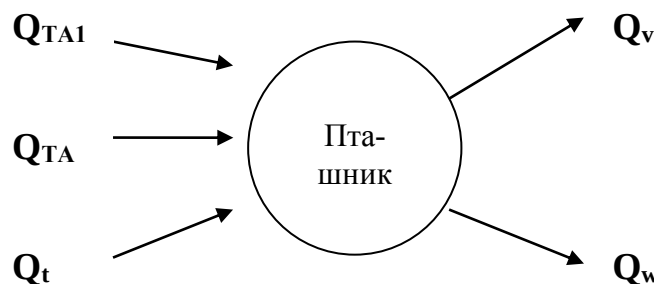


Рис. 2.54. Схема теплових потоків на птахофермі

Постійна часу зміни вологи в повітрі приміщення T буде дорівнювати часу необхідному для встановлення заданого значення вологовмісту в приміщенні, коли швидкість зміни вологи дорівнюватиме початковій. Цей параметр буде залежати від акумулюючої здатності ТОВУ, об'єму приміщення ферми. Позначимо постійну часу нагрівання ТОВУ, с:

$$T = \frac{V_p \rho_p C_p}{(KF_p + V_v \rho_p C_p)} \quad (2.35)$$

де: V_p – об'єм приміщення ферми, м^3 ; F_p – площа поверхні стін і стелі ферми, м^2 ; ρ_p – густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_p – теплоємність повітря, $\text{Дж}/(\text{кг} \text{ град})$; K – середнє значення коефіцієнта теплопередачі стін і стелі приміщення ферми, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ град})$; n – кількість тварин на фермі, шт.; q – середнє тепловиділення тварини, Дж , V_v - швидкість подавання вентиляційного повітря, $\text{м}^3/\text{с}$.

Складемо параметричну схему математичної моделі (див. рис. 2.55).

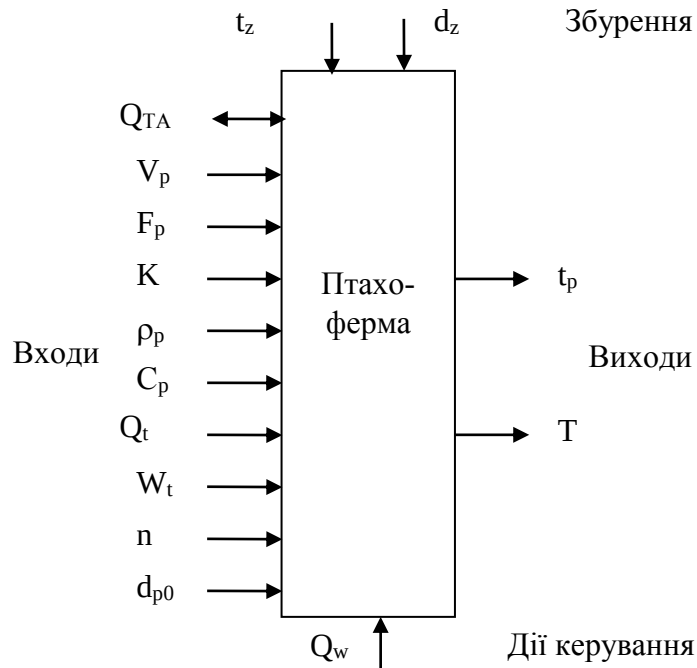


Рис. 2.55. Параметрична схема математичної моделі системи вентиляції та опалення на птахофермі

Визначити потужність опалювального пристрою, необхідного для підтримання заданої температури в приміщенні, а також постійну часу нагрівання даного ТОУ, реальний час досягнення температури в приміщенні, а також, наскільки збільшаться теплові витрати на нагрівання приміщення, якщо температура на вулиці зменшиться на 5 градусів.

Розроблено математичну модель підтримання вологісного режиму в пташниках у літній та зимовий періоди року за допомогою системи MATLAB Simulink.

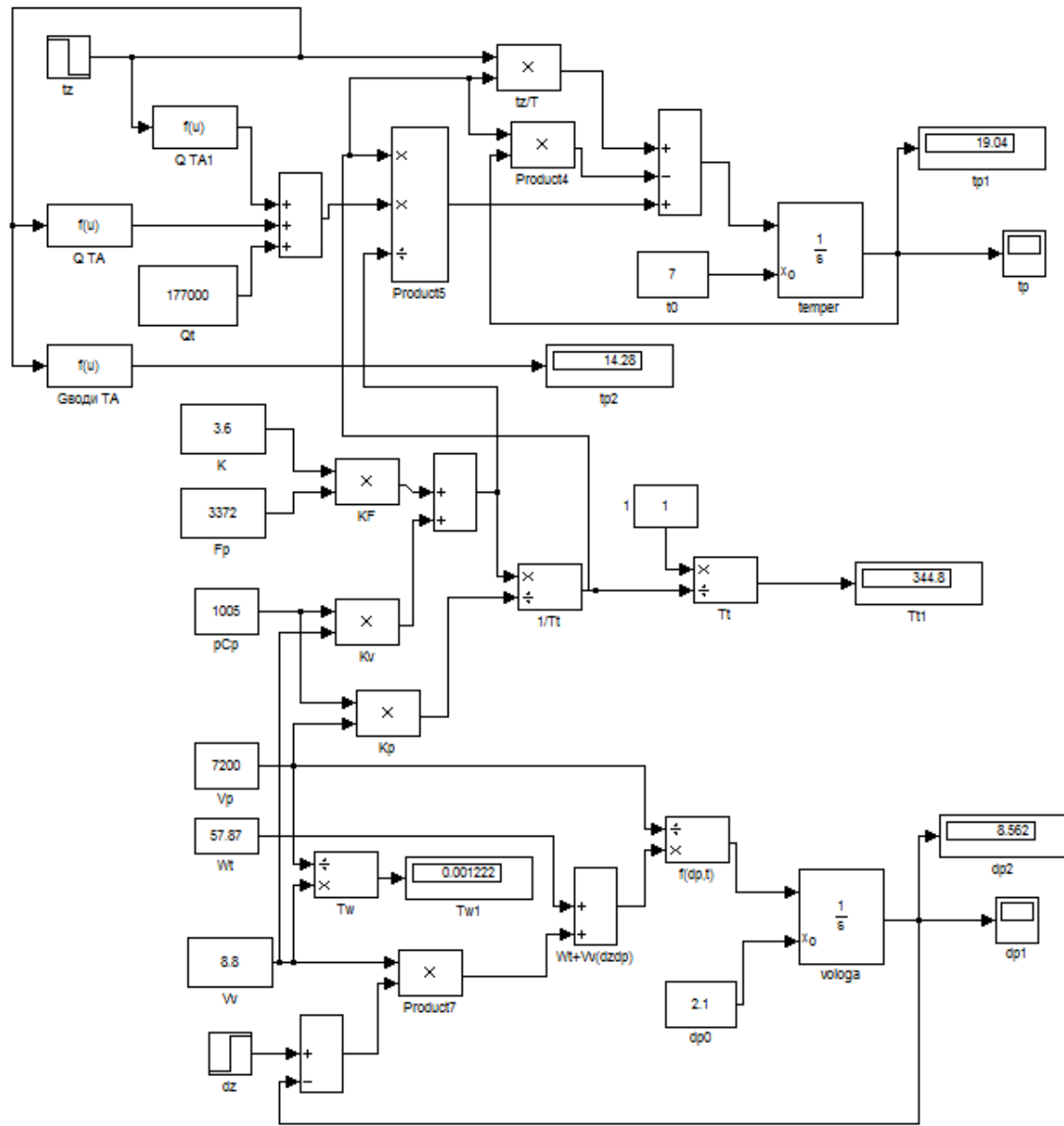
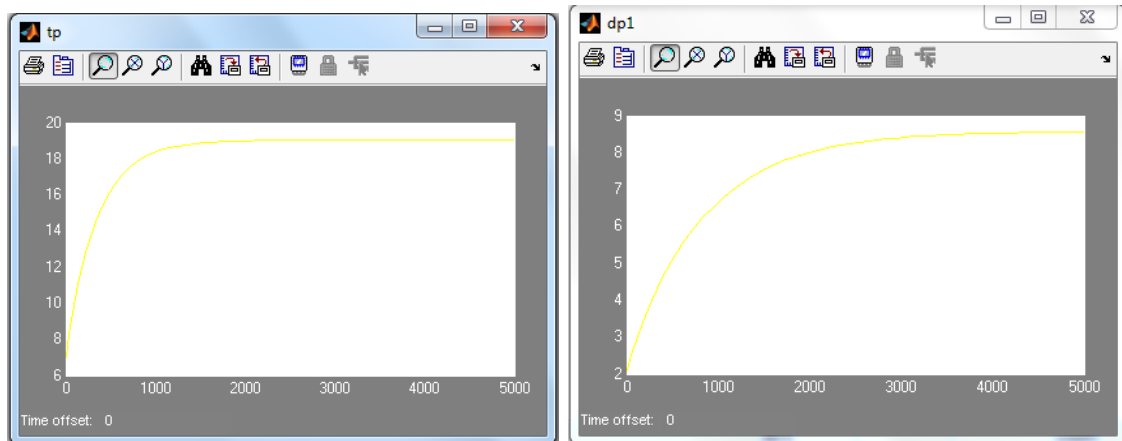


Рис. 2.56. Схема імітаційної моделі теплообміну і вентиляції ТОУ «пташника» в зимовий період року в блоках Simulink MATLAB

Дослідження по моделі показали, що постійна часу нагрівання ТОУ складе $T = 344,8$ с (рис. 2.56). Продуктивність системи вентиляції дорівнює $8,8 \text{ м}^3/\text{с}$, а витрати тепла на нагрівання вентиляційного повітря дорівнюють $383,5 \text{ кВт}$.

Загальні витрати тепла, які потрібні для нагрівання приміщення з -20 до $+17$ °C (рис. 2.2) дорівнюють 395 кВт. Реально система стабілізується за період 4500 – 5000 секунд. При пониженні зовнішньої температури повітря на 5 градусів з -20 до -25 °C необхідно збільшити витрати з 395 кВт до 463 кВт теплової енергії.

При зміні вологовмісту зовнішнього повітря з 0,9 г/кг до 2 г/кг потрібно збільшити витрати повітря з 8,8 м³/с до 9,2 м³/с. Моделювання показало, що відносна вологість в приміщенні становить 70% (рис. 2.57).



а

б

Рис. 2.57. Розгінна крива зміни температури (а) і вологовмісту (б) в приміщенні пташника в зимовий період року, яка отримана по даних моделі MATLAB Simulink

Дослідження по моделі показали, що постійна часу нагрівання ТОУ складе $T = 118,4$ с (рис. 2.58). Продуктивність системи вентиляції V_v виражена апроксимаційною функцією

(2.2) і становить від 36 тис. до 170 тис. м³/год. Реально система імітаційної моделі у літній період року стабілізується по температурі до 2000 секунд, а по вологості за період 4500 – 5000 секунд. Відносна вологість становить 60% (рис. 2.59).

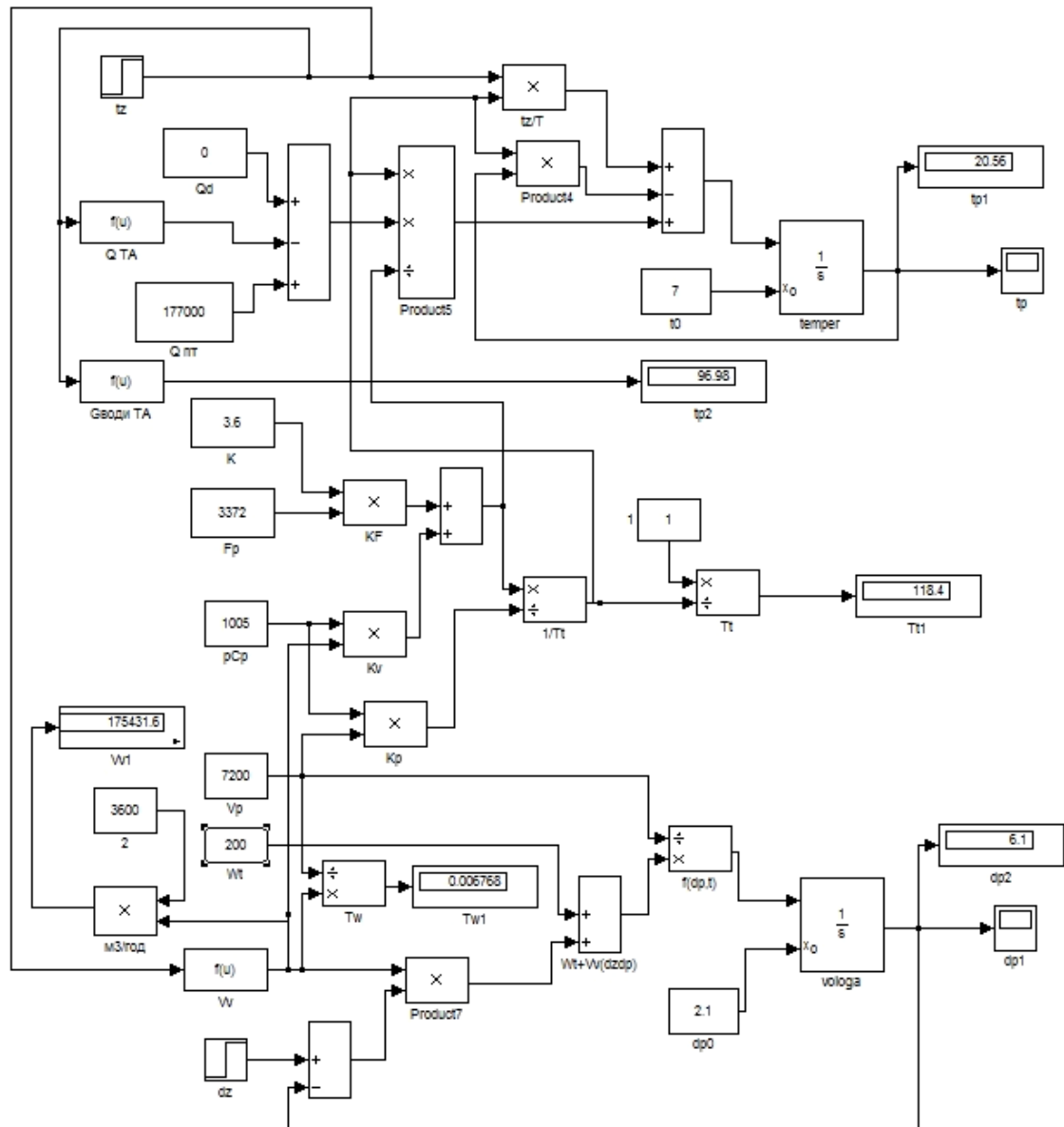


Рис. 2.58. Схема імітаційної моделі вентиляції пташника в літній період року в блоках Simulink MATLAB

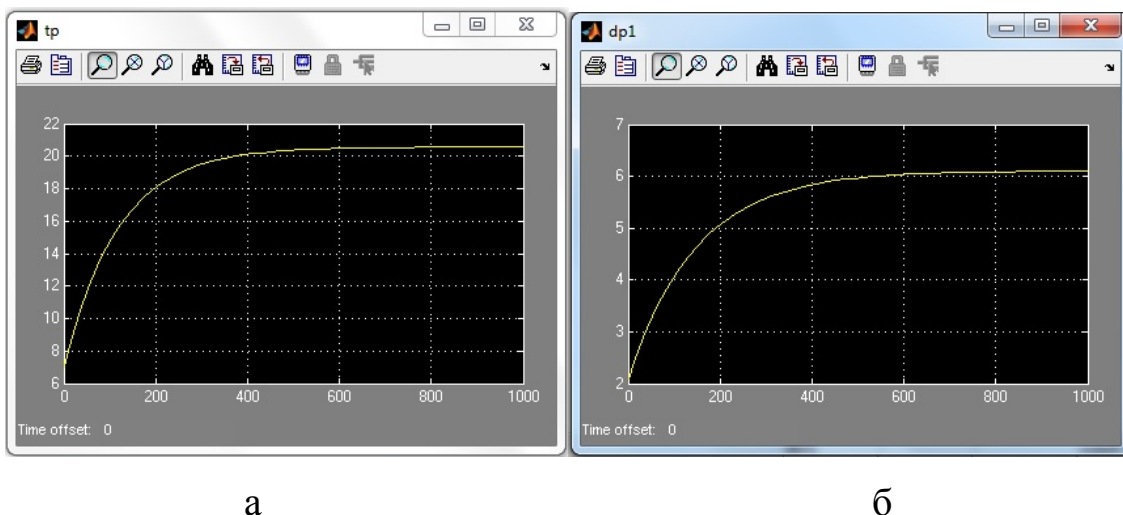


Рис. 2.59. Розгінна крива зміни температури (а) і вологовмісту (б) в приміщенні пташника в літній період року, яка отримана по даних моделі MATLAB Simulink

Запропонована енергозберігаюча вентиляційна система передбачає використання теплообмінників-рекуператорів для охолодження припливного повітря водою підземних свердловин. В роботі пропонується нова конструкція такого теплообмінника, яка має суттєві переваги порівняно з існуючими конструкціями теплообмінників. Тому важливим є проведення комп'ютерного моделювання процесів гідродинаміки і тепло переносу в каналах цього теплообмінника. Це дасть змогу вибрати оптимальну конструкцію при виготовленні таких теплообмінників.

2.9. Висновки до розділу 2

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Запропоновано новий енергозберігаючий електротехнічний комплекс для підтримання оптимального мікроклімату та розроблено новий спосіб охолодження припливного повітря птахівничих приміщень в літній період року – використання води підземних свердловин з використанням теплообмінників-рекуператорів для охолодження зовнішнього повітря. Це дає можливість знижувати температуру повітря в пташнику до $+16 - +20$ °С не підвищуючи його відносну вологість.

2. Для системи автоматизації управління мікрокліматом птахівничого приміщення обрано станцію керування ТСУ5 та водонапірної свердловини. Обґрунтовано можливості керування та технічні характеристики, описано функціональну схему та схеми систем регулювання, керування і сигналізації.

3. Розроблена математична модель процесів тепло- і масопереносу вентиляційного повітря в птахівничому приміщенні використовуючи рівняння Нав'є-Стокса, рівняння енергії та відповідні граничні умови.

4. Проведено чисельне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу вентиляційного повітря в птахівничих приміщеннях з використанням і без використання нової системи охолодження припливного повітря. Використовуючи програмне забезпечення САПР ANSYS Fluent отримано поля швидкостей, температур і тисків в приміщенні пташника. В результаті чисельних досліджень вибрані оптимальні режими вентиляції в птахівничих приміщеннях.

5. Проведено імітаційне математичне моделювання системи мікроклімату в пташниках у літній та зимовий період року за допомогою системи MATLAB Simulink. Знайдено, що необхідний повітрообмін та опалення системи в зимовий час стабілізується за період від 2000 до 5000 секунд. Відносна вологість при цьому становить 60 %. В літній період система стабілізується за період до 1000 секунд. Відносна вологість при цьому становить 70 %.

РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО - МАСООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ ВОДОЮ ПІДЗЕМНИХ СВЕРДЛОВИН

У різних галузях промисловості і сільського господарства застосовуються теплообмінне обладнання для передачі теплоти від одного робочого середовища до другого. Новий електротехнічний комплекс вентиляційної системи для охолодження (нагрівання) повітря в пташниках дозволяє отримати підвищення енергетичної ефективності та заощадження енергоресурсів, які застосовується в рекуперативних теплообмінниках. В таких ТА повітряний теплоносій розміщується в міжтрубних каналах, а рідинний теплоносій циркулює всередині трубних каналів, при цьому теплота передається через стінки, які їх розділяють. Запропонована нова конструкція кожухотрубного теплообмінника-рекуператора, що дозволяє підвищити масогабаритні характеристики у порівнянні із відомими конструкціями даних апаратів.

3.1. Конструкція теплообмінника-рекуператора з компактним розміщенням пучка труб

Найбільш поширеними конструкціями теплообмінних апаратів, що найчастіше застосовуються у теплообмінному

обладнанні, є рекуперативні пристрої. Рекуперативні теплообмінники поділяють за конструктивними особливостями на кожухотрубні і пластинчасті. Переваги і недоліки кожної із даних конструкцій залежать від умов експлуатації, гідродинамічних і температурних режимів роботи. Так, теплообмінний апарат кожухотрубного типу має кращу ефективність для енергозберігаючих вентиляційних систем.

В існуючих теплообмінниках кожухотрубного типу у вигляді теплообмінної поверхні застосовують шахові або коридорні трубні пучки. У даній праці запропонована нова конструкція теплообмінника (рис. 3.1), яка є відмінною від традиційного та ґрунтується на застосуванні нових вдосконалених конфігурацій пучків труб. У даній конструкції теплообмінного апарату використане максимально компактне розташування труб. Це дозволяє значно підвищити їхні масогабаритні показники [116, 115].

Розглянемо кожухотрубний теплообмінний пристрій з кожухом прямокутного перетину, для якого характерне розміщення пучків труб компактної конфігурації при поперечному їх обтіканні. Геометрія розміщення труб зображена на рис. 3.2. У даному теплообмінному пристрої використане таке розміщення труб, яке забезпечує дотик сусідніх трубок між собою та зміщення одна відносно одної по осі ординат на величину K , де $0 < K < \sqrt{3}D/2$, а відстань C повинна задовольняти умову $C \geq D + 5\text{мм}$, це впливає з того, що методика

виготовлення пучків значною мірою ускладнюється, якщо відстань між трубами сусідніх рядів буде меншою ніж 5 мм.

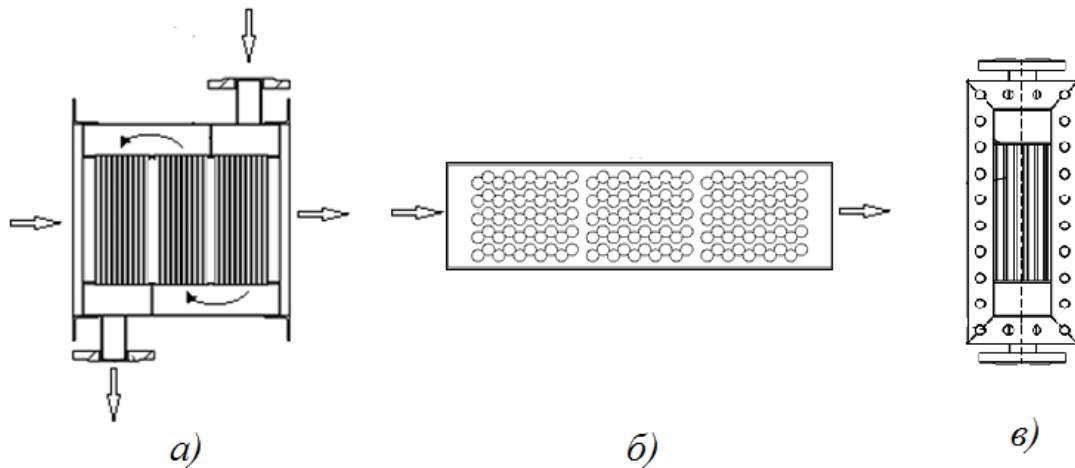


Рис. 3.1 Загальна схема кожухотрубного теплообмінника з компактним розміщенням труб в трубному пучку: *а* – вигляд збоку; *б* – вигляд зверху; *в* – вигляд з торця.

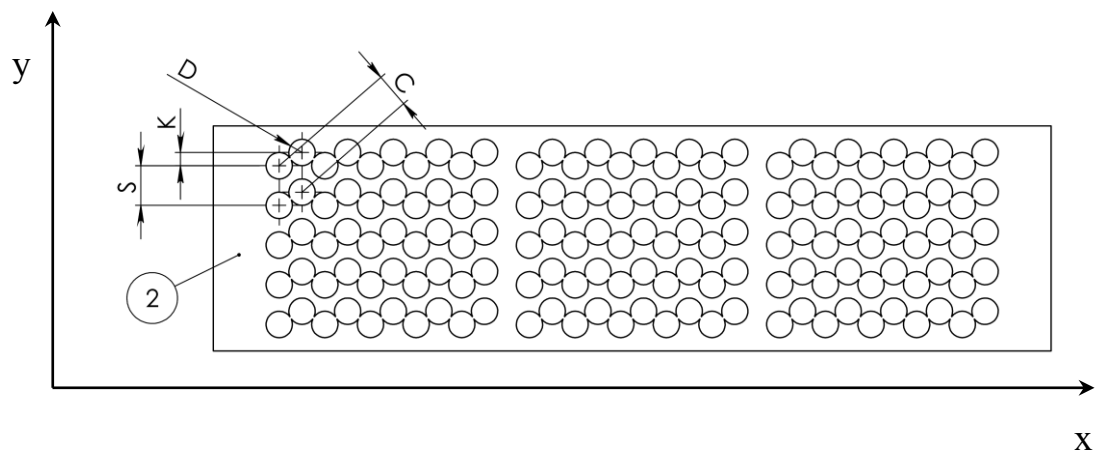


Рис. 3.2. Трубна дошка з компактним розташуванням трубок (вигляд зверху)

3.2. Вибір граничних умов і моделі турбулентності для чисельного моделювання ТА

Система рівнянь, яка містить рівність нерозривності й рівність збереження кількості руху в проекціях на осі координат, описує рух в'язкої рідини або газу. У випадку, коли для руху середовища є характерним теплоперенос, то у систему вказаних рівнянь додається рівність збереження енергії (див. рівняння 2.3-2.5).

Рівності Нав'є-Стокса [165, 200], що описують масоперенос у каналах теплообмінного пристрою містять рівняння руху (2.3), рівність нерозривності (2.4) і рівняння збереження енергії (2.5).

Граничні умови для каналів такої конфігурації наступні:
на вході:

$$x = 0; w = w_0; T = T_0 \quad (3.1)$$

на виході:

$$x = H; \partial w / \partial x = 0 \quad (3.2)$$

на стінках труб:

$$T(x = x_{тр.вн.})(y = y_{тр.вн.}) = T_{ст.,0} \quad (3.3)$$

на стінках кожуха:

$$\left| \frac{\partial T_{ст.кор.}}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \quad (3.4)$$

умови прилипання на стінках труб:

$$x = x_{тр.зov.}; y = y_{тр.зв.} \quad (3.5)$$

умови прилипання на стінках кожуха:

$$y = H; w = 0; y = 0. \quad (3.6)$$

Модель турбулентності

Для течії теплоносіїв у каналах потрібно обрати модель турбулентності, що відповідає умовам гідродинамічних течій у даних каналах. В цьому випадку найкраще використовувати стандартну k-ε модель, яка застосовується у програмному пакеті ANSYS FLUENT, використовується у практичних інженерних розрахунках потоків у каналах і також запропонована Launder і Spalding [201]. При моделюванні теплообміну у каналах різної конфігурації часто використовують дану модель завдяки її надійності, економічності і точності для широкого спектру турбулентних течій.

Стандартна k-ε [201] модель ґрунтується на моделі рівності переносу турбулентності кінетичної енергії (k) та швидкості її дисипації (ε). Рівність транспортної моделі для k отримане з точного рівняння, а рівність транспортної моделі для ε – з фізичних міркувань.

Під час виведення k-ε моделі, приймається, що потік є повністю турбулентний, а ефекти молекулярної в'язкості є незначними, тобто стандартну k-ε модель застосовують для повністю турбулізованих потоків.

Далі дана k-ε модель була удосконалена, це в свою чергу покращило її ефективність. Є відомими два удосконалених варіанти вказаної моделі, що є доступними у програмному пакеті ANSYS FLUENT, а саме, RNG k-ε модель [227] і реалізована (realizable) k-ε модель [217].

Рівняння переносу стандартної k-ε моделі.

Розв'язок вказаних нище транспортних рівнянь дозволить визначити кінетичну енергію турбулентності k та її швидкість дисипації ε [175, 189, 221]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.7)$$

та

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.8)$$

де, G_k – генерація турбулентності кінетичної енергії за рахунок градієнтів швидкості (3.14); G_b – генерація турбулентності кінетичної енергії (3.17); Y_M – вклад у розширення коливань стисливості турбулентних потоків у загальній швидкості дисипації (3.20); $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ і $C_{3\varepsilon}$ – константи; σ_k і σ_ε – турбулентні

числа Прандтля для k та ε відповідно. S_k , S_ε – знаходять у вигляді характеристик пульсації кінетичної енергії та дисипації даної енергії:

$$S_k = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon - \mu_t \left(\frac{g_i \partial \rho}{\sigma_B \rho \partial x_i} \right), \quad (3.9)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B \left(\frac{g_i \partial \rho}{\sigma_B \rho \partial x_i} \right) \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}. \quad (3.10)$$

де $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_k = 1$ – емпіричні коефіцієнти [201]; f_1, f_2 – змінні, які залежать від коефіцієнтів динамічної та турбулентної в'язкості і знаходяться за наступними залежностями:

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu} \right)^3, \quad f_2 = 1 - e^{-R_T^2} \quad (3.11)$$

Величина констант та параметрів у даній моделі визначено за допомогою експериментів для фундаментальних турбулентних потоків, у тому числі і для зсувних течій, граничних шарів, змішаних шарів, а також для розкладу ізотропної сітки турбулентності. Вони також є значно ефективними і для широкого діапазону зсувних течій, які обмежені стінкою.

Моделювання турбулентної в'язкості.

Турбулентна (вихрова) в'язкість μ_t визначається через k і ε за формулою:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

де, C_μ - константа.

Степінь, в якому ε є залежним від плавучості знаходиться через постійну $C_{3\varepsilon}$. У ANSYS FLUENT величина $C_{3\varepsilon}$ розраховується за таким рівнянням [193]:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (3.13)$$

де v – компонента швидкості потоку, що є паралельною до гравітаційного вектора, u – складова швидкості потоку, яка є перпендикулярною до гравітаційного вектора. Таким чином, $C_{3\varepsilon}$ буде дорівнювати 1,0 для плавучих зсувних шарів, для них основний напрямок потоку є суміщеним із напрямком дії сили тяжіння. Для плавучих шарів зсуву, що є перпендикулярними до гравітаційного вектора, $C_{3\varepsilon}$ буде рівним нулю.

Моделювання турбулентних процесів в k-ε моделі.

Параметр G_k , характеризується процесом кінетичної енергії турбулентності, що моделюється так само як для стандартної, RNG так і для realizable k-ε моделей і знаходиться як:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.14)$$

Для оцінки G_k відповідно із гіпотезою Буссінеска:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.15)$$

де S – модуль середньої швидкості зміни тензора деформації, який знаходиться з рівності:

$$S \equiv \sqrt{2S_j S_{/j}} \quad (3.16)$$

Ефекти впливу плавучості на турбулентність в k-ε моделі

Генерація турбулентності через плавучість вчислюється:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.17)$$

де Pr – турбулентне число Прандтля для енергії і g_i компонента гравітаційного вектора в i -тому напрямку. Для стандартних k-ε моделей його величина рівна $Pr = 0,85$.

Визначення коефіцієнта теплового розширення β :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.18)$$

Для ідеальних газів рівність (3.17) приводиться до наступного вигляду:

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3.19)$$

Із рівностей переносу для параметра k (рівняння (3.7)) видно, що турбулентність кінетичної енергії, зазвичай, є збільшеною ($G_b > 0$) при умові нестійкої стратифікації потоку. При стійкій стратифікації буде спостерігатися зменшення даної турбулентності ($G_b < 0$). У пакеті програмного забезпечення ANSYS FLUENT завжди враховуються ефекти плавучості на генерацію k , у тих випадках якщо є не нульове гравітаційне поле та не нульовий температурний градієнт.

З метою врахування ефектів у k - ϵ моделі у ANSYS FLUENT, термін розсіювання розширення, Y_M входить у k рівності (3.8). Цей термін необхідно моделювати у відповідності з пропозицією Саркара [215]:

$$Y_M = 2\rho\epsilon M_t^2 \quad (3.20)$$

де M_t – турбулентне число Маха, яке обчислюється за формулою:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (3.21)$$

де a ($a \equiv \sqrt{\gamma RT}$) - швидкість звуку.

3.3. Методика побудови сітки МКЕ в ANSYS Meshing для трубного пучка

Під час виконання чисельного розрахунку задач гідродинаміки та теплопереносу застосовується метод кінцевих елементів (МКЕ). В англomовній літературі він називається Finite Elements Method (FEM). Даний методу базується на наближеному розв'язку варіаційної задачі. З метою формулювання даної задачі застосовують поняття функціоналу. Оператор $I[f(x)]$ - це функціонал, що виражається на певній множині функцій, у випадку коли кожна функція $f(x)$ виражається певним числовим значенням $I[f(x)]$ [157]. Тобто, функціоналом називають «функцію від функції». Часто функціонали виражають через інтегральні функції. Варіаційним завданням є знаходження такої необхідної функції $f(x)$, яка повинна відповідати мінімальній величині функціоналу $I[f(x)]$. Вигляд даного функціоналу може бути різним для різних заач і вибирається спеціальним підбором.

У даний час МКЕ має значне використання під час вирішення задач теплопровідності у твердих тілах та під час розрахунках на міцність. Однак даний метод може бути використаний і під час розрахунку течій рідин та газів. Відомі також способи, що містять елементи методу кінцевих об'ємів та методу кінцевих елементів [157, 158]. Поєднання даних методів дає можливість застосовувати більш ширший ряд розрахункових сіток (тетрагональні сітки, пірамідальні, призматичні, поліедральні), це є потрібним під час вирішення завдань із складною геометрією. Даний спосіб застосовують CFD пакети Ansys CFX, Ansys Fluent, Star-CD, Star-CCM +, Comsol та інші.

Галузі сучасної науки та техніки, а також сільськогосподарські галузі часто використовують пакет ANSYS. При цьому необхідно враховувати те, що різні фізичні задачі потребують різних підходів під час моделювання та створення розрахункової сітки. Розглянувши деякі особливості при побудові сітки для задач гідро- газодинаміки, тепло- масопереносу – створення даної сітки у ANSYS Meshing, а також 2D. ANSYS Meshing широко використовують при створенні сітки для CFD додатків ANSYS - CFX або FLUENT, але необхідно врахувати те, що загальна логіка побудови сітки може переноситися і для інших програм, і також для програм, що не застосовуються в ANSYS.

Невід'ємна частина процесу комп'ютерного інженерного моделювання полягає у створенні сіткової моделі. Якість сітки має вплив на точність, збіжність та швидкість отримання розв'язку. Окрім того, час, який потрібний при створенні сітки, часто складає велику частину від загального часу здійснення комп'ютерного інженерного обчислення. Чим є густішою сітка, тим є точнішим результат, особливо на площадках, які є найбільш важливі для дослідження. Значна кількість елементів сітки потребує значних комп'ютерних ресурсів (оперативної пам'яті / процесорного часу). Також слід витримувати баланс точності моделювання із часом розв'язку. Отже, якісні та більш автоматизовані інструменти для побудови сітки дозволяють отримати кращий результат. Побудова сітки проводилася у сіткогенераторі ANSYS Meshing на основі платформи Workbench.

При оцінюванні якості сітки використовують багато методів. До основних критеріїв якості елементів (осередків) для Fluent належить Orthogonal Quality і Skewness, що показані у табл. 3.1. Рекомендується застосовувати сіткові моделі, так як для них мінімальне значення Orthogonal Quality > 0.1 чи максимальна величина Skewness «перекіс» < 0.95 [157, 158]. «Перекосом» називають міру зміни елемента у порівнянні із початковою його формою, що лежить у діапазоні від 0 (Відмінна) до 1 (Неприпустима).

Таблиця 3.1

Діапазон показника якості сітки Orthogonal Quality та Skewness

Якість сітки	Відмінна	Дуже гарна	Гарна	Задовольняє	Погана	Не задовольняє
Orthogonal Quality	0,950–1,000	0,700–0,950	0,200–0,700	0,100–0,200	0,001–0,100	0,000–0,001
Skewness	0,000–0,250	0,250–0,500	0,500–0,800	0,800–0,950	0,950–0,980	0,980–1,000

Виходити за дані границі можна лише у випадку відносно простих течій, а також у зонах із незначними градієнтами змінних. Під час імпорту розрахункової сітки у ANSYS Fluent, може з'явитися повідомлення про від'ємні об'єми осередків, що показує про погану якість розрахункової сітки. У площадках складної геометрії великогабаритні елементи можуть мати спотворену форму. Елементи малої якості можуть викликати неточність результатів, чи у інших випадках може не зійтися розв'язок!

Розглянемо кожухотрубний теплообмінний апарат з кожухом прямокутного перетину для поперечного обтікання пучків труб. Геометрія розміщення труб із діаметром $d = 10$ мм зображена на рис. 1, вона є відмінна від традиційних шахових та коридорних пучків їхнім компактним розташуванням. Сусідні труби у цих тісних пучках зміщуються одна щодо другої на певну відстань, при цьому представлено два види конструкції пучка, у них є зміщення труб в поперечному напрямі на 5 мм дотикання, і традиційне коридорне розміщення $a \times b(1,5 \times 1,5)$.

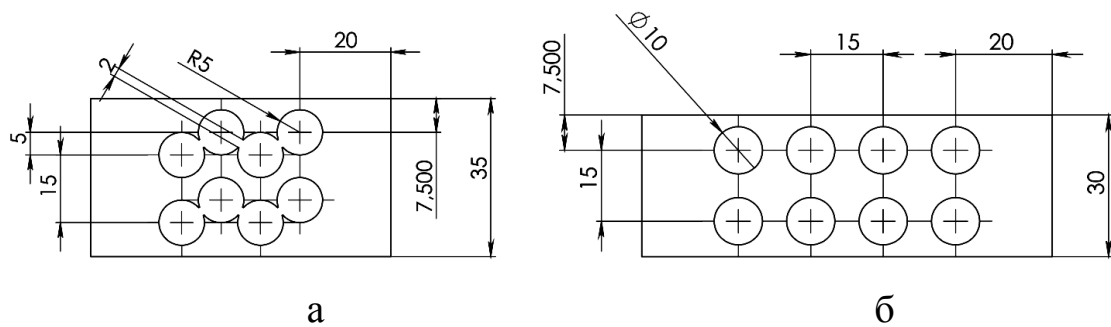


Рис. 3.3. Розташування труб в пучку (вигляд зверху): а – зі зміщенням труб на 5 мм; б – традиційне коридорне розташування

Робочою областю ANSYS Meshing Application використовується підхід ділення. Різноманітний "Метод розбивки" може застосовуватися для кожної частини геометрії. Сітка у окремих тілах може бути несумісною. Спільні сітки утворюються у одному тілі. Всі утворені сітки зберігаються у центральній базі даних. Є доступними багато способів для 3D та 2D геометрії [147]. Для ANSYS Meshing Application використовують наступні способи розбивання для 3D геометрії:

- Автоматичний (Automatic);
- Способи побудови тетраедральної сітки (Tetrahedrons):
 - на базі поверхневої сітки (Patch Conforming);
 - незалежно від поверхонь (Patch Independent);
 - CFX-Mesh;
- Способи побудови гексаедральної сітки:
 - протяжкою (Sweep);
 - протяжкою для оболонкових тіл (Thin sweep);
 - багатозональний (Multi Zone);
 - багатозональний (на основі блочної сітки ICEM CFD);
 - із переважанням гексаєдрів (Hex Dominant).

Сьогодні в програмних пакетах застосовуються декілька основних типів сітки для 3D: тетраедральна, декартова та гексаедральна. Тетраедральна сітка дає можливість створювати осередки, які є наближені за формою до меж розрахункової області та до зон із значними градієнтами швидкостей та температур, це дає можливість краще змодельовати приграничні поверхні. Також, утворення тетраедральної сітки - це дуже трудомісткий процес. Декартова сітка дозволяє створювати тільки прямокутні осередки, а це може викликати погіршення рішення рівнянь приграничного шару, але декартова сітка є простішою при її створенні. Існує ряд методів, як дозволяють розв'язувати рівняння переносу у області приграничних поверхонь при наявності великих градієнтів параметрів потоку.

Гексаедральна сітка, при вирішенні задачі із такою ж точністю, буде складатися із більш ніж у два рази меншої

кількості вузлів, у порівнянні із тетраедральною сіткою. Також слід використовувати меншу кількість елементів при вирішенні завдання CFD.

Анізотропну геометрію (прикордонні шари, площини із великою кривизною та довгими кінцевими елементами) можуть суміщати із анізотропними елементами. При довільних конфігураціях гексаедральній сітці необхідно використовувати багато підготовчих операцій, проте це викликає більш якісний результат. Для інших більше простих конфігурацій, використовуючи протяжку сітки, її можна створити більш простішим і швидшим методом застосовуючи розгортку (Sweep) і мультизональну (Multi Zone) побудову.

Для ANSYS Meshing Platform для 2D геометрії використовують наступні способи побудови сітки, що можуть застосовуватися для поверхневих тіл чи оболонок:

- автоматичний спосіб (Automatic Method) побудови сітки із елементами у вигляді чотирикутників (Quadrilateral Dominant) або поєднання три- та чотирикутників (Quad/Tri), або лише трикутників (All Triangles);

- спосіб рівномірної побудови сітки із елементами у вигляді чотирикутників (Quadrilateral Dominant) або поєднання три- та чотирикутників (Quad / Tri), або лише трикутників (All Triangles).

При побудові 2D сіток міжтрубного простору теплообмінника застосовувалися різні настройки. Застосовувався контроль росту та розподілення сітки у значущих областях із великою кривизною (K) та безпосередньою близькістю (B)

поверхні. Функція К дає можливість визначити розміри країв і поверхонь, це є максимальний кут між нормальними сусідніх граней. Чим є більшою величина кута тим і кращою буде побудована поверхнева сітка. Функція Б керує сітковим розширенням на близько розміщених регіонах у моделі і визначає потрібне число елементів у звуженій області. У цих розрахунках є поєднання ефектів розмірних функцій Б та К, а це у свою чергу вимагає більшого розрахункового часу для їх комбінування.

Під час побудови сітки для теплообмінника застосовувалось локальне керування сіткою. Створювались незмінні шари у пограничному шарі (ПШ) при різній кількості шарів (див. табл. 3.2.) для отримання повної товщини, тобто товщини першого шару ($2 \cdot 10^{-4}$ м), а для кожного наступного шару товщина обиралась постійною.

Для усіх геометрій і типів побудови сітки обиралися однакові параметри, а саме:

- Мінімальний розмір елемента $5 \cdot 10^{-4}$ м;
- Максимальний розмір грані $1 \cdot 10^{-3}$ м;
- Кривизна кута 45° .

Із рис. 3.4 встановлено, що у даному випадку використовується гібридна сітка: у області навколо поверхневого шару трубок застосовується чотирикутна сітка та трикутна сітка - по всій іншій області. Чотирикутною сіткою забезпечується більша точність градієнтів в'язкості поряд із поверхнею труб.

Таблиця 3.2

Параметри побудови сітки 2D МКЕ для теплообмінника-рекуператора з традиційним коридорним розташуванням труб в пучках

Показчик якості сітки (orthogonal quality)	0,680	0,640	0,580	0,630	0,700	0,750
Показчик якості сітки (Skewness)	0,490	0,530	0,700	0,650	0,630	0,40
Кількість елементів, шт	22354	17452	10771	10504	8098	16460
Кількість вузлів, шт	14676	10209	11232	10963	8569	8705
Пограничний шар, шт	12	4	4	3	-	-
Товщина першого шару, м	$2 \cdot 10^{-4}$	-	-	$2 \cdot 10^{-4}$	-	-
Метод побудови сітки	гібридна	гібридна	квадратна	квадратна	квадратна	гібридна
Метод побудови прикордонного шару	загальна товщина	плавний перехід	плавний перехід	загальна товщина	-	-

Традиційне коридорне розташування труб в пучку

Під час побудови гібридної сітки встановлено, що застосування побудови прикордонного шару способом загальної товщини (3T) (Total Thickness), де товщина першого шару $2 \cdot 10^{-4}$ м при кількості від 3 до 12 шарів призводить до того, що якість сітки за двома параметрами залишається незмінною та лежить у межах Orthogonal Quality 0,68, Skewness 0,49 (див. табл. 2). При моделюванні гідродинаміки обтікання трубок велике значення для аналізу відривних зон має вибір кількості шарів. В цьому випадку є рекомендовано задати максимальну кількість

шарів у межах до 12 шарів (рис. 3.4). Такою побудовою буде отримана велика кількість елементів у порівнянні із квадратною сіткою. Із застосуванням методу плавного переходу (ПП) (Smooth Transition) найбільш кращою сіткою буде сітка, яка складається із 4 шарів (Orthogonal Quality 0,64, Skewness 0,53). Під час збільшення або зменшення кількості шарів якість рішення суттєво падає.

Побудувати сітку квадратних елементів буде значно довше, тобто буде використано більше розрахункового часу, і при цьому не буде отримано бажаного результату для даної геометрії. Для отримання найбільш якісної сітки слід застосувати метод побудови прикордонного шару ЗТ (рис. 3.5), що дрівнює Orthogonal Quality 0,63, Skewness 0,65.

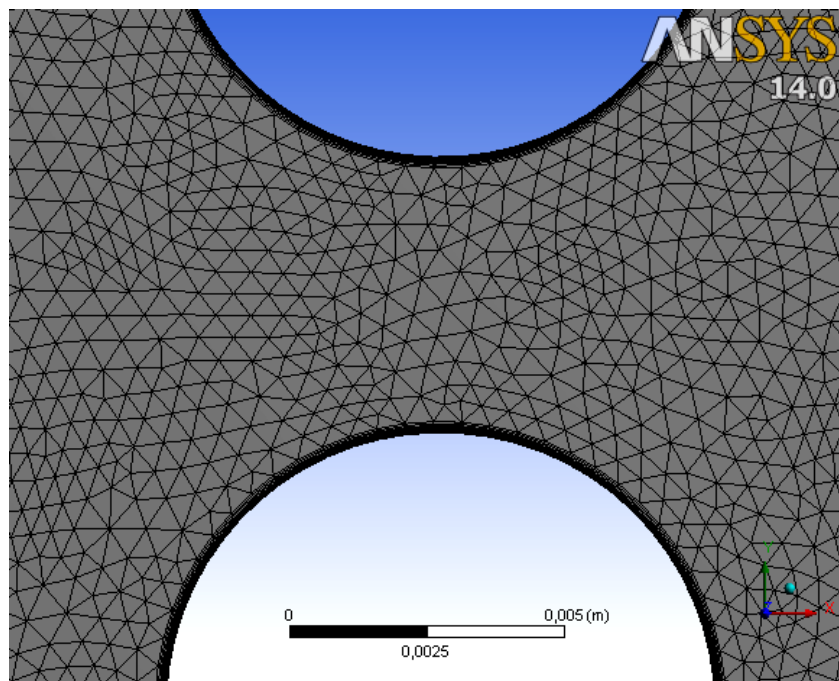


Рис. 3.4. Гібридна сітка з методом прикордонного шару ЗТ в кількості 12 шарів з початковою товщиною $2 \cdot 10^{-4}$ м

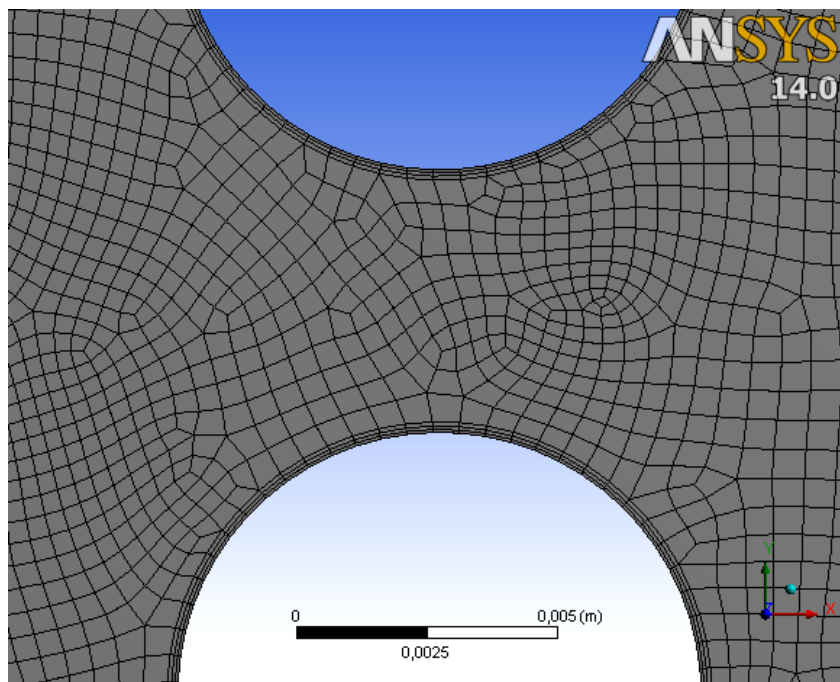


Рис. 3.5. Чотирикутна сітка з методом прикордонного шару ЗТ в кількості 3 шари з початковою товщиною $3 \cdot 10^{-5}$ м

Запропоноване криволінійне розташування труб в пучку

Під час моделювання сітки для компактного трубного пучка потрібно усунути проблему, пов'язаної з побудовою прикордонного шару у точках дотику сусідніх труб. Внаслідок того, що сусідні трубки дотикаються, тому геометрія сітки у точці дотику майже рівна нулю. З цього випливає, що складність геометрії у точках дотику визиває потребу в її видозміні (див. рис. 3.3 а). Після створення зазору у точці дотику трубок по 1 мм із кожної сторони, що не має впливу на гідродинаміку під час обчисленнях, вибрана геометрія дозволяє побудову прикордонного шару при умові зменшення мінімального розміру елемента до $3 \cdot 10^{-4}$ м і максимального розміру грані до $6 \cdot 10^{-4}$ м.

Використання методу ПП для побудови гібридної сітки у прикордонному шарі у кількості 3 шарів (рис. 3.6) забезпечує якість сітки найвищу (табл. 3.3). В області з'єднання труб слід застосовувати елементи трикутної сітки із дуже великими кутами (рис. 3.6), а це зменшує її якість. У випадку вибору кількості шарів від 4 і більше побудова прикордонного шару даним методом є неможливою.

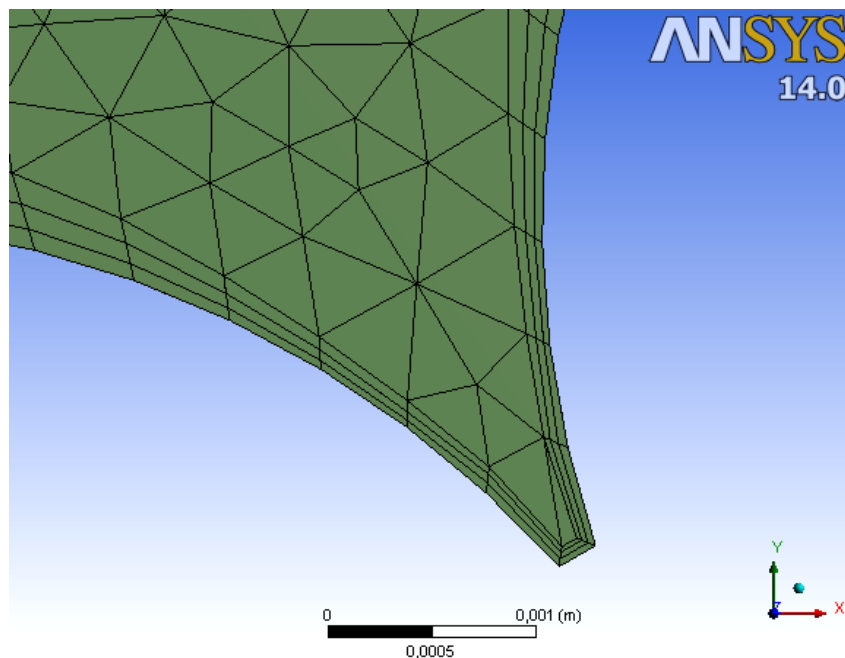


Рис. 3.6. Гібридна сітка з методом прикордонного шару ПП в кількості 3 шари

Із рисунка 3.8 встановлено, що найбільше якісною сіткою являється сітка із застосуванням методу побудови прикордонного шару 3Т із шаром, якого початкова товщина становить $3 \cdot 10^{-5}$ для 4 шарів (рис. 3.7). У випадку зростання кількості шарів якість сітки зменшується уже не від залежності від початкової товщини.

У випадку, коли товщина першого шару рівна $5 \cdot 10^{-5}$ при кількості шарів від 3 до 7, виникає практично незмінна якість сітки, що лежить у межах 0,56. Для всіх представлених результатів на рис. 6 якість сітки по Skewness є незмінною та становить 0,59. Якість прикордонного шару частково підвищується без використання (див. табл. 3.3).

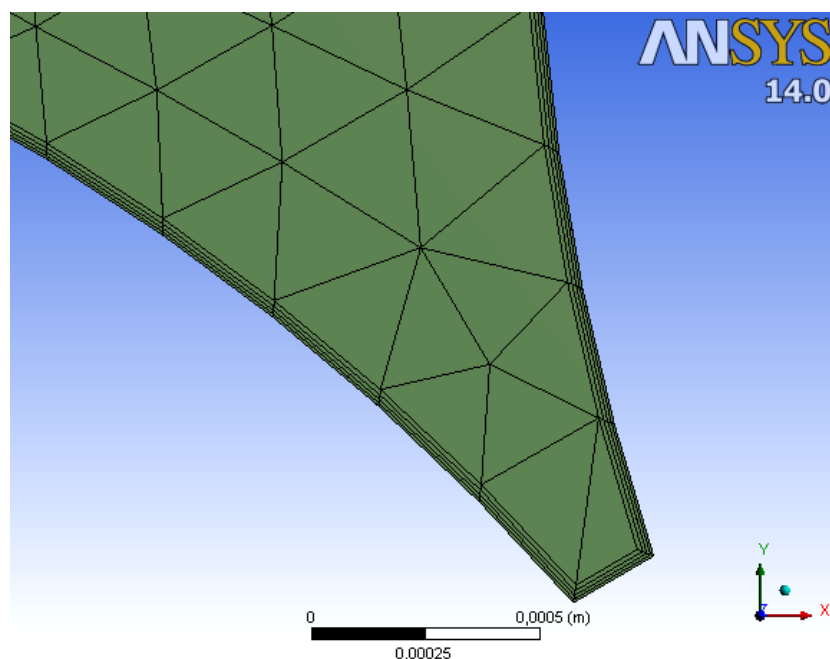


Рис. 3.7. Гібридна сітка з методом прикордонного шару 3Т при наявності 4 шарів з початковою товщиною шару $3 \cdot 10^{-5}$

Під час побудови прикордонного шару для сітки чотирикутної форми найкращою є сітка із 4 шарами при товщині шару $3 \cdot 10^{-5}$ м (табл. 3.3). Також спостерігалось те, що якість рішення задачі не суттєво була кращою для випадку гібридної сітки. Але в цьому випадку кількість елементів сітки знижується

в 2 рази. Використання методу ПП для більшої кількості шарів 4 і більше стає неможливим.

Таблиця 3.3

Параметри побудови сітки 2D МКЕ для теплообмінного апарата з компактним розташуванням труб у пучку

Показчик якості сітки (orthogonal quality)	0,630	0,270	0,450	0,670	0,660	0,760
Показчик якості сітки (Skewness)	0,590	0,780	0,820	0,670	0,490	0,680
Кількість елементів, шт	42450	40740	23504	22852	39194	19279
Кількість вузлів, шт	23601	22338	24222	23586	20341	19995
Пограничний шар, шт	4	3	3	4	-	-
Товщина першого шару, м	$3 \cdot 10^{-5}$	-	-	$3 \cdot 10^{-5}$	-	-
Метод побудови сітки	гібридна	гібридна	квадратна	квадратна	гібридна	квадратна
Метод побудови прикордонного шару	загальна товщина	плавний перехід	плавний перехід	загальна товщина	-	-

Розроблені алгоритми і методики побудови оптимальних сіток були застосовані для теплового та гідравлічного розрахунку теплообмінників різного призначення – теплообмінних апаратів при охолодженні вентиляційного повітря в пташниках, теплообмінників при утилізації теплоти відпрацьованих газів когенераційних приладів і інших теплообмінників.

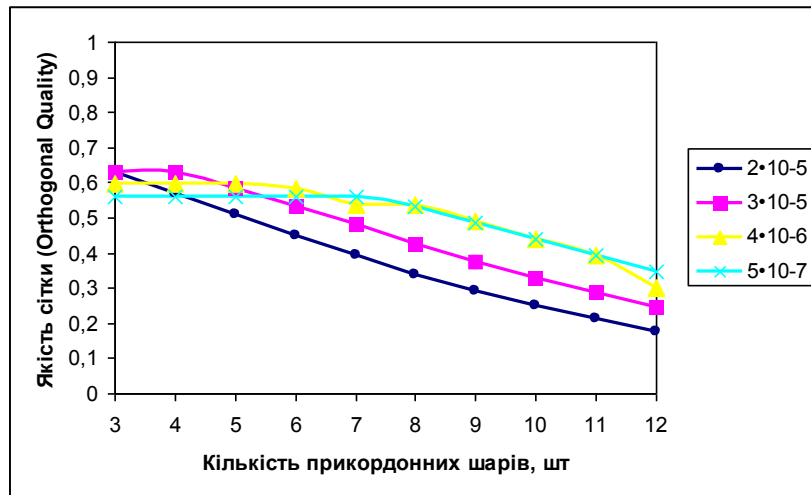


Рис. 3.8. Графік залежності якості гібридної сітки від кількості межових шарів в межах товщини першого шару від $2 \cdot 10^{-5}$ м до $5 \cdot 10^{-7}$ м

Врахувавши всі попередні способи, рекомендації та зауваження створено сітки традиційного шахового і запропонованого розміщення пучка труб. Всі дані показані у табл. 3.4.

На рис. 3.9 показано 2D сітку для теплообмінника, що генерувалась для здійснення процесів тепло- масопереносу і гідродинаміки у Ansys Fluent. По довжині трубок побудовано граничний шар (рис. 3.9. б).

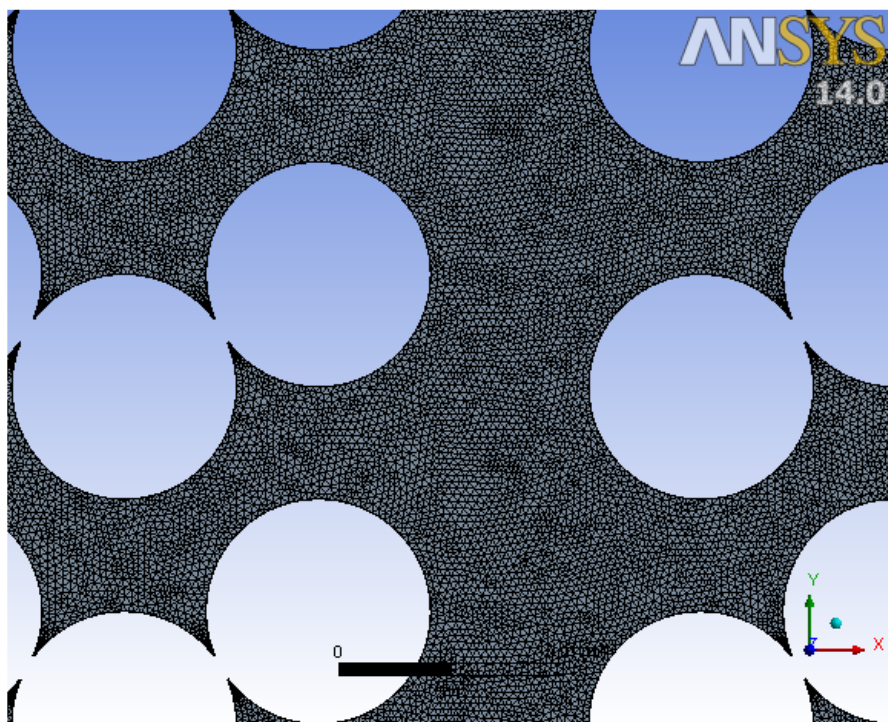
У даній роботі є розроблена математична модель процесів тепло- та масопереносу у ТА нової конструкції, запропонована методика побудови 2D сітки MKE для ANSYS Meshing згідно запропонованого компактного пучка труб нової конструкції, а також для традиційного пучка із коридорним розташуванням труб. У наслідок розробленого способу, обрано найбільш

оптимальні і якісні сітки для CFD моделей, це дає можливість отримати достовірні і точні результати (із похибкою не більше 5%) обчислення різних теплообмінних апаратів.

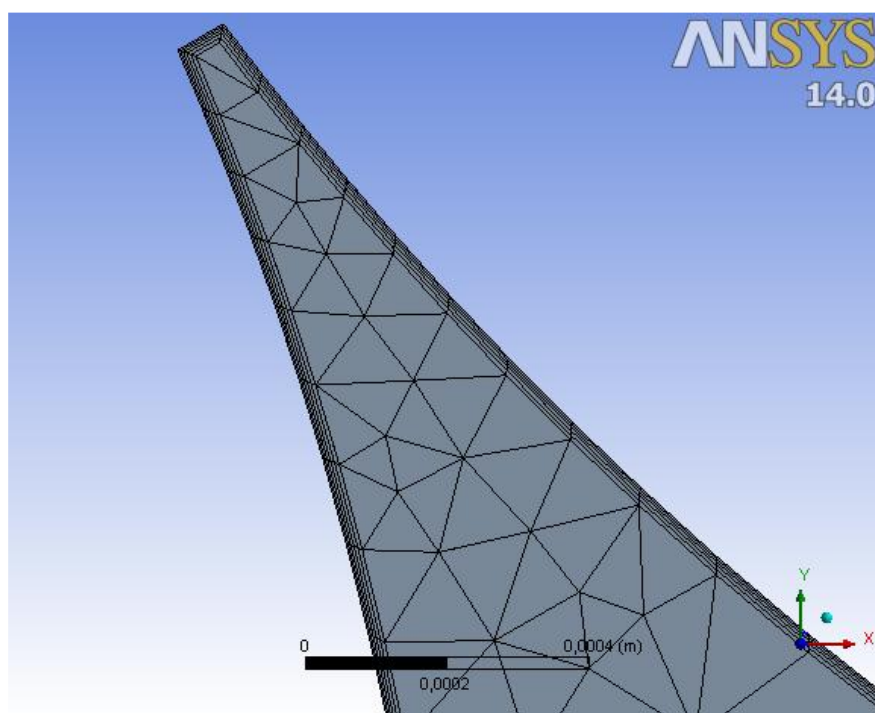
Таблиця 3.4.

Параметри побудови сітки для теплообмінного апарата з шаховим 1,5x1,5 та запропонованим – компактним розташуванням пучка труб.

Параметри настройки	Шаховий пучок труб	Запропонований пучок труб
Показчик якості сітки (orthogonal quality)	0,590	0,550
Показчик якості сітки (Skewness)	0,560	0,630
Кількість елементів, шт	191222	465658
Кількість вузлів, шт	120053	291377
Метод побудови межового шару	плавний перехід	загальна товщина
Пограничний шар, шт	6	5
Товщина першого шару, м	-	$2 \cdot 10^{-5}$
Кривизна кута, град	45	45
Метод	трикутна	трикутна
Максимальний розмір елемента, м	$7 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$
Максимальний розмір грані, м	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-4}$



а



б

Рис. 3.9. 2D сітка для теплообмінного апарата (вигляд зверху), а – прошарок між колекторами, б – межовий шар.

3.4. Методика визначення коефіцієнта тепловіддачі в ANSYS Fluent

З метою встановлення теплового стану в трубному пучку теплообмінника розраховано значення температур та коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні пучка. Ці результати отримано на основі проведених експериментальних досліджень. Проте підготовлення до експерименту і оброблення результатів є досить трудомістким процесом. Другим способом є одержання та розподіл параметрів для реальної конструкції, що здійснюється завдяки комп'ютерного математичного моделювання. Це моделювання дає можливість у ході процесу вдосконалити конструкцію для отримання потрібних результатів.

Експериментальні дані з визначення тепловіддачі шахових пучків труб із конфігурацією розміщення $1,5 \times 1,5 (s_1/d_3 \times s_2/d_3)$ у кінцевому обробленні показані у [65]. Зв'язок між гідродинамікою та тепловіддачею здійснюється за допомогою показника степені при числу Re_f , що для всіх пучків дорівнює 0,6. На основі детального аналізу [65] й оброблення інформації виведена кінцева узагальнена формула для знаходження числа Нуссельта у глибинних рядах різних шахових пучків при $a/b < 2$:

$$Nu_f = 0.35(a/b)^{0.2} Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} (Pr_f/Pr_\omega)^{0.25} \quad (3.22)$$

де a – поперечний крок, м; b – поздовжній крок, м; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля.

Звідси

$$a = Nu_f \cdot \lambda / d_3 \quad (3.23)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); d_3 – зовнішній діаметр труби, м.

Множник $(Pr_f / Pr_w)^{0.25}$ дорівнює одиниці, тільки для повітря, і у цьому випадку ним дозволяється знехтувати.

Також після визначення величини теплового потоку Q для конвективного теплообміну за законом Ньютона-Ріхмана [143] отримано коефіцієнт тепловіддачі, який визначається за виразом:

$$a = Q / F(t_{\text{пов}} - t_{\text{ст}}) \quad (3.24)$$

де F – загальна площа трубного пучка, м²; $t_{\text{пов}}$ – температура повітря, °С; $t_{\text{ст}}$ – температура стінки, °С.

Необхідно наголосити, що числова величина коефіцієнта тепловіддачі α не може розглядатися як проста функція величин Q , F , $t_{\text{пов}}$ і $t_{\text{ст}}$, як це видно із виразу (3.24). Тобто коефіцієнт α для однакових значень даних величин може бути різним, величина якого залежить від умов передачі теплоти.

Методи обчислення коефіцієнта тепловіддачі (Surface Heat Transfer Coef.) для ANSYS Fluent згідно з [223] є загальновідомими. Даний коефіцієнт обчислюється за формулою:

$$a = q / (t_{\text{WALL}} - t_{\text{REFF}}) \quad (3.25)$$

де q – тепловий потік, Вт/м²; t_{WALL} – температура потоку на стінці, °С; t_{REFF} – середня температура пристінкового контрольованого об’єму чи задана температура на вході, °С.

У формулі (3.25) враховано конвективний теплообмін та променевий теплообмін (якщо він входить у фізичну модель).

Проте під час використання даного методу виникає проблема, а саме, появляється велике значення коефіцієнта теплообміну, оскільки застосовується задана постійна температура на вході у теплообмінник. І тому результати, які отримані згідно формули (3.25) не можуть бути адекватними.

Розглянемо кожухотрубний теплообмінний апарат з кожухом прямокутного перетину, в якому розташовані пучки труб у шаховій конфігурації при поперечному їх обтіканні. Пучки труб розподілені на три секції, так як він є триходовим.

Масова витрата повітря ($G_{\text{вх}}$) на вході у теплообмінник рівна 0,25 кг/с із початковою температурою $t_{\text{вх}}=+40$ °С. Висота труб становить 0,2 м, їх зовнішній діаметр рівний 10 мм. Товщина стінки 1 мм. Температура на внутрішній поверхні труб у першій секції, починаючи від входу трубного пучка – +11,46 °С, другої та третьої секції – +10,88 °С і +10,3 °С відповідно. Загальна кількість труб у теплообмінному апараті становить 150 шт.

Виконано інженерний розрахунок вказаного теплообмінника, його результати співпадають із експериментальними даними [65] із точністю до 3 %. Отже,

можна повністю спиратись на даний розрахунок та використовувати його як основу.

При проведенні математичного моделювання створено сітку [157, 158] у Ansys Meshing методом кінцевих елементів.

Проведено чисельне моделювання процесів тепло- й масопереносу у каналах теплообмінного апарату шахової конфігурації, застосовуючи пакет прикладних програм САПР ANSYS Fluent.

З метою одержання адекватних результатів, що відповідають експериментальним даним, застосовуючи при цьому формулу (3.24), рекомендуємо наступний спосіб для знаходження коефіцієнту теплообміну [156]:

$$\alpha = Q / F \cdot \Delta T \quad (3.26)$$

При виконанні розрахунку теплового потоку Q складають рівності теплового балансу, що ґрунтуються на законі збереження енергії. Тепловий баланс [143] виражається рівнянням:

$$Q = G_{ex} \cdot c_p \cdot (t_{ex} - t_{вих}) \quad (3.27)$$

де c_p – теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К); $t_{вх}$ – задана температура на вході в теплообмінник, °С; $t_{вих}$ – розрахункова температура на виході з теплообмінника, °С;

Різницю температур між стінкою і повітрям визначаємо за рівністю:

$$\Delta T = \left(\frac{t_{ex} + t_{aux}}{2} \right) - t_{w.T.} \quad (3.28)$$

де $t_{w.T.}$ – розрахункова температура на зовнішній стінці труби, (tWALL TEMP. (OUTER SURFACE)), °C.

3.5. Чисельне моделювання шахового пучка труб

Результати обчислень для шахового пучка показано на рис. 3.10–3.12. На рис. 3.10 представлено поле швидкостей в каналах теплообмінного апарату. Із аналізу даного поля швидкостей встановлено, що максимальна величина швидкості потоку спостерігається біля бокових стінок теплообмінного апарату, при цьому їхні значення на третю частину більші величини швидкості у міжтрубних каналах. У окремих точках каналу швидкість повітря становить поблизу стінок 41 м/с, а середня швидкість повітря у найвужчому поперечному перерізі каналу досягає приблизно 31 м/с [152].

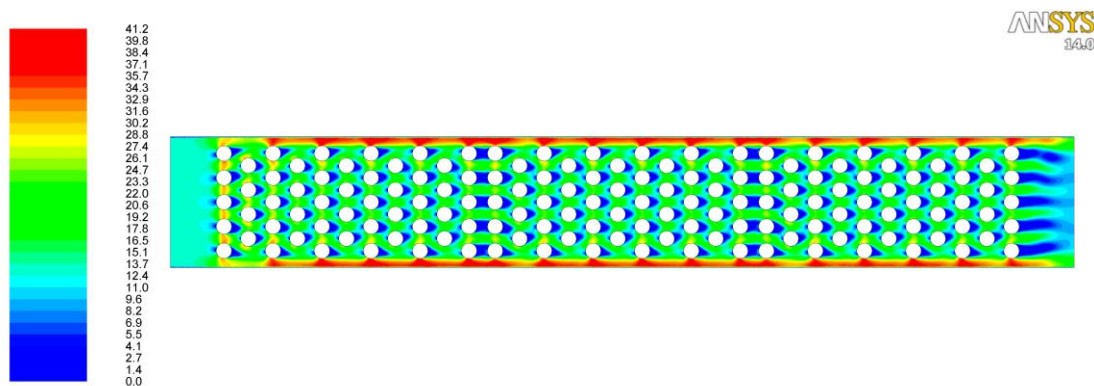


Рис. 3.10. Швидкість повітря в каналі шахового пучка, м/с

На рис. 3.11 і 3.12 показано вектор швидкості і лінії току обтікання пучка труб на вході в теплообмінник. На рисунках показано, що теплоносій плавно омиває труби. Швидкість між трубами значно більша і середнє значення досягає 31 м/с.

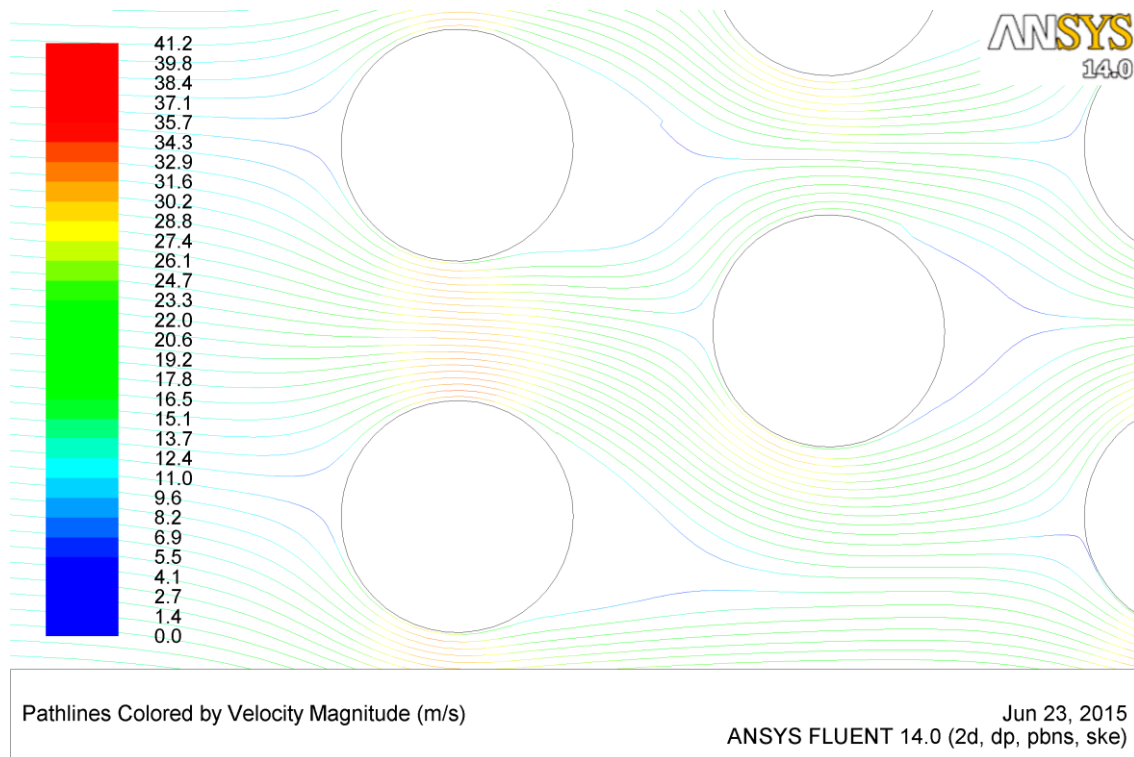


Рис. 3.11. Лінії току на вході в теплообмінник, м/с

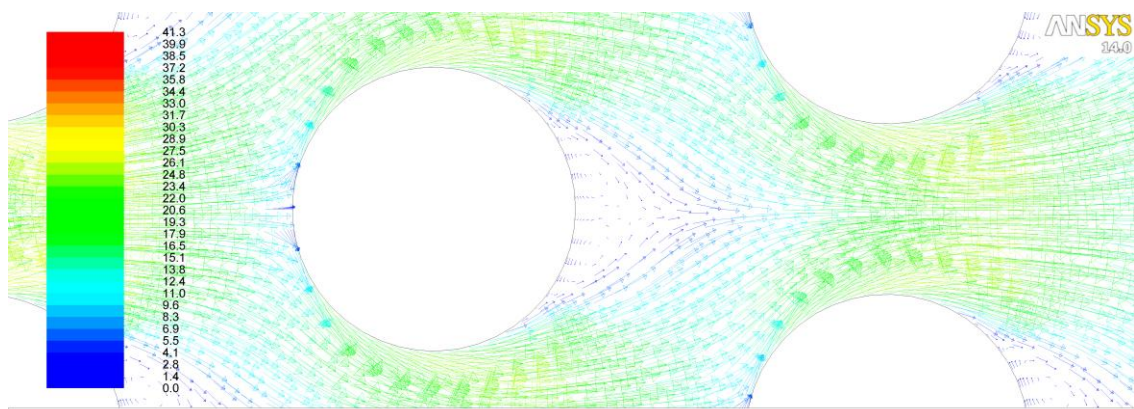


Рис. 3.12. Вектор швидкості в каналі шахового пучка, м/с

На рис. 3.13 показано зміну температурного поля у каналах теплообмінника. На рисунку видно, що температура теплоносія зменшується при наближенні до виходу із теплообмінника. Якщо на вході у теплообмінний апарат вона становила $+40^{\circ}\text{C}$, то на виході її середнє значення рівне $+19,3^{\circ}\text{C}$.

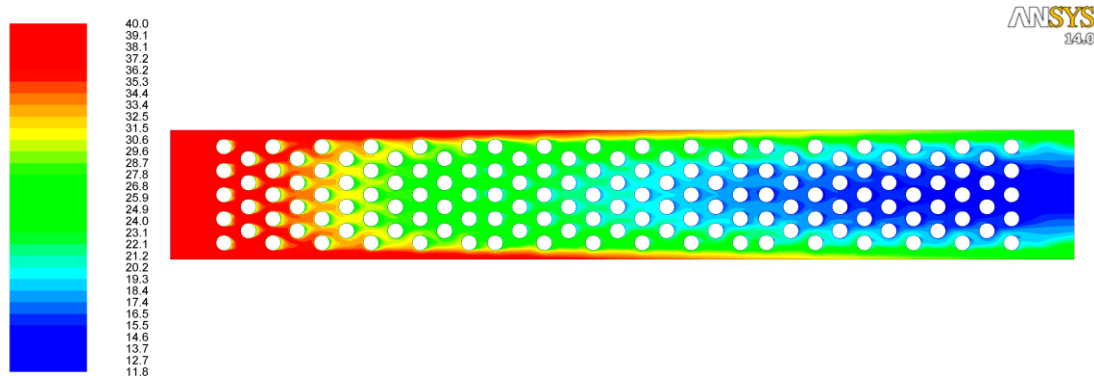


Рис. 3.13. Зміна температури в каналі шахового пучка, $^{\circ}\text{C}$

На рис. 3.14 показано зміну поля тиску у каналах даної конструкції теплообмінного апарату. Із отриманих даних розподілу тиску встановлено, що загальне зростання тиску рівне близько 3800 Па.

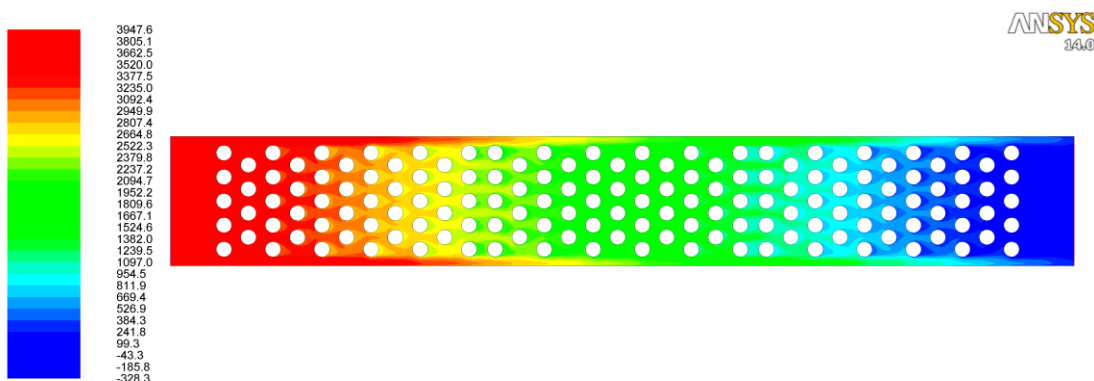


Рис. 3.14. Перепад тиску в каналі шахового пучка, Па

Отже, із розрахунків комп'ютерного математичного моделювання одержані результати, вони представлені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Результати розрахунків при математичному моделюванні шахового пучка труб

Параметри	Результат	Параметри	Результат
Величина теплового потоку, кВт	5,20	Температура на виході з теплообмінника, °С	19,30
Швидкість повітря в найвужчому перерізі каналу, м/с	30,70	Різниця температур між стінкою та повітрям, °С	18,60
Різниця тисків в каналі на вході і виході, кПа	3,80	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·К)	314

Локальна тепловіддача шахового пучка. ТА із поперечно обтікаючими пучками труб - це важлива частина сучасних складних електротехнічних пристроїв і систем вентиляції повітря у пташнику. Для труби у пучку є характерними такі ж закономірності місцевої тепловіддачі, що і для одиночної труби [62]. Розподіл тепловіддачі по поверхні визначається особливістю

обтікання труби в пучку, що залежать від її конфігурації. Обтікання труби у глибинному ряду шахового пучка в певній мірі є подібним із обтіканням одиночної труби. Проте труба у глибинному ряду пучка, що обтікає потік збільшеної турбулентності і лише при малих Re граничний шар у зоні роздвоєння потоку, повністю зберігає ламінарний характер.

На рис. 3.15 представлено особливості зміни тепловіддачі по довжині труби шахового пучка у першому, другому та глибинних рядах [152]. Особливості тепловіддачі першого ряду є майже аналогічним тепловіддачі одиночної труби. На лобовій частині труби другого ряду, внаслідок зіткнення із нею струменя та впливу підвищеної турбулентності набігаючого потоку, тепловіддача більша, ніж у першого ряду. Під час проходження через два перші ряди труб потік турбулізується (див. рис. 3.10 – 3.12), це відображається у процесі теплообміну. Тепловіддача за периметром труби у третьому ряду є ще більшою ніж тепловіддача в другому ряду. У наступних рядах пучка тепловіддача стабілізується та практично співпадає із тепловіддачею третього ряду. Найбільше значення тепловіддачі на лобовій точці труби третього ряду дорівнює $535,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{С}$.

Від Re повністю залежить відрив межового шару. Для першого ряду він рівний біля $\varphi \approx 120^\circ$, для другого і глибинного ряду у межах $\varphi \approx 140-150^\circ$.

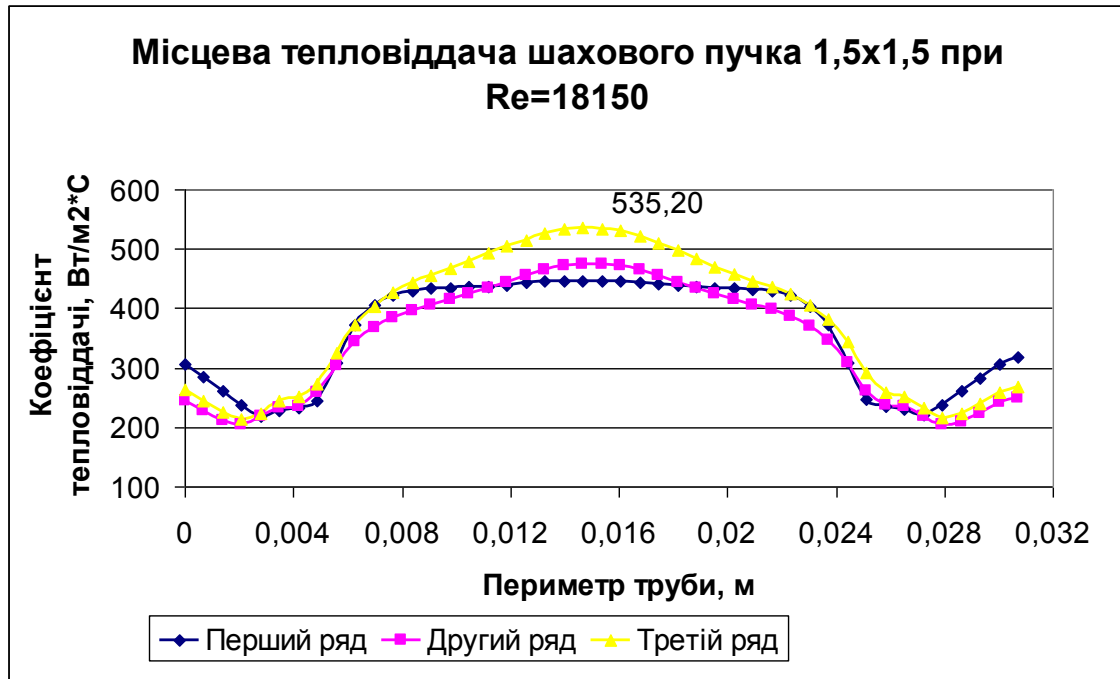


Рис. 3.15. Місцева тепловіддача шахового пучка 1,5x1,5 при $Re=18150$

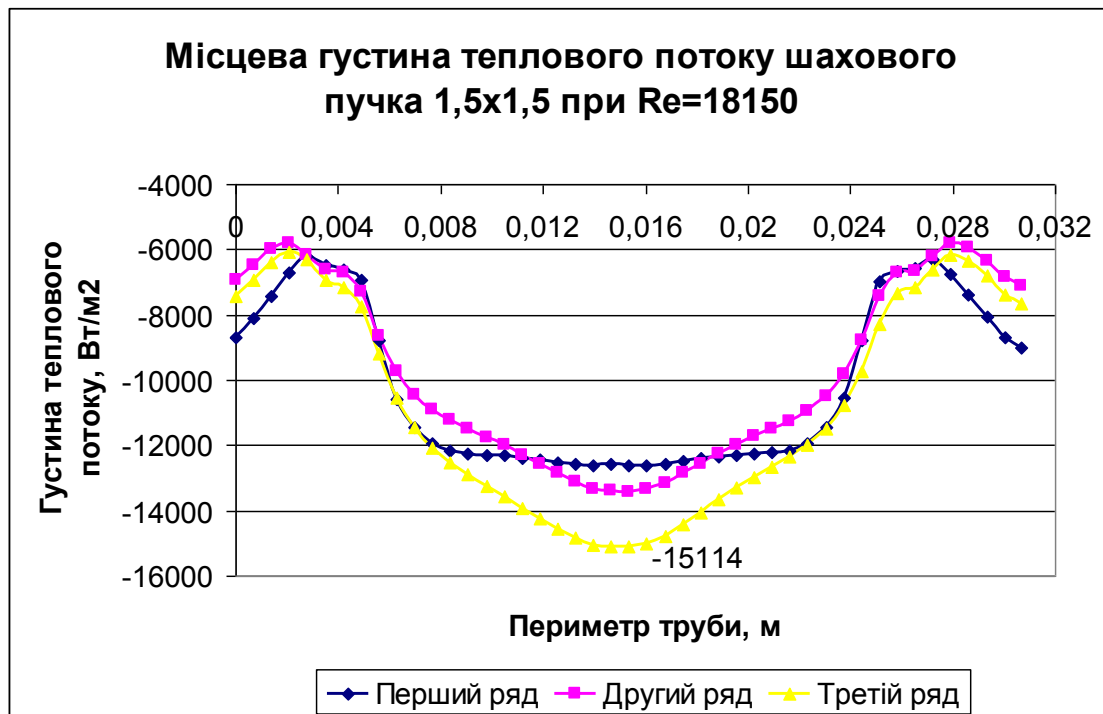


Рис. 3.16. Місцева густина теплового потоку шахового пучка 1,5x1,5 при $Re=18150$

На рис. 3.16 показано зміну густини теплового потоку по довжині труби. Врахувавши, що коефіцієнт тепловіддачі не є залежним від температури, то спостерігається характер кривої густини теплового потоку для першого, другого і глибинного ряду аналогічним із кривою тепловіддачі (див. рис. 3.16). Найбільше значення на лобовій точці труби глибинного ряду дорівнює близько -15 кВт/м^2 .

3.6. Моделювання процесів тепло- масообміну та теплогідравлічна ефективність запропонованих пучків труб

Під час розробки нових видів конструкцій теплообмінників є важливими такі фактори: їхні масові та габаритні характеристики, ефективність теплопереносу через поверхню, яка характеризує розподіл теплоносіїв, втрати тиску у трактах для кожного із теплоносіїв й інші параметри, що є характерними теплообмінному апарату [65]. Окрім аналізу даних чинників, застосовують, ще такий фактор як теплогідравлічна ефективність [46, 81], яка характеризує теплову продуктивність теплообмінного пристрою поділену на одиницю потужності, яка необхідна для прокачування теплоносія у тракті теплообмінника. Іншою важливою характеристикою для аналізу із встановлення ефективності даної конструкції теплообмінного апарату являється детальне математичне моделювання процесів переносу маси й енергії у теплообміннику. Дане моделювання дозволяє

визначити ефективність теплообміну на поверхнях теплообмінного апарату, провести аналіз гідравлічних втрат, які дають можливість встановити значення потужності насосів, що застосовуються для прокачування теплоносіїв.

У запропонованій новій конструкції кожухотрубного теплообмінного апарату застосовується максимально компактне розташування труб – зміщено-дотичне, це дозволяє суттєво підвищити їхні масові й габаритні показники у порівнянні із відомими конструкціями.

Розглянемо кожухотрубний теплообмінний апарат з кожухом прямокутного перетину для поперечного обтікання пучків труб. Геометрія розміщення труб із діаметром $d=10$ мм представлена на рис. 3.17, яка відрізняється від традиційних шахових та коридорних пучків їхнім компактным розташуванням. Сусідні труби у цих тісних пучках можна зміщувати одна відносно іншої на певну відстань, при цьому охарактеризовано п'ять видів конструкції пучка, у яких зміщено труби в поперечному напрямі від 1 мм до 5 мм. Три із таких конструкцій зображено на рис. 1, що мають зміщення труб на 1, 3 та 5 мм відповідно.

Виконано математичне моделювання процесів тепло- й масо переносу у розглянутих вище каналах та проведено аналіз теплогідравлічної ефективності пучків труб різних конструкцій, які розглядаються в роботі [39, 144, 145].

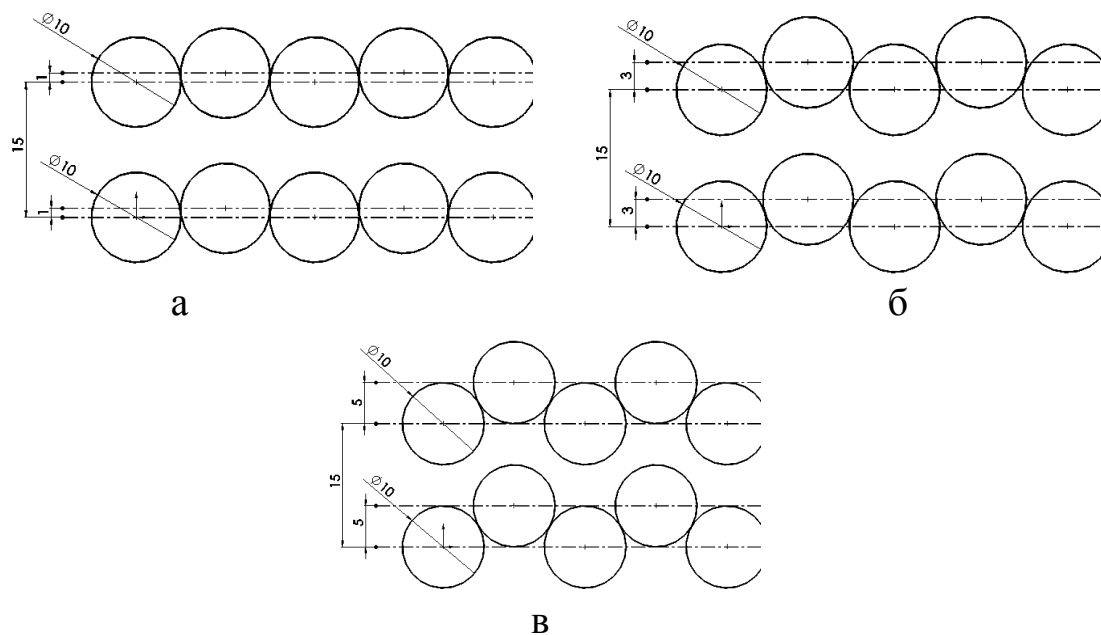


Рис. 3.17. Розташування компактного пучка труб (вигляд зверху): а – зміщення труб на 1 мм, б – зміщення на 3 мм, в – зміщення на 5 мм.

Комп'ютерне математичне моделювання процесів переносу у каналах із компактим розташуванням труб.

Виконано математичне моделювання гідродинамічних процесів й процесів переносу теплоти у каналах з компактим розташуванням пучків труб, які складаються із 40 труб у одному ряду із зовнішнім діаметром рівним 10 мм. При цьому було застосовано спосіб комп'ютерного моделювання із застосуванням програмного комплексу ANSYS Fluent. Обчислення виконано для п'яти конструкцій з зміщенням сусідніх труб від 1 до 5 мм (див рис. 3.17, а, б, в).

Всі Обчислення проведено для значення числа Рейнольдса рівного $18,6 \cdot 10^3$. У якості теплоносія представлено нагріте повітря до температури $+40^\circ\text{C}$ на вході, що протікає у каналах й

холодна вода, яка рухається усередині труб, з температурою на вході рівною 10 °С. Схожі умови охолодження нагрітого повітря використовуються, наприклад, в теплообміннику для охолодження зовнішнього нагрітого повітря в пташнику у літній період року, в якому в якості охолоджувача застосовується вода із підземних свердловин. Схема руху теплоносіїв є перехресного характеру.

Результати обчислень для каналу з зміщенням сусідніх труб на 5 мм представлено на рисунках 3.18 – 3.22 [146, 45]. Розподіл векторів швидкості у каналі представлено на рис. 3.18, а на рис. 3.20 показано розподіл векторів швидкості у окремому елементі пучка труб. І з рис. 3.20 встановлено що, для верхньої точки труби характерно відривання граничного шару, і на стику сусідніх труб виникають застійні зони. У окремих точках каналу швидкість повітря може досягати до 55 м/с, а середня швидкість повітря в найвужчому поперечному перетині каналу дорівнює приблизно 45 м/с (див. рис. 3.20).



Рис. 3.18. Швидкість повітря в каналі, м/с

На рис. 3.19 представлено температурні розподіли у повітряному каналі. Вихідна температура охолодженого повітря рівна +10,1 °С, яка є найменшою температурою серед вихідних температур, що виникають у каналах інших конструкцій.

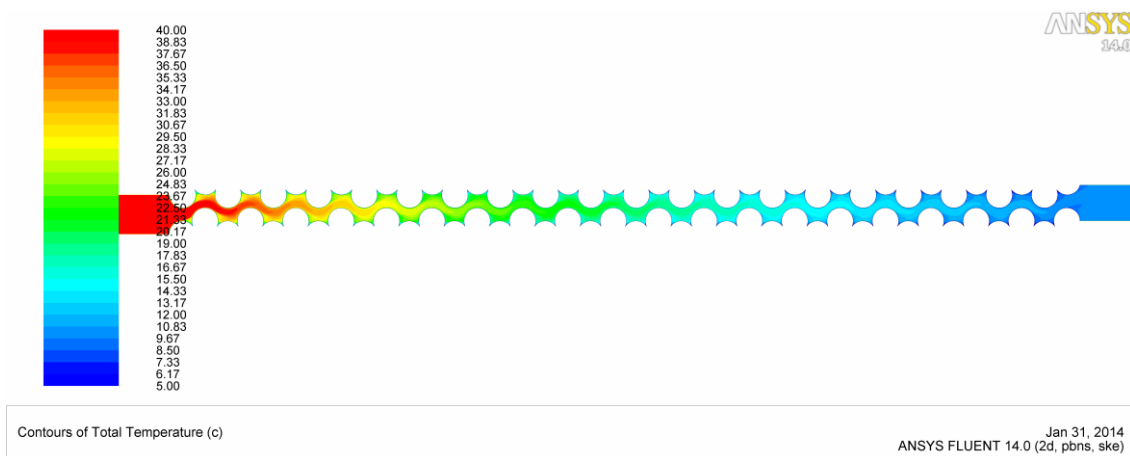


Рис. 3.19. Зміна температури в каналі, °С

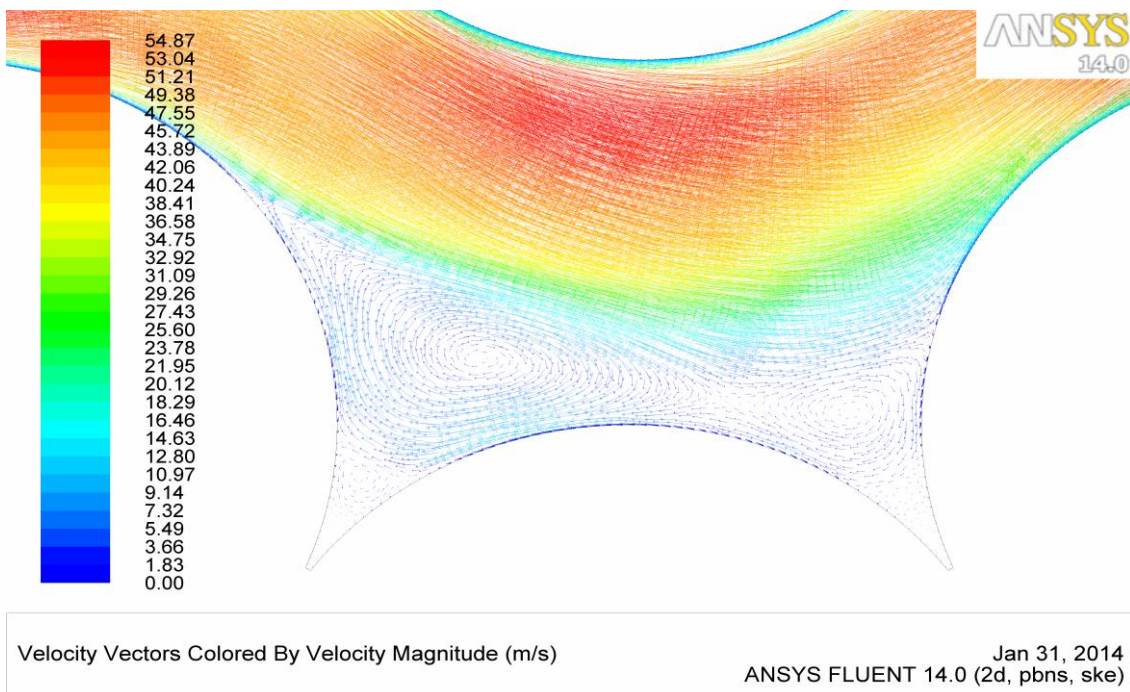


Рис. 3.20. Вектор швидкості в каналі, м/с

На рис. 3.21 представлено схему розподілу полів тиску у каналі даної конструкції. Із показаних розподілів тиску встановлено, що загальне зменшення тиску дорівнює приблизно 15700 Па.

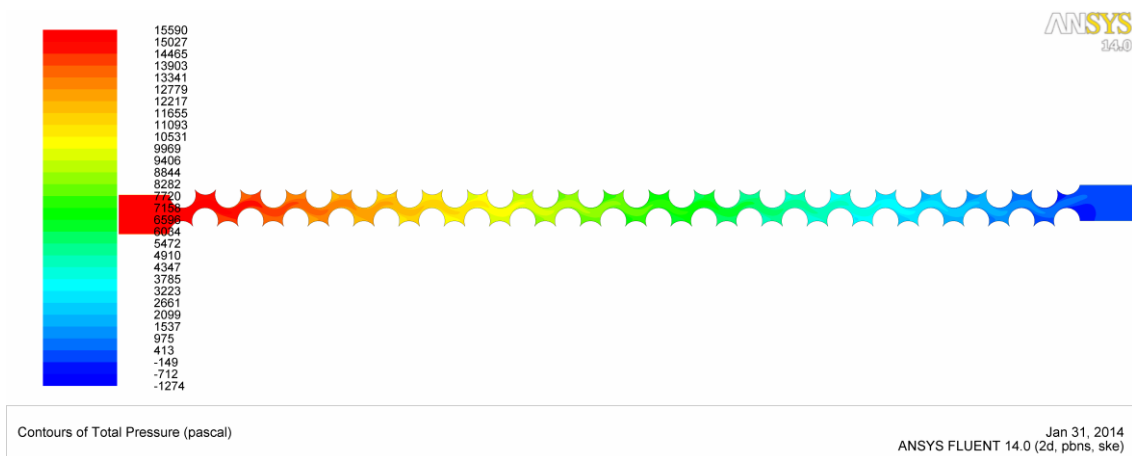


Рис. 3.21. Перепад тиску в каналі, Па

Крім цього, на рис. 3.22 також представлено лінії току швидкості для виділеної ділянки каналу.

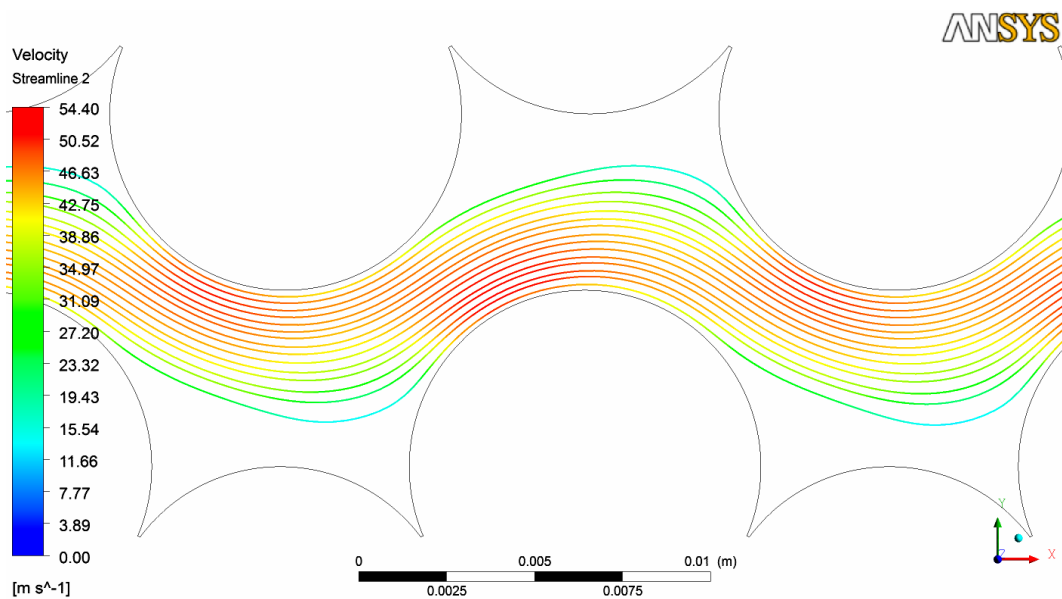


Рис. 3.22. Лінії току швидкості повітря, м/с

Комп'ютерне моделювання дозволяє здійснити оцінку умов гідродинамічної течії та теплопереносу у досліджуваних каналах, а також визначити найефективнішу із цих конструкцій.

Оцінка теплогідравлічної ефективності компактних пучків труб. Для оцінки ефективності теплообмінної поверхні із енергетичної точки зору, застосовують відношення переданої кількості теплоти Q через поверхню теплообміну до величини потужності N насоса, що необхідно для прокачування теплоносія через тракт теплообмінного апарату [39, 145]:

$$E = Q/N \quad (3.29)$$

Параметр E ще називається теплогідравлічною ефективністю поверхні.

Кількість теплоти, що забирається від гарячого чи передається холодному теплоносію можна знайти за рівністю:

$$Q = c_p \cdot G \cdot \Delta T \quad (3.30)$$

де $\Delta T = t_{ex} - t_{вих}$ – перепад температур теплоносія у тракті теплообмінного апарату; t_{ex} , $t_{вих}$ – температури теплоносія на вході та виході із тракту відповідно, $^{\circ}\text{C}$; G – масова витрата теплоносія, кг/с ; c_p – теплоємність теплоносія, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Потужність, яка потрібна для прокачування теплоносія:

$$N = \Delta p \cdot G / \rho \quad (3.31)$$

де Δp – перепад тиску на вході та виході із каналу, кПа; ρ – густина теплоносія, кг/м³.

На рис. 3.23 показано зміну числа Нуссельта та коефіцієнта тепловіддачі в залежності від виду конструкції, при цьому по осі абсцис вказано конструкції з зміщенням сусідніх труб відповідно на 1, 2, 3, 4 і 5 мм, а по осі ординат середні значення коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$ й числа Нуссельта $Nu = \bar{\alpha}d/\nu$ по поверхні пучка труб, де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія, м²/с. На основі оцінки отриманих рівностей встановлено, що найбільш ефективною за інтенсивністю тепловіддачі на поверхні пучка труб являється конструкція з зміщенням труб на 5 мм.

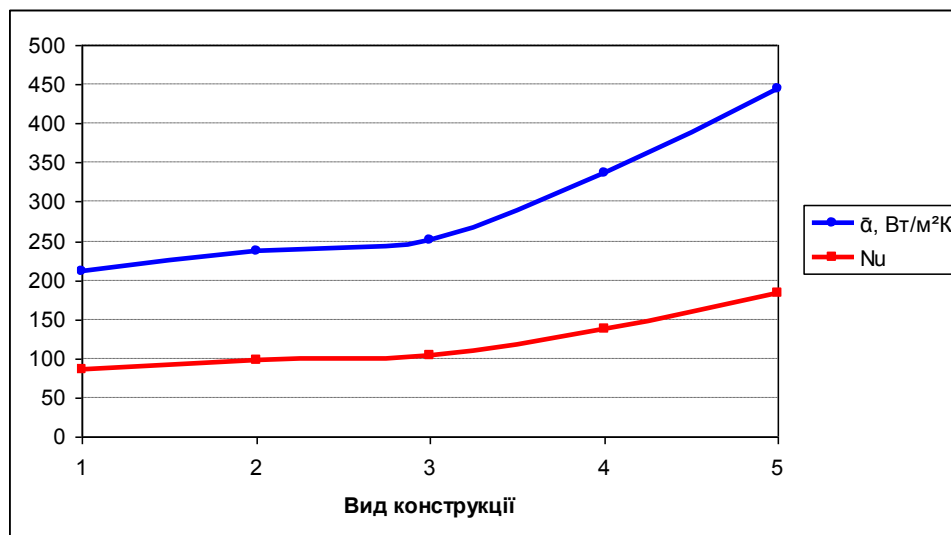


Рис. 3.23. Залежність числа Нуссельта та коефіцієнта тепловіддачі залежно від зміни конструкції пучка труб

На рис. 3.24 показано залежності числа Нуссельта Nu / Nu_0 , коефіцієнта гідравлічного опору у міжтрубному каналі f / f_0 , поділених на відповідні значення цих величин в гладкому каналі (позначених індексом «0»), й теплогідравлічної ефективності E від геометрії каналу (див. рівняння (3.29)).

Із рис. 3.24 встановлено, що величина чисел Нуссельта і коефіцієнтів тертя на поверхнях стінок трубок збільшується при зростанні зміщення між сусідніми трубами, при цьому приріст гідравлічного опору являється більшим. У досліджуваних каналах виникає зростання коефіцієнту теплообміну на поверхні пучка труб у порівнянні із гладким каналом пучка приблизно у 4 рази. у той же час, як показано на рис. 3.24, теплогідравлічна ефективність а даних каналах через приріст гідравлічних опорів зменшується із зростанням значення зміщення між сусідніми трубами.

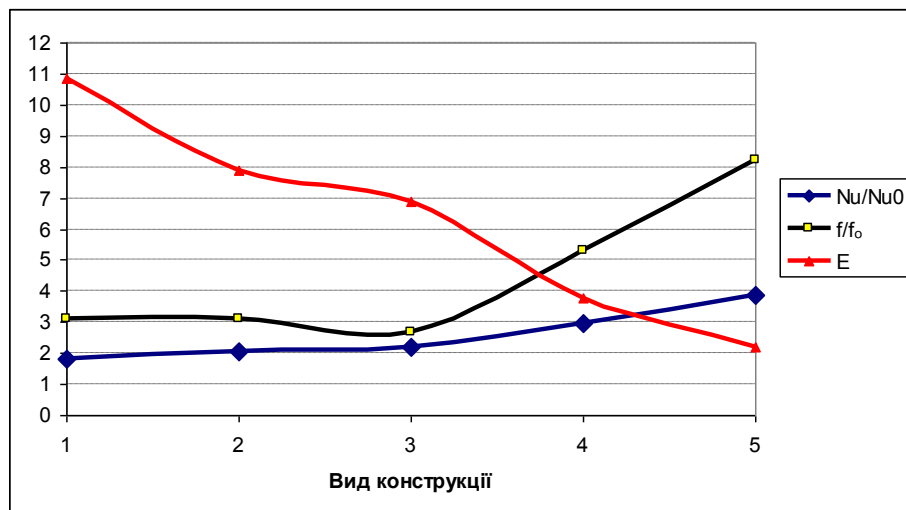


Рис. 3.24. Теплогідравлічна ефективність, відносні величини чисел Нуссельта та коефіцієнтів тертя для різних типів конструкцій пучка труб

На рис. 3.25 показані графіки, що характеризують зміну температури охолоджуваного теплоносія на виході із каналу, втрати тиску і значення сумарної кількості теплоти, що передається через теплообмінну поверхню, із зміною геометрії пучка. Як видно із даних залежностей, температура охолоджуваного теплоносія на виході з теплообмінного апарату для останньої конструкції суттєво зменшується, сумарна теплота, що передається від гарячого теплоносія до холодного, збільшується, а перепад тисків зростає до 7 разів (див. рис. 3.25 і 3.26). При чому зростання тиску рівне лише 0,157 атм, що не викликає значного приросту потужності насосів чи вентиляторів, що здійснюють перекачування теплоносія.

З метою порівняння величин енергетичної ефективності різних видів теплообмінних поверхонь окрім теплогідравлічної ефективності використовують фактор аналогії Рейнольдса (ФАР), він визначається за формулою [161]:

$$\Phi_{AP} = \frac{\overline{Nu} / \overline{Nu}_0}{\overline{f} / \overline{f}_0}. \quad (3.32)$$

Даний параметр дозволяє порівняти теплогідравлічну ефективність досліджуваної поверхні із потрібною еталонною поверхнею. В якості еталонної поверхні вибирають плоский гладкий канал (позначають індексом «0»), при цьому величина числа Нуссельта $\overline{Nu}_0$ та коефіцієнта гідравлічного опору $\overline{f}_0$ для плоского каналу обчислюються для стабілізованої турбулентної

течії по відомим формулами [161, 162] при таких же величинах числа Рейнольдса, що і для вказаного каналу.

Розрахункові величини ФАР, безрозмірні значення температур на виході із каналу, втрати тиску і коефіцієнти тепловіддачі на поверхні для каналів із компактним розміщенням трубних пучків показано на рис. 3.26.

Оцінка отриманих графічних залежностей показує, що із точки зору інтенсифікації процесів теплопереносу на поверхні пучків, найкращими характеристиками володіє конструкція з зміщенням труб на 5 мм (див. рис. 3.17, в). Середні значення коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$ для даної поверхні в 2,1 рази перевищують відповідні значення $\bar{\alpha}$ для конструкції із зміщенням труб на 1 мм. Причому в цьому випадку виникає значне зменшення температури охолоджуваного теплоносія на виході із каналу. Гідравлічні втрати із зростанням значень зміщення між сусідніми трубами збільшуються, проте в абсолютній величині значного зменшення загального тиску не виникає і тому це явище не викликає значного зростання потужності насоса, що застосовується при прокачуванні теплоносія. Оскільки швидкість збільшення гідравлічних опорів перевищують швидкість збільшення коефіцієнтів теплообміну, то для конструкції каналу із великим зміщенням труб параметр ФАР незначно зменшується.

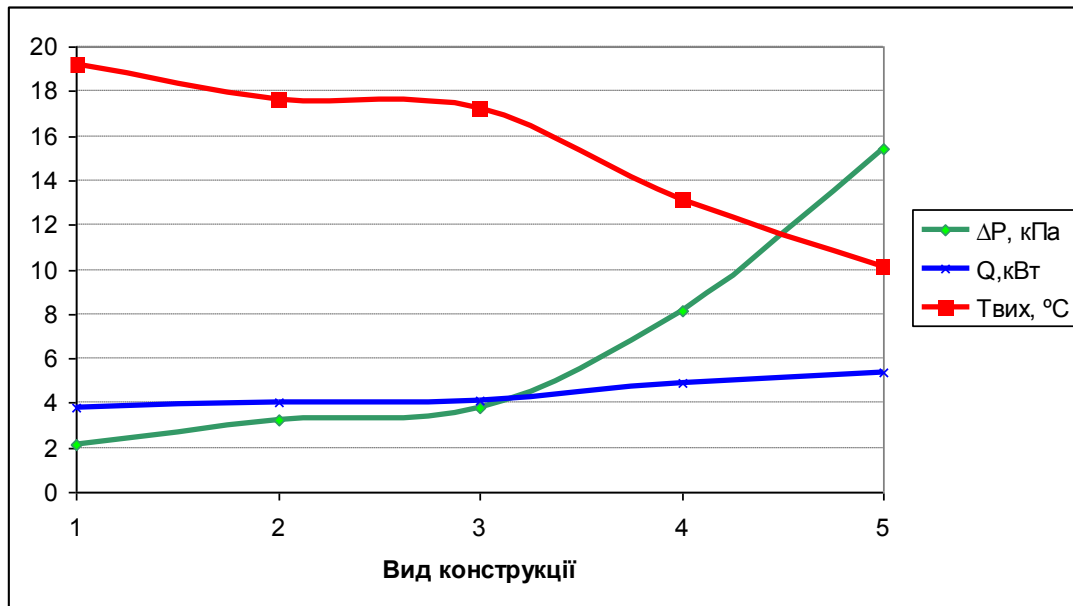


Рис. 3.25. Залежність падіння тиску Δp , загальної кількості відведеної теплоти Q та температури теплоносія на виході з теплообмінника $t_{вих}$ від зміни геометрії пучка труб

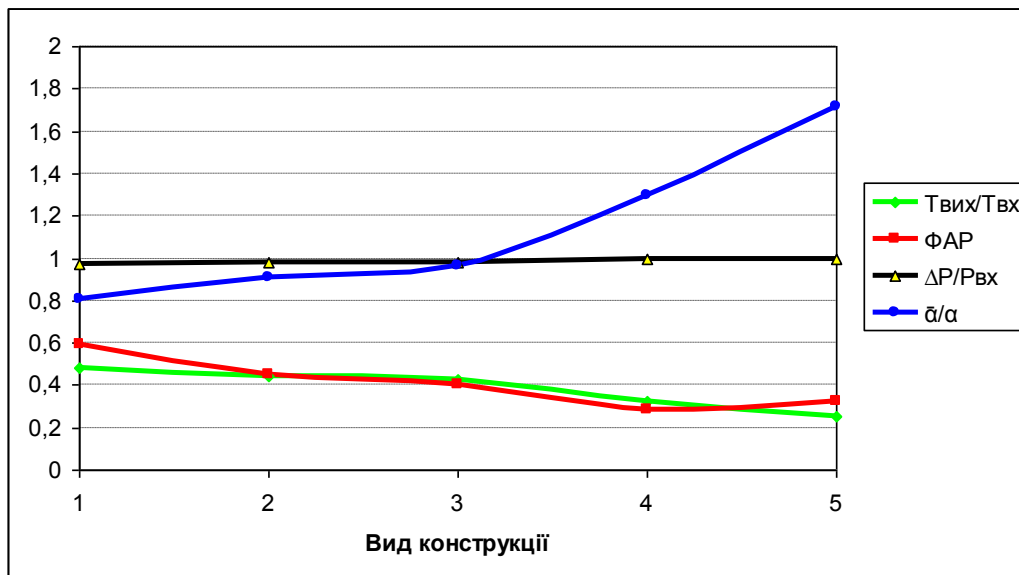


Рис. 3.26. Фактор аналогії Рейнольдса та безрозмірні значення вихідної температури, втрат тиску і коефіцієнта теплообміну на поверхні каналів різної геометрії з компактним розміщенням труб

Виконаний аналіз оцінок теплогідравлічної ефективності й фактора аналогії Рейнольдса дозволяє здійснити обґрунтування вибору оптимальної конструкції пучків труб під час розроблення теплообмінних апаратів для нового електротехнічного комплексу птахівничого приміщення.

3.7. Чисельне моделювання компактного пучка труб

Різноманітні теплообмінні апарати та пристрої енергетичних установок широко використовують пучки гладких циліндричних труб із шаховим і коридорним розміщенням. Із огляду літературних джерел і результатів великої кількості експериментальних досліджень тепло- й гідродинамічних характеристик пучків гладких труб для поперечного їх обтікання [65], в тому числі і досліджень із тепловіддачі шахових пучків для чисел Рейнольдса $10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$ можна зробити висновок, що для даних пучків характерна висока тепловіддача у порівнянні із коридорними пучками. Проте у них є більш вищий гідравлічний опір у порівнянні із коридорними пучками.

Необхідно зауважити, що поверхні даного типу, що застосовуються у кожухотрубних теплообмінних апаратах, викликають збільшення їх маси і габаритів. Одним із способів поліпшення даних характеристик являється використання ребрення й інтенсифікаторів теплообміну на конвективних поверхнях. Також застосування ребрених поверхонь й

інтенсифікаторів значно збільшує гідравлічний опір у трактах теплообмінного апарату і вимагає при прокачуванні теплоносіїв застосування насосів та вентиляторів більшої потужності. Перспективним напрямком зменшення гідравлічного опору й інтенсифікації теплообміну на конвективних поверхнях теплообмінних апаратів являється використання гладких трубних пучків з компактною конфігурацією [39,45].

Тому розроблення нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників із компактними трубними пучками є актуальним та потребує свого вирішення.

Масова витрата повітря на вході у теплообмінник рівний 0,25 кг/с із початковою температурою $t_{\text{вх}} = +40$ °С. Висота труб становить 200 мм, їх зовнішній діаметр рівний 10 мм. Температура на внутрішній поверхні труб у першій секції, починаючи від входу трубного пучка, дорівнює +11,46 °С, другої та третьої секції відповідно – +10,88 °С та +10,3 °С. Ширина міжтрубного каналу для цієї конфігурації пучка складає 5 мм.

Результати обчислень представлено на рисунках 3.27 – 3.30. На рис. 3.27 – 3.28 показано поле швидкостей і лінії току в каналах теплообмінного апарату. Із аналізу одержаного поля швидкостей видно, що найбільша величина швидкості потоку виникає біля бокових стінок теплообмінного пристрою, при цьому їхні значення у два рази перевищують значення швидкості у міжтрубних каналах.

У деяких точках каналу швидкість повітря може дорівнювати 60 м/с, середня швидкість повітря у найвужчому

поперечному перетині каналу рівна приблизно 35 м/с (рис. 3.27). На площадках каналу, який розділяє три секції трубного пучка, можуть виникати застійні зони за останньою трубою кожного пучка. Окрім цього, такі зони можуть появлятися на ділянках криволінійного каналу у окремих елементах трубного пучка.

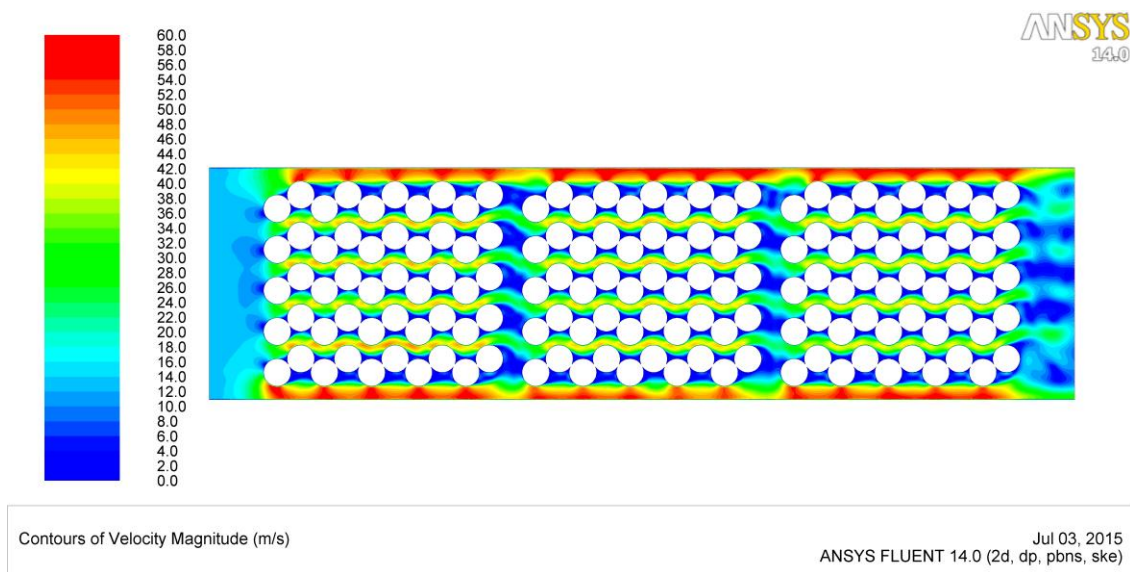


Рис. 3.27. Швидкість повітря в каналі, м/с

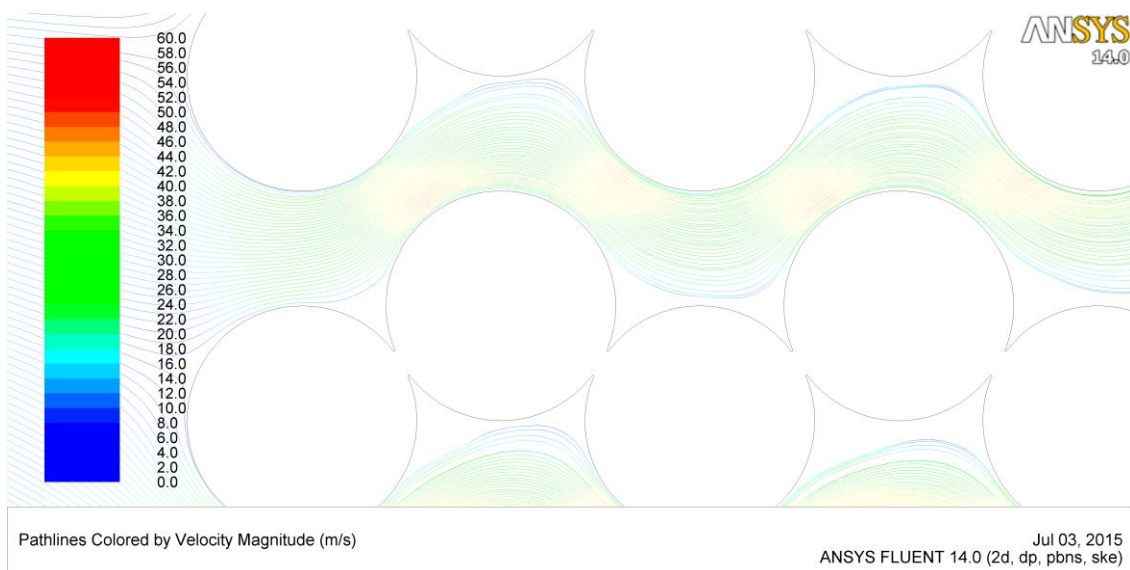


Рис. 3.28. Лінії току в каналі, м/с

На рис. 3.29 представлено розподіл векторів швидкості у вибраному окремо елементі пучка труб. У верхній точці труби виникає відрив граничного шару, а на стику сусідніх труб створюються застійні зони. В даних зонах виникають два відривних вихори, у яких швидкість потоку є значно меншою, ніж у основному потоці.

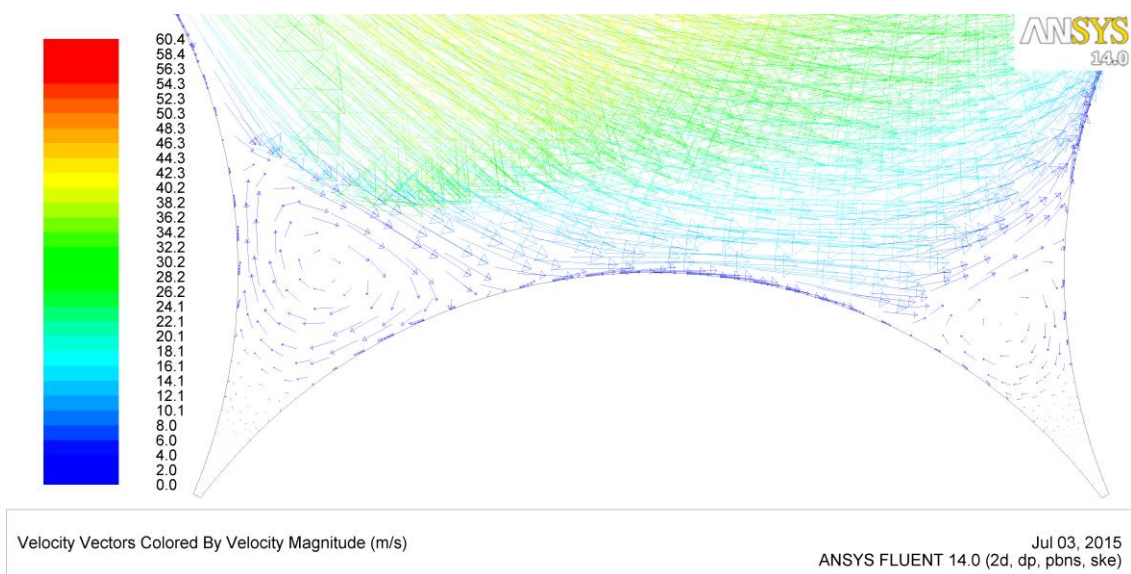


Рис. 3.29. Вектор швидкості в каналі, м/с

На рис. 3.30 показано розподіл температурного поля у каналах теплообмінника. Із рисунка видно, що температура теплоносія зменшується під час наближення до виходу із теплообмінного апарату. У випадку коли на вході у теплообмінний пристрій вона дорівнювала $+40^{\circ}\text{C}$, то на виході її середнє значення становить $+20^{\circ}\text{C}$. Разом із цим поряд із стінками каналу локальна величина температури дорівнює приблизно $+30^{\circ}\text{C}$.

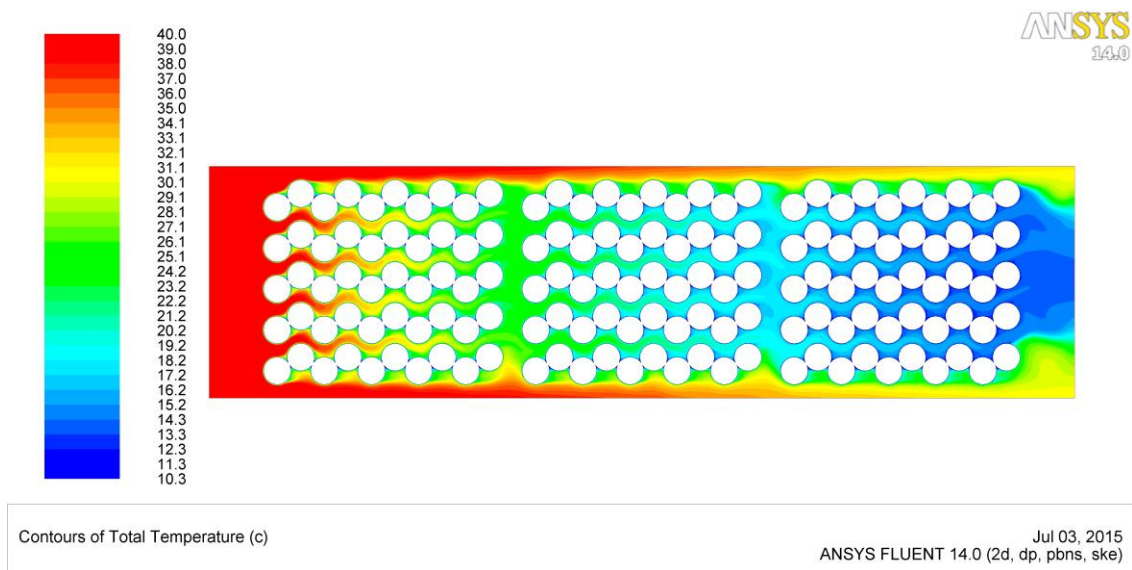


Рис. 3.30. Зміна температури в каналі, °C

На рис. 3.31 представлено розподіл поля тиску у каналах даної конструкції. Із отриманих даних розподілу тиску випливає, що загальне зменшення значення тиску рівне приблизно 7 кПа.

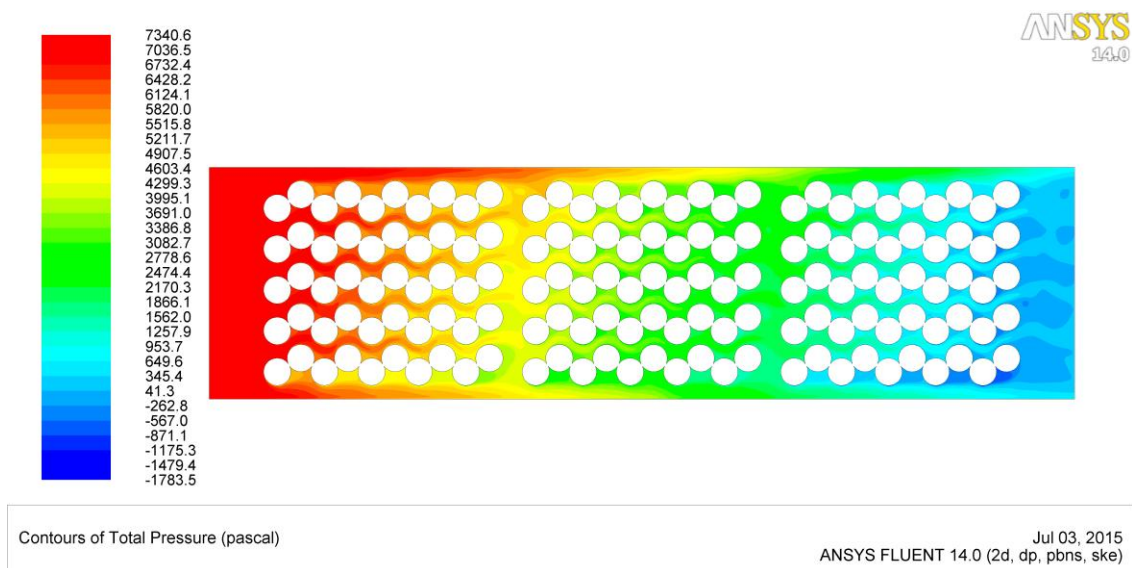


Рис. 3.31. Перепад тиску в каналі, Па

Локальна тепловіддача запропонованого пучка труб.

Характер впливу межового шаруна тепловіддачі на поверхні труби відображається за допомогою розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі по периметру труби [152]. Аналіз закономірності даного розподілу дозволяє одержати найкращі параметри течії, розміщення труб у пучках та узагальнюючі рівності для обчислення місцевого коефіцієнта тепловіддачі.

Місцева тепловіддача труби у пучку використовує такі ж закономірності, що й місцева тепловіддача одиночної труби. Розподіл тепловіддачі по поверхні залежить від особливостей обтікання труби в пучку.

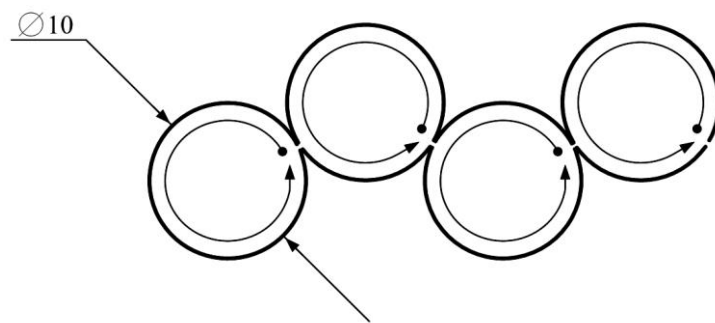


Рис. 3.32. Початкова і кінцева розрахункова точка по периметру труби пучка від його конфігурації.

З метою проведення детального аналізу місцевої тепловіддачі, на рис. 3.32 представлено початок і кінець довжини труби. Із рис. 3.32 видно, що в даному випадку використано технічні зазори, які дозволяють побудувати граничний шар та поліпшити якість сітки.

На рис. 3.33 розглянуто особливості розподілу місцевого коефіцієнта тепловіддачі в першому, другому і глибинному рядах.

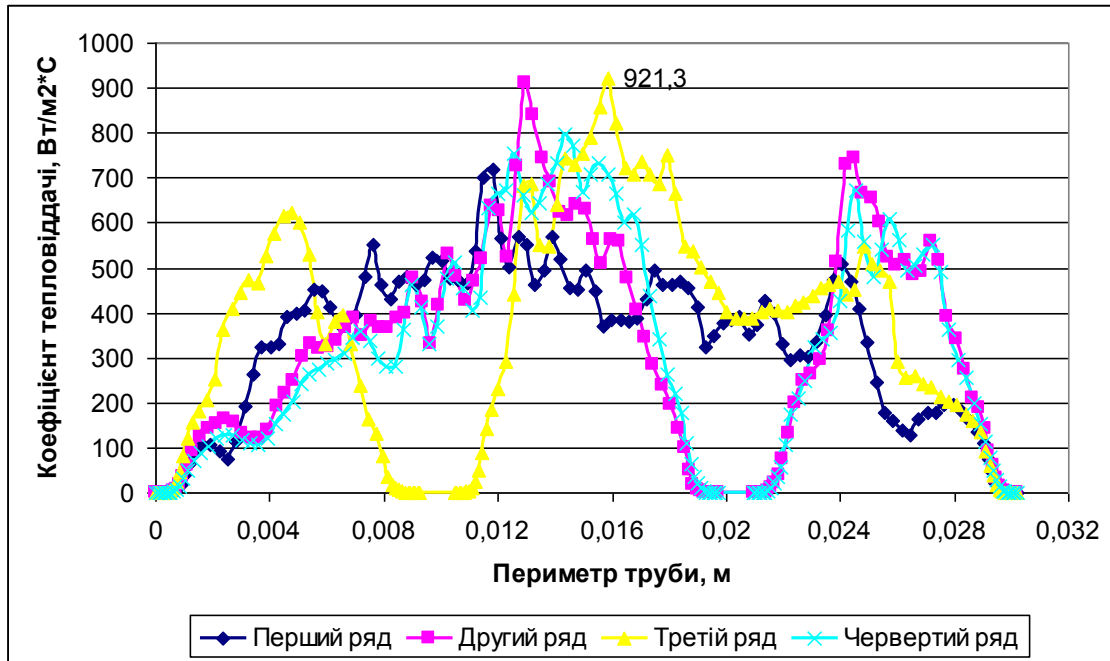


Рис. 3.33. Розподіл місцевої тепловіддачі по периметру труби запропонованого пучка при $Re=18150$

Із графіка (рис. 3.33) можна зробити висновок, що пікові значення коефіцієнта тепловіддачі рівні $920 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ для другого та третього рядів. Це виникає завдяки удару потоку у бокову частину труби, що виявляється на графіку у вигляді різко вираженому максимуму тепловіддачі, процес обтікання труби другого і всіх наступних рядів, починається не в лобовій точці труби, а при куті $\varphi=150^\circ$. Далі, при збільшенні величини межового шару по колу труби, тепловіддача спадає.

Встановлено, що тепловіддача стає постійною уже починаючи із четвертого ряду. Труби другого і у наступних глибинних рядах затіняються першим рядом, а тому і характер тепловіддачі труб у даних рядах є відмінним від характеру тепловіддачі першого ряду. У лобовій точці першого ряду α дорівнює $720 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Із аналізу зміни місцевої тепловіддачі на трубі у пучку видно, що прискорення потоку у лобовій її частині має значний вплив на характер розподілу тепловіддачі по всіх наступних рядах.

Урбулентність супроводжується нерівномірністю характеру графіка. У першому і третьому рядах труб після зменшення тепловіддачі при $\varphi \approx 290^\circ$ знову виникає незначний приріст тепловіддачі, що проявляється внаслідок значного повздовжнього градієнта швидкості, обумовлений рядом стоячими трубами.

На рис. 3.34 показаний графік розподілу густини теплового потоку для першого, другого і глибинних рядів по довжині труби. Характер зміни кривої (рис. 3.33) збігається із оберненим характером зміни густини теплового потоку (рис. 3.34). Найбільше значення рівне приблизно 26 кВт/м^2 для другого і третього рядів.

При порівнянні кожухотрубного теплообмінника із шаховим (1.5x1.5) і запропонованим новим – зміщено-дотичним розміщенням пучків труб, отриманих за допомогою математичної моделі показано у таблиці 3.6.

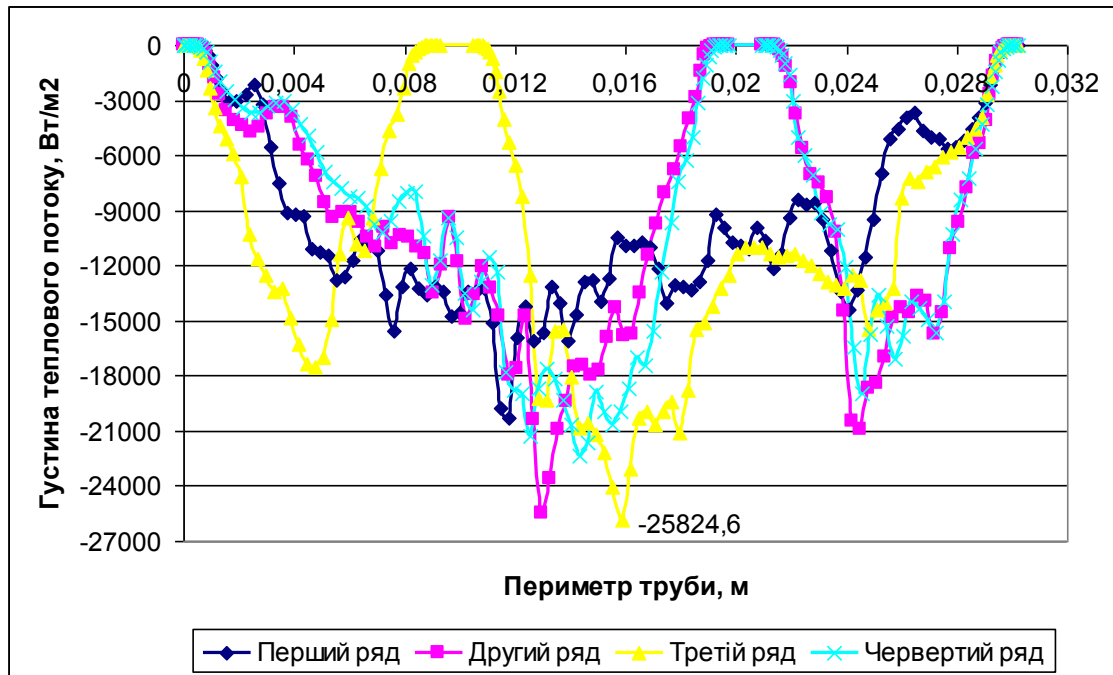


Рис. 3.34. Місцева густина теплового потоку запропонованого пучка при $Re=18150$

Із таблиці встановлено, що вхідні параметри теплоносія і потужність теплообмінного апарату майже є однаковою, різниця полягає у коефіцієнті тепловіддачі для повітря, який становить до 3%. Габаритні розміри по довжині: змінно-дотичний теплообмінний пристрій знижуються у 1,9 разів, відповідно маса - на 10 %. Проте втрата перепаду по тиску, провівши порівняння обидвох конструкції, зростає до 46 %.

Довжина теплообмінника знаходять в залежності від лобової точки першої труби до кормової точки останньої труби трубного пучка.

Таблиця 3.6

Порівняння кожухотрубного теплообмінного апарата з шаховим (1.5x1.5) та змінно-дотичним розташуванням пучків труб.

Основний параметр теплообмінника	Традиційний теплообмінник	Змінно-дотичний теплообмінник
Кількість теплоти переданої від повітря до води, кВт	5,20	5,00
Температура повітря на вході з теплообмінника, °С	40,0	40,0
Температура повітря на виході з теплообмінника, °С	19,30	20,10
Масова витрата повітря, кг/с	0,250	0,250
Коефіцієнт тепловіддачі для повітря, Вт/м ² ·°С	314	306
Перепад тисків на вході та виході теплообмінника, кПа	3,80	7,00
Довжина теплообмінника, м	0,530	0,278
Висота трубного пучка, м	0,20	0,20
Кількість труб, шт	150	150
Маса теплообмінника, кг	16,60	15,20

3.8. Висновки по розділу 3

У результаті проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Запропоновано і розроблено нову конструкцію кожухотрубного теплообмінного пристрою із компактним розміщенням труб в трубних пучках для охолодження і нагрівання повітря в пташнику у літній та зимовий періоди року.

2. Виконано комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- й масопереносу у каналах теплообмінного апарату для компактного та шахового (1.5x1.5) розташування труб з застосуванням програмного комплексу ANSYS Fluent. Одержано поля швидкостей, температур і тисків в досліджуваних каналах.

3. Запропоновано методику розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі на поверхні трубного пучка, і проведено порівняння одержаних чисельних результатів із експериментальними даними. Максимальна Похибка результатів розрахунку не перевищує 5 %.

4. Виконано порівняльний аналіз теплогідравлічної ефективності для каналів різної конструкції та встановлено, що конструкції із компактним розміщенням труб являються ефективнішими у порівнянні із відомими конструкціями. Визначено, що інтенсивність теплообміну поверхонь теплообмінних пристроїв нової конструкції у 2,1 рази більша.

5. Виконано порівняльний аналіз масовиз і габаратних характеристик запропонованої та відомої конструкцій теплообмінних апаратів і встановлено, що габаритні показники перших менші у 1,9 рази, а маса на 10 % при однаковій їхній тепловій потужності.

РОЗДІЛ 4. МОДЕРНІЗАЦІЯ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПТАШНИКА

4.1. Розробка та порівняння теплообмінників для бокової і тунельної системи вентиляції

З метою підтримки нормованого мікроклімату у роботі розглянуто два види системи вентиляції – тунельна та бокова [155]. Для даних вентиляційних систем здійснено проектування ТА. Пташник являється традиційного типу. По бокових стінках розміщені отвори із жалюзями у загальній кількості 80 шт. із розмірами 0,3×0,85 м. Також на передніх торцевих стінках розміщені касети випарного охолодження із розмірами 5,1×1,1 м. Замість касет і жалюзей здійснюється вмонтування теплообмінника.

Розглянемо кожухотрубний теплообмінний апарат з кожухом прямокутного перетину для поперечного обтікання пучків труб. Схема розміщення труб із діаметром $d=10$ мм є своєрідною, яка відрізняється від традиційних шахових, коридорних і компактних пучків. Сусідні труби у цих тісних пучках є зміщеними одна відносно іншої на відстань 1 мм. При цьому представлено два види конструкції пучка, у яких виконано зміщення труб у поперечному напрямку по всій довжині трубного пучка на 15 мм (див рис. 4.1).

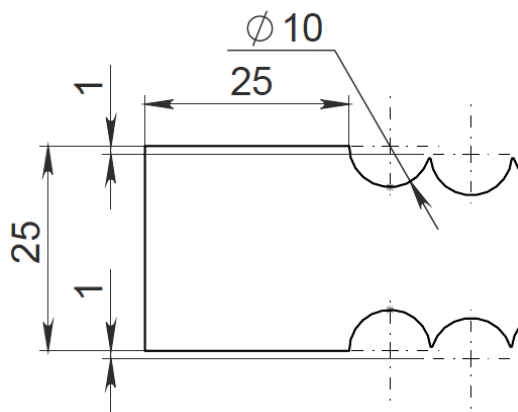


Рис. 4.1. Розташування труб в пучку теплообмінного апарата, (вигляд зверху)

У таблиці 4.1 показано конструктивні параметри двох теплообмінників для різних систем вентиляції.

Таблиця 4.1.

Конструктивні дані ТА для різних систем вентиляції

Система вентиляції	Витрата повітря для всіх ТА, м³/год	Витрата повітря для одного ТА, м³/год	Висота ТА, м	Ширина ТА, м	Кількість колекторів, шт	Кількість труб в ТА, шт	Кількість ТА, шт	Загальна довжина труб, м
Бокова	1036880	12961	0,3	0,85	3	5202	80	124848
Тунельна	1036704	86392	1,0	2,65	2	5406	12	64872

Всі обчислення проведено для об'ємної витрати повітря, яка становить 1036 тис. м³/год. У якості теплоносія вибрано повітря із температурою +40 °С на вході, що протікає у каналах ТА з метою охолодження зовнішнього нагрітого повітря в пташнику у літній період року, де у вигляді охолоджувач застосовується вода

із підземних свердловин. Також варто зауважити, що холодна вода, яка рухається усередині труб, із температурою на вході $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Схема руху теплоносіїв має перехресний характер.

Виконано чисельне моделювання гідродинамічних процесів і процесів переносу теплоти у каналах з компактным розташуванням пучків труб. З цією метою застосовано метод CFD моделювання та використано програмний комплекс ANSYS Fluent. Основою математичної моделі є рівняння Нав'є-Стокса, рівності збереження енергії для конвективних течій і рівняння нерозривності. Для обчислення використовували стандартну k-ε модель турбулентності.

Сітка будувалася у сіткогенераторі ANSYS Meshing на основі платформи Workbench. Для побудови сітки конструкції теплообмінника всіх видів застосовано локальне керування сіткою. Створення чотирикутної сітки із застосуванням побудови пограничного шару способом загальної товщини (Total Thickness), товщина першого шару якого рівна $5 \cdot 10^{-5}$ м і кількістю шести шарів. Показник якості сітки Orthogonal Quality [157, 158] для двох видів теплообмінних апаратів являється різним та знаходиться у межах від 0,599 до 0,625.

Результати проведених обчислень представлено на рисунках 4.2–4.6. Тепле повітря надходить в теплообмінник із правої сторони. На рис. 2-3 подано зміну температури при різних системах вентиляції. При тунельній вентиляції температура у ТА зменшується з $+40$ до $+22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.2), а для бокової – з $+40$ до $+19,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.3).

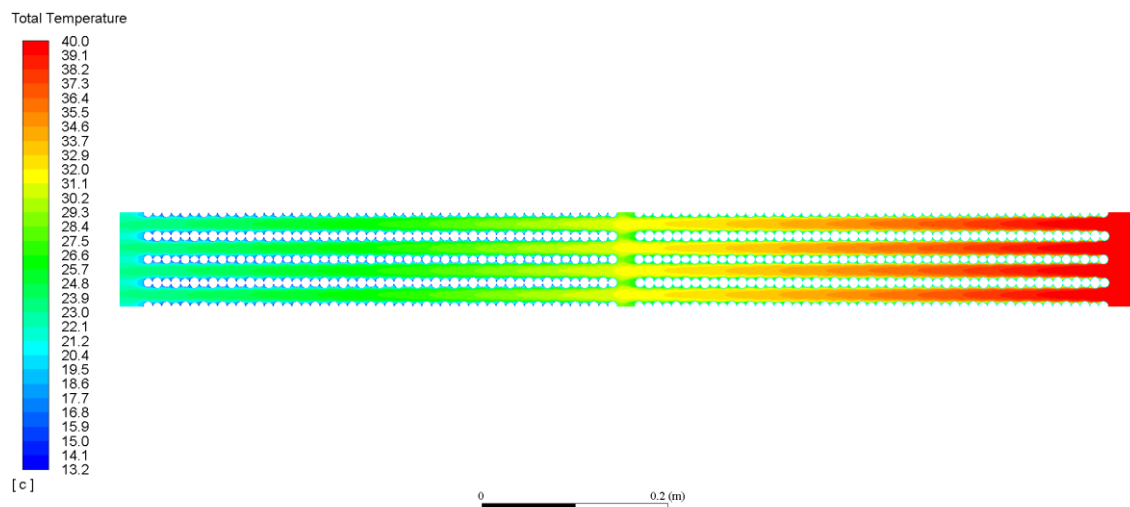


Рис. 4.2. Температурне поле повітря в ТА для тунельної системи вентиляції, °C

Провівши порівняння теплообмінників по перепаду тиску у каналі (рис. 4.4-4.5), що були створені для різних типів систем, встановлено, що різниця між ними складає приблизно 3,3 рази. Детальніші результати представлено в табл. 4.2.

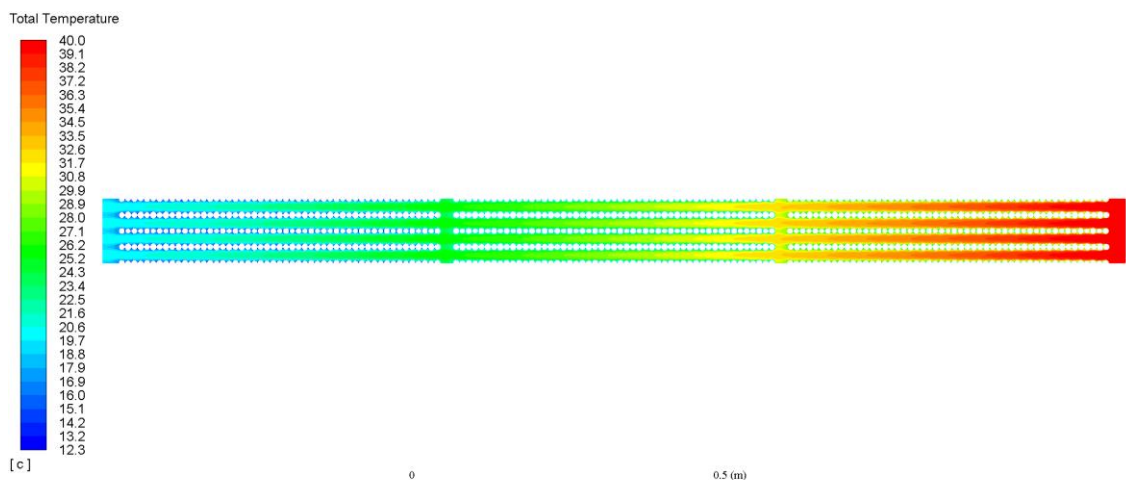


Рис. 4.3. Температурне поле повітря в ТА для бокової системи вентиляції, °C

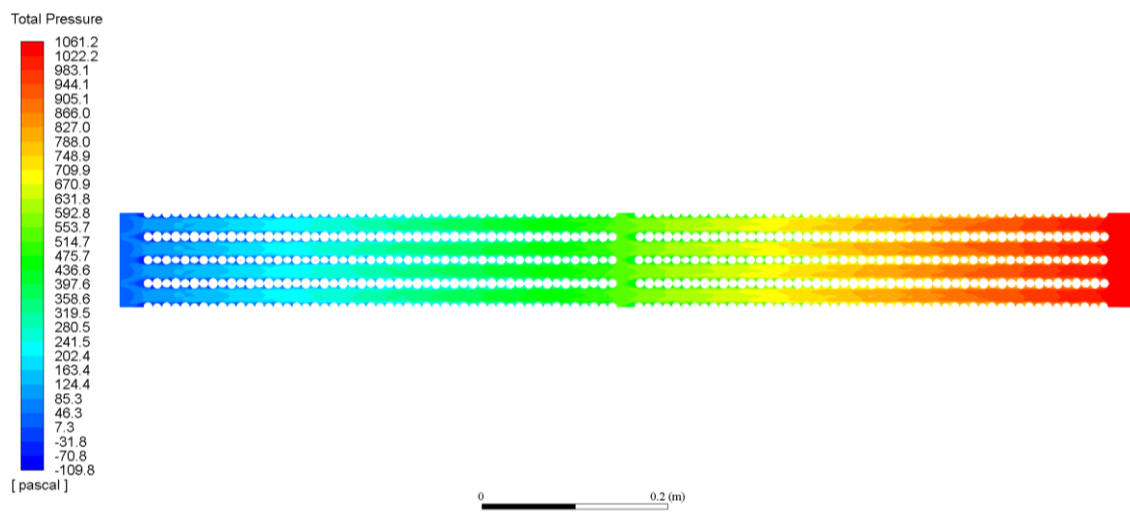


Рис. 4.4. Перепад тиску в каналі ТА для тунельної системи вентиляції, Па

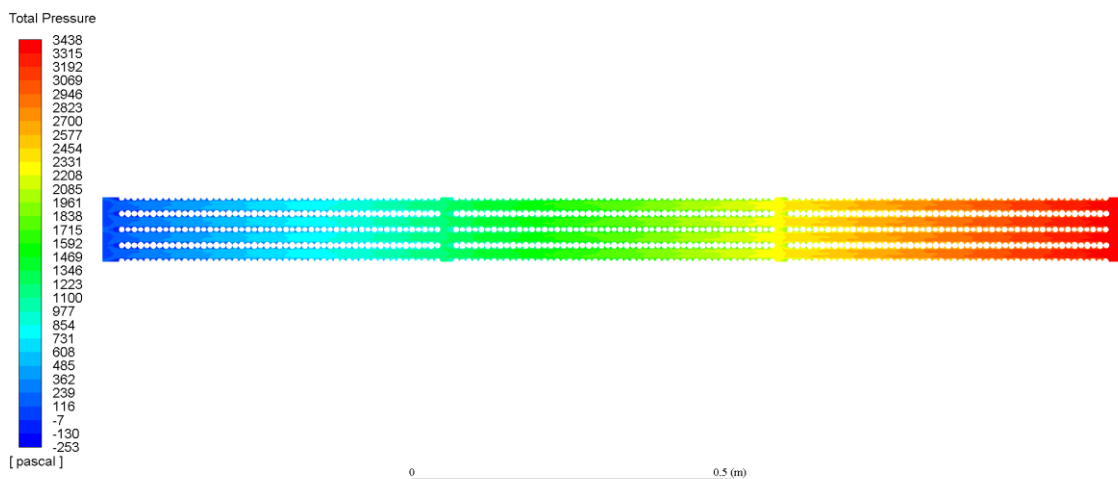
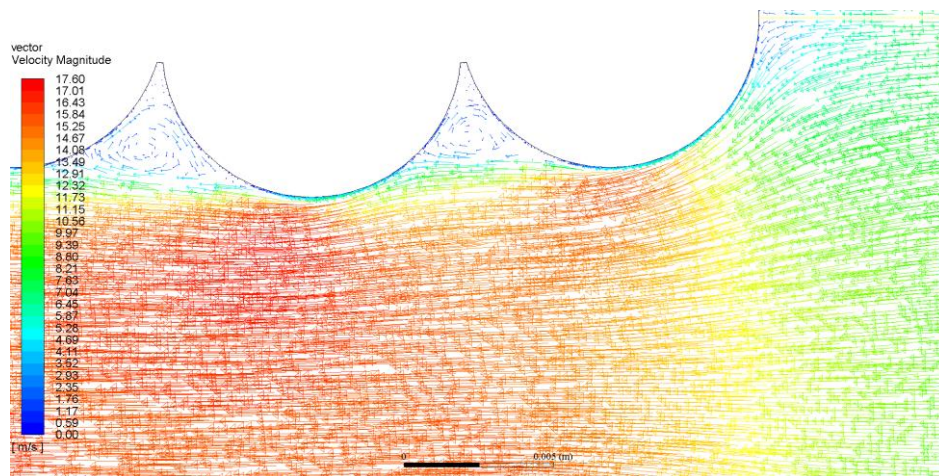


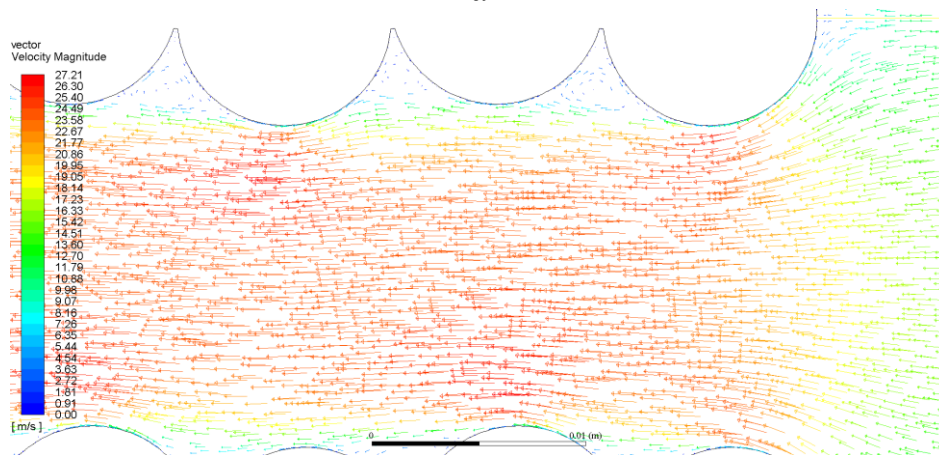
Рис. 4.5. Перепад тиску в каналі ТА для бокової системи вентиляції, Па

На рис. 4.6 подано вектор швидкості на вході у канал теплообмінника для різних систем вентиляції. Можна побачити як повітря омиває трубки і відрив пограничного шару на її поверхні. Між трубками виникають застійні зони у вигляді вихора, який у свою чергу на даних ділянках зменшує коефіцієнт

тепловіддачі [156]. При тунельній системі вентиляції (рис. 4.6 а) найбільша швидкість повітря у певних точках дорівнює 17,6 м/с, а середня швидкість у найвужчому проході каналу – 15,1 м/с. При боковій системі вентиляції (рис. 4.6 б) найбільша – 27,2 м/с, а середня – 23,5 м/с. У таблиці 2 подано більш детальний огляд отриманих результатів чисельного моделювання для різних систем вентиляції.



а



б

Рис. 4.6. Вектор швидкості потоку повітря на вході в ТА, м/с: а – для тунельної системи вентиляції, б – для бокової системи вентиляції

Таблиця 4.2.

**Результати чисельного моделювання ТА для різних систем
вентиляції**

Система вентиляції	Температура повітря на виході з ТА, °С	Температура води на виході з ТА, °С	Перепад тиску в каналі ТА, Па	Максимальна швидкість повітря в каналі ТА, м/с	Середня швидкість повітря в найвужчому перерізі каналу ТА, м/с	Теплова потужність одного ТА, кВт	Теплова потужність усіх ТА, кВт
Бокова	19,66	23,95	3286	27,21	23,53	77,550	6204,00
Тунельна	22,55	23,16	991	17,60	15,10	474,72	5696,64

При проектуванні та виготовленні теплообмінного пристрою для систем підтримання мікроклімату у пташниках слід враховувати багато чинників, наприклад, перепад тисків у каналах теплообмінних апаратах, а це в свою чергу чинить вплив на потужність і продуктивність вентиляційних установок; вихідна температура з теплообмінника, що буде надходити у пташник, це і є охолодження внутрішнього повітря пташника; та ін. До основи проекту належить створення теплообмінного пристрою для двох систем вентиляції. Для тунельної системи перепад тиску рівний 991 Па, а це в 3,3 рази є меншим ніж для бокової. Вихідна температура досягає близько +23 °С, а це повністю відповідає нормам технічного проектування [108]. Проте, тут як і у кожній системі виникають свої недоліки, до яких належать фінансові затрати на закупівлю, порізку труб і зварювання ТА. В таблиці 1 показано, що для виготовлення теплообмінника потрібно 64872 м труби, що є меншим у 1,92

рази ніж для другого варіанту. Встановлено, що бокова та тунельна системи вентиляції являються достатньо ефективними. З метою забезпечення нормованого мікроклімату в пташнику, враховуючи усі особливості техніко-економічного аналізу, запропоновано використовувати теплообмінник для тунельної системи вентиляції. Затрати, які виникнуть при монтажі та експлуатації, компенсуються завдяки збільшенню маси птиці у літній період року і зменшенню використання газу у зимовий період року. Проте не всі птахофабрики можуть собі дозволити застосувати таку систему.

4.2. Підвищення ефективності теплообмінника для тунельної системи вентиляції

Для систем охолодження у пташниках аналізували, дещо видозмінені конструкції теплообмінників [153, 154]. З метою підвищення ефективності теплообмінного пристрою для тунельної системи вентиляції збільшуємо відстань у каналі між трубками. Це дозволяє зменшити потужність двигунів вентиляційних установок. Проте, це викликає зниження теплообміну ТА. Ефективність теплообмінника при даних умовах, розглянуто нижче.

Розглянемо кожухотрубний теплообмінник з кожухом прямокутного перетину для поперечного обтікання пучків труб. Геометрія розміщення труб із діаметром $d=10$ мм являється своєрідною, яка відрізняється від традиційних шахових,

коридорних і компактних пучків. Сусідні труби у даних тісних пучках виконують зміщеними одна відносно іншої на відстань 1 мм. При цьому проаналізовано три типи конструкції пучка, в них виконано зміщення труб у поперечному напрямі по всій довжині трубного пучка на 10 мм, 12 мм і 15 мм (див рис. 4.7, а, б, в).

Внаслідок застосування зміщення цілого ряду на різну відстань, кількість рядів трубок змінюється (див. табл. 4.3). Кількість трубок у одному ряду, діаметром 10 мм, містить 102 шт, які складаються із 2 колекторів. Висота труб 1 м.

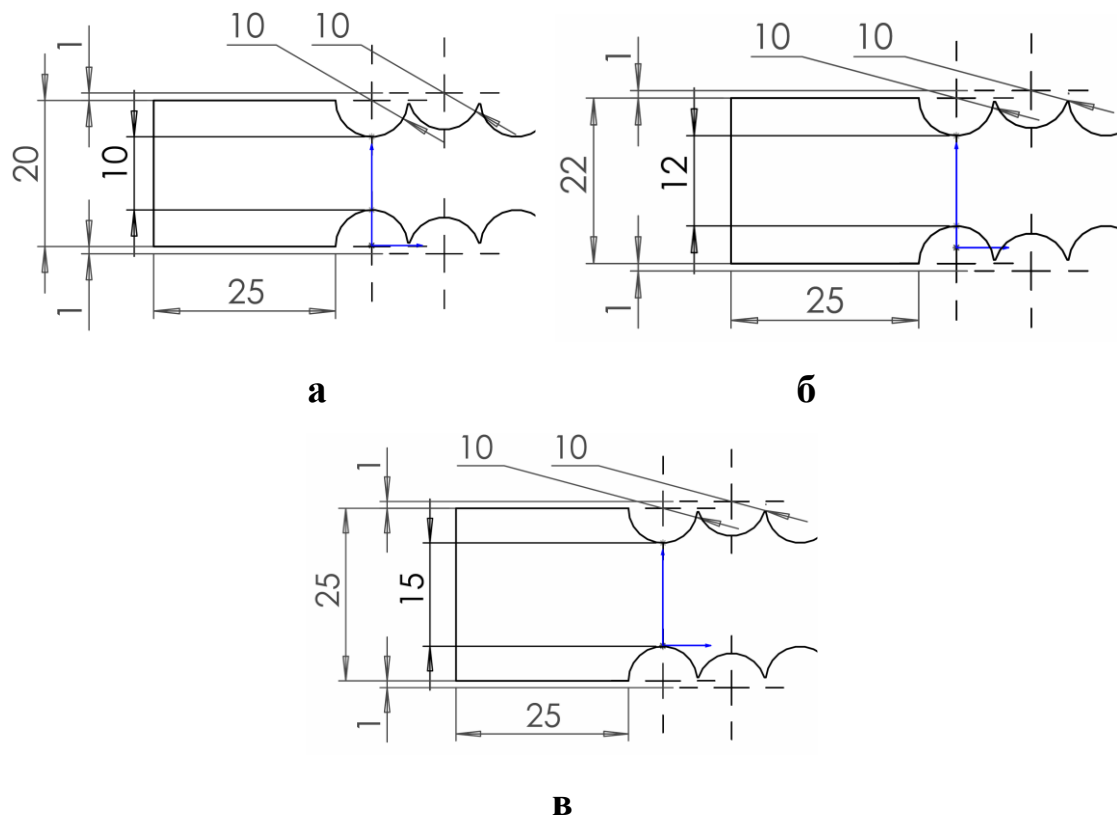


Рис. 4.7. Розташування компактного пучка труб (вигляд зверху): а – зміщення труб на 10 мм, б – зміщення труб на 12 мм, в – зміщення труб на 15 мм.

Виконано чисельне моделювання гідродинамічних процесів і процесів переносу теплоти у каналах з компактим розташуванням пучків труб. З цією метою застосовано метод CFD моделювання та використано програмний комплекс ANSYS Fluent. Математична модель ґрунтується на рівняннях Нав'є-Стокса, рівняннях збереження енергії для конвективних течій і рівняннях нерозривності. В обчисленнях використовували стандартну k-ε модель турбулентності.

Таблиця 4.3

Габаритні показники теплообмінних-рекуператорів нової конструкції

Ширина ТА, мм	Ширина міжтрубного проходу, мм	Кількість труб в 1 колекторі, шт	Кількість колекторів, шт	Кількість рядів труб, шт
2640	10	51	2	132
2640	12	51	2	120
2650	15	51	2	106

Всі розрахунки здійснено при об'ємній витраті повітря 86392 м³/год. У якості теплоносія використано повітря із температурою +40 °С на вході, що протікає у каналах для охолодження зовнішнього нагрітого повітря в пташнику у літній період року, далі у вигляді охолоджувача застосовується вода підземних свердловин. У свою чергу холодна вода, яка рухається

всередині труб, має температуру на вході $+10^{\circ}\text{C}$. Схема руху теплоносіїв є перехресного характеру.

Побудова сітки виконувалася у сіткогенераторі ANSYS Meshing на основі платформи Workbench. Під час побудови сітки для теплообмінного апарата всіх конструкцій застосовано локальне кернування сіткою. Побудова чотирикутної сітки із застосуванням побудови граничного шару методом загальної товщини (Total Thickness), товщиною першого шару $5 \cdot 10^{-5}$ м при кількості 6 шарів (див. рис. 4.8). Показник якості сітки Orthogonal Quality [157, 158] для усіх типів теплообмінників змінювався та знаходився в межах від 0,599 до 0,625. Найменший розмір елемента дорівнював $5 \cdot 10^{-4}$ м. Кількість елементів та вузлів і якість сітки показано в таблиці 4.4.

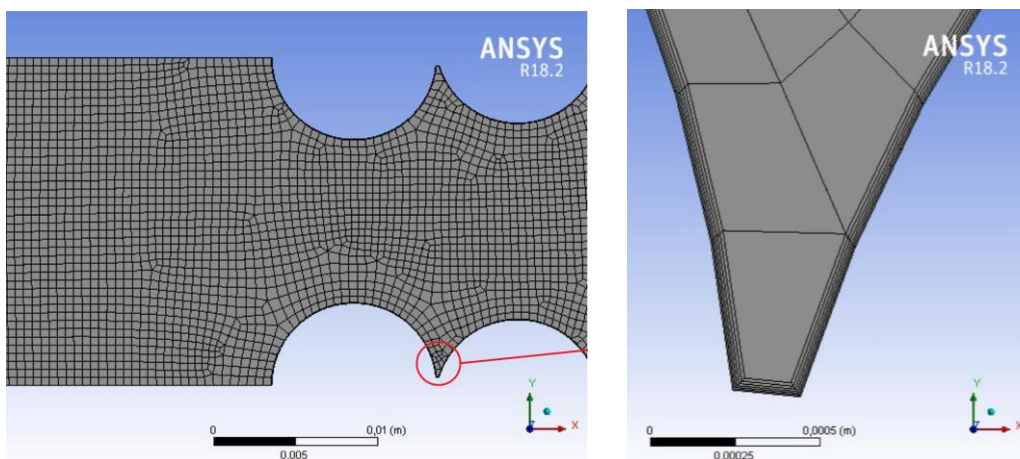


Рис. 4.8. Побудова чотирикутної сітки МКЕ з межовим шаром та шириною міжтрубного проходу 10 мм

На рис. 4.9–4.11 подано зміну різних теплофізичних параметрів теплообмінного пристрою різної конструкції. Зверху

зображено теплообмінник із зміщеннями трубок на 15 мм, посередині на 12 мм і відповідно знизу на 10 мм. На рис. 4.9 показано розподіл температурного поля у каналах теплообмінного пристрою. Із рисунка встановлено, що температура теплоносія зменшується при наближенні до виходу із теплообмінника. Якщо на вході у теплообмінний пристрій вона дорівнювала $+40^{\circ}\text{C}$, то на виході її середнє значення для трьох типів теплообмінника знаходиться в межах від $+23$ до $+27^{\circ}\text{C}$. Більш детально для зміни теплофізичних параметрів теплоносія для різних видів конструкцій теплообмінника-рекуператора наведено у таблиці 4.5.

Таблиця 4.4

**Показники побудови сітки МКЕ теплообмінних апаратів
вдосконаленої конструкції**

Ширина міжтрубного проходу, мм	Кількість елементів, шт	Кількість вузлів, шт	Показник якості сітки (Orthogonal Quality)
10	99043	102313	0,625
12	107601	110875	0,613
15	121934	125214	0,599

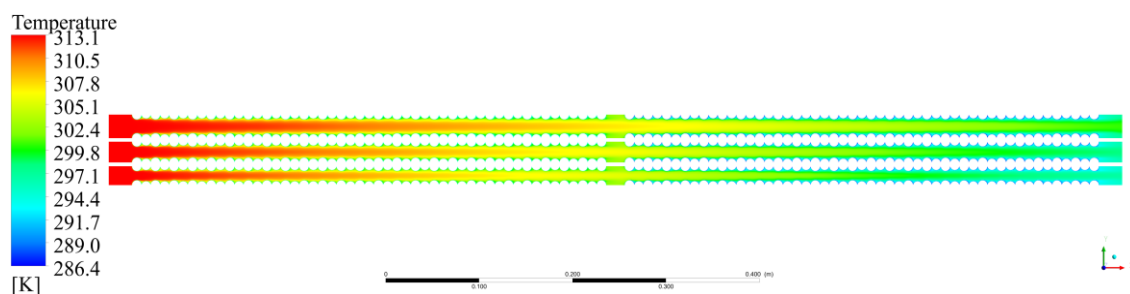


Рис. 4.9. Температурне поле теплоносія для різних типів конструкцій ТА

На рис. 4.10 представлено розподіл поля тиску у каналах досліджуваних конструкцій теплообмінних апаратів. Із даних розподілів тиску випливає, що загальне зменшення тиску рівне приблизно 930 Па для конструкції із зміщенням на 10 мм. Для інших двох зменшення тиску дещо менше.

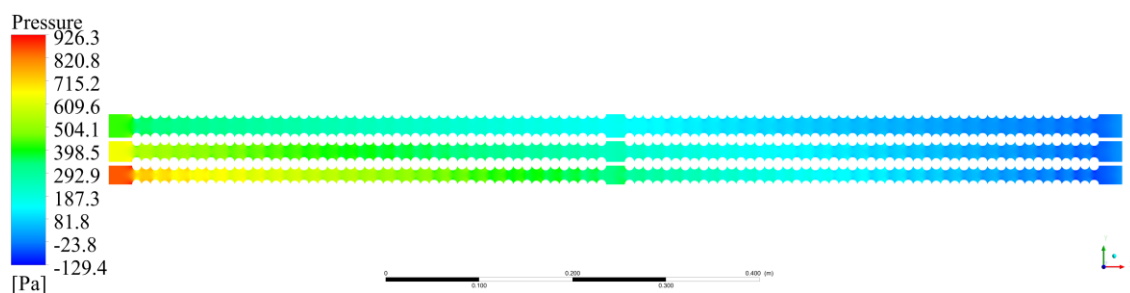


Рис. 4.10. Перепад тиску теплоносія для різних типів конструкцій ТА

На рис. 4.11 показано поле швидкостей в каналах теплообмінних пристроїв. Із аналізу даного поля швидкостей встановлено, що найбільші значення швидкості потоку виникають у найбільш вузьких каналах теплообмінника. У

деяких точках каналу швидкість повітря може бути рівною до 19,5 м/с, а середня швидкість повітря в найвужчому поперечному перетині каналу, при зміщенні на 10 мм, рівна близько 18 м/с (рис. 4.11).

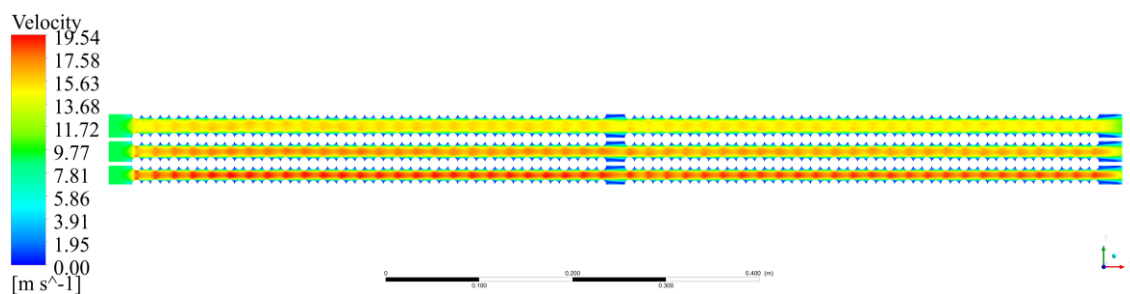
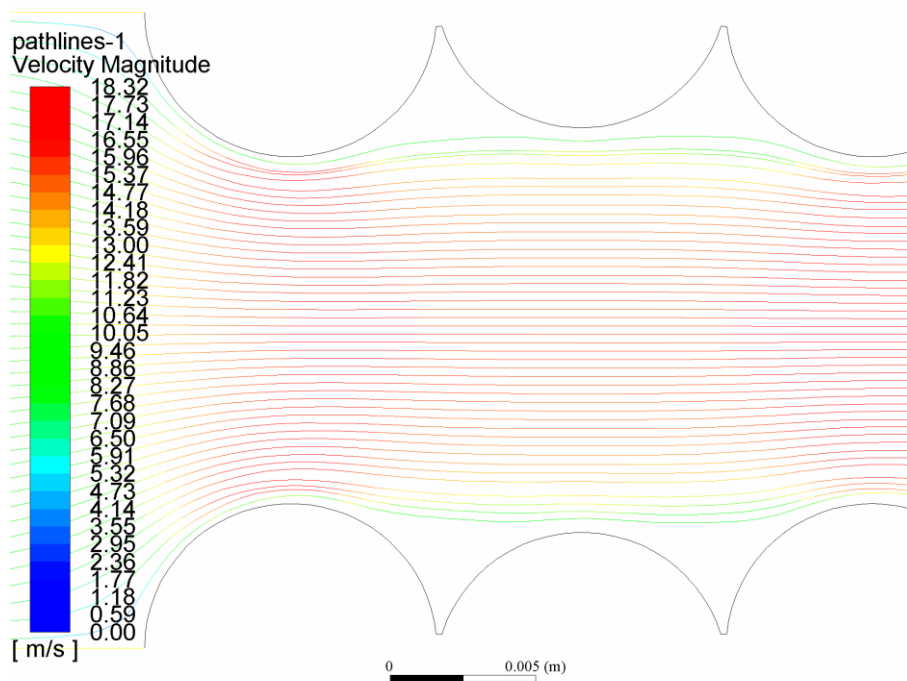
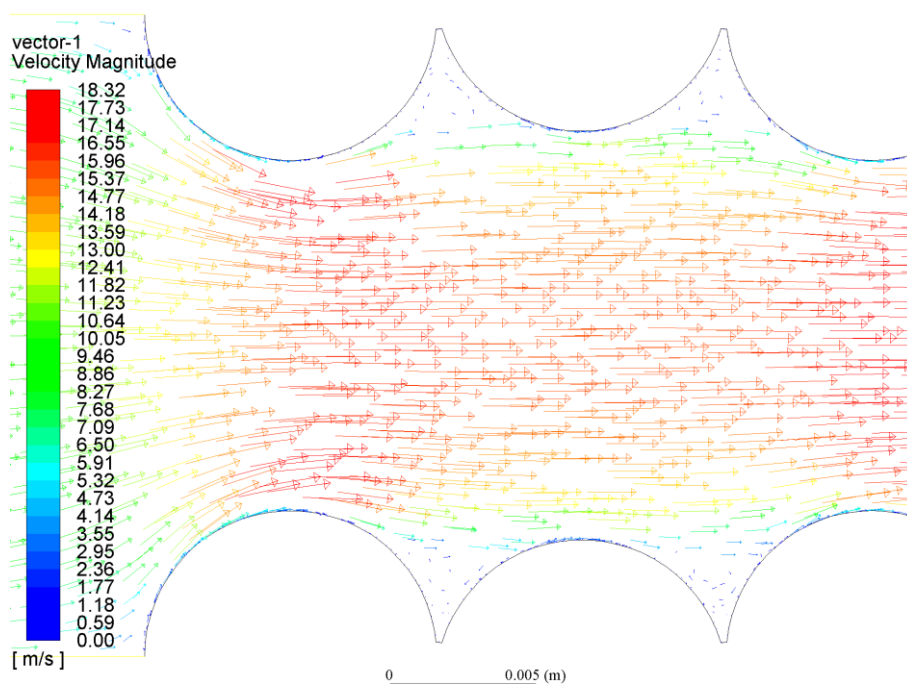


Рис. 4.11. Швидкість теплоносія в каналах ТА для різних типів конструкцій



а



б

Рис. 4.12. Швидкість теплоносія в каналі ТА при зміщенні на 12 мм: а – лінії току; б – вектор швидкості.

На ділянках каналу, які розділяють дві секції трубного пучка, можуть виникати застійні зони за останньою трубою кожного пучка. Окрім того, ці зони спостерігаються на ділянках криволінійного каналу для окремих елементів трубного пучка.

На рис. 4.12 представлено розподіл векторів швидкості у окремому елементі пучка труб. У верхній точці труби виникає відрив граничного шару, а на стику сусідніх труб - застійні зони. У них можуть утворитися два відривних вихори, у яких швидкість потоку є значно меншою, ніж у основному потоці. Крім того, на рис. 4.12, а зображено лінії току швидкості для виділеної ділянки каналу.

Таблиця 4.5

**Геометричні та усереднені теплофізичні показники
теплообмінних апаратів нової конструкції**

Ширина міжтрубного проходу, мм	Тиск на вході, Па	Тиск на виході, Па	Температура повітря на виході, °C	Температура води на виході, °C	Кількість трубок в ТА, шт
10	902	52	22,75	26,70	6732
12	685	53	23,90	25,03	6120
15	472	48	25,81	22,82	5406

При проектуванні і виготовленні теплообмінника для систем підтримання мікроклімату у пташниках слід врахувати багато факторів, тобто, перепад тисків у каналах теплообмінних пристроїв, який чинить вплив на потужність і продуктивність вентиляційних установок; вихідна температура із теплообмінників, яка буде заходити у пташник, це і є власне охолодження внутрішнього повітря пташника; та ін. Беручи до уваги усі аспекти техніко-економічної оцінки, запропоновано використовувати ТА із зміщенням трубок на 12 мм. Комп'ютерне моделювання дозволяє здійснити аналіз умов гідродинамічної течії та теплопереносу у досліджуваних каналах. Перепад тиску може досягати 700 Па, вихідна температура до +24 °C, це повністю відповідає нормам технічного проектування [108]. Проте недоліком даної системи є фінансові затрати на закупівлю і порізку труб, зварювання ТА. У таблиці 4.5 показано, що для виготовлення такого ТА необхідно 6120 м труби. Такі затрати

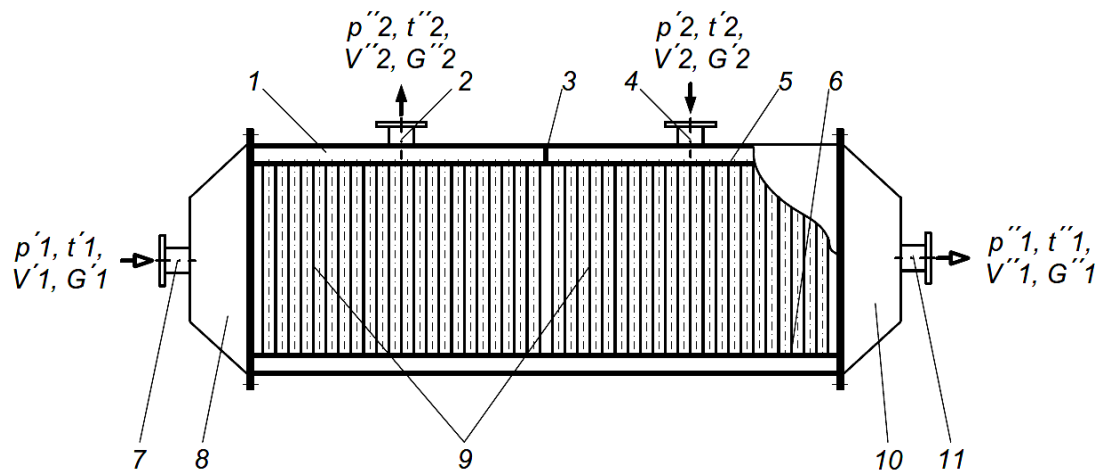
себе окуповують за рахунок збільшення маси птиці у літній період року і зменшення використання газу в зимовий період року.

4.3. Чисельне моделювання та удосконалення ТА з прямолінійними пучками труб

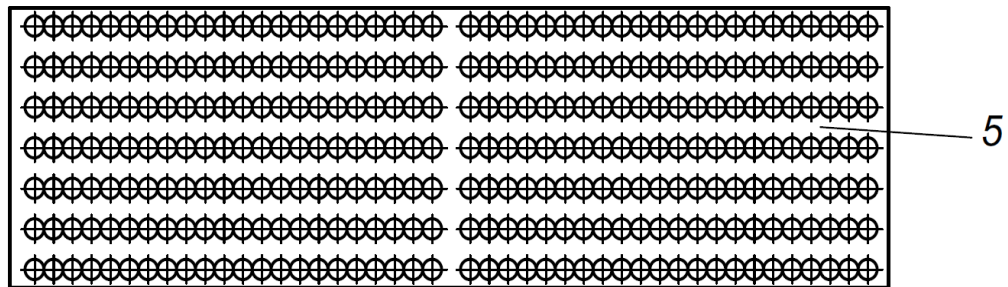
4.3.1. Конструктивні дані для чисельного моделювання ТА

На рис. 4.13 показана схема запропонованого теплообмінного апарату, його загальний вигляд у розрізі із контрольованими параметрами гарячого та холодного теплоносіїв на вході й виході із нього.

Теплообмінний пристрій (рис. 4.13) містить горизонтальний корпус 1 та закріплені у ньому трубні дошки 5 та 6, між ними закріплений вертикальний пучок 9 із коридорним розміщенням трубок. Трубки у пучку 9 дотикаються між собою та утворюють ряди. У кожному ряду трубок у пучку 9 є технологічний зазор, який поділяє ряд на дві частини, і має перегородку 3 у верхньому колекторі. У вертикальному й горизонтальному перерізі пучок 9 має форму прямокутника. Підведення охолоджувальної рідини у корпус виконується за допомогою патрубка 4, а відведення - патрубка 2. Корпус 1 - це нероз'ємна жорстка конструкція, яка з торців закрита кришками 8 і 10. Кришка 8 містить патрубок 7 для входу теплоносія, а кришка 10 - патрубок 11 для його виходу.



а



б

Рис. 4.13. Зовнішній вигляд теплообмінного апарата:

а – загальний вигляд в розрізі: p'_1, t'_1, V'_1, G'_1 і $p''_1, t''_1, V''_1, G''_1$ – параметри гарячого теплоносія (відпрацьованих газів) відповідно на вході в ТА і на виході з нього; p'_2, t'_2, V'_2, G'_2 і $p''_2, t''_2, V''_2, G''_2$ – параметри холодного теплоносія (води) відповідно на вході в ТА і на виході з нього; б - трубна дошка.

Теплообмінний пристрій працює наступним чином. Гарячий теплоносії (відпрацьовані гази) за допомогою вхідного патрубка 7 входить у корпус 1 теплообмінника та направляється у міжтрубний простір пучка 9 де, і відбувається теплообмін із

холодним теплоносієм (прісна вода), далі він рухається по трубках пучка 9, після цього виходить через патрубок 11 із теплообмінного пристрою. Холодний теплоносій надходить у трубний пучок 9 через патрубок 4, а виходить через патрубок 2.

Основні процеси, що відбуваються в ТА:

а) гідродинамічний (рух води у порожнині водяного тракту теплообмінника);

б) газодинамічний (рух газів у порожнині газового тракту теплообмінника);

в) процес теплопередачі:

- конвективний теплообмін газів із площею теплообмінної поверхні;

- теплопровідність у стінці трубок теплообмінного пучка теплообмінника;

- конвективний теплообмін від теплообмінної поверхні до води.

Геометричні моделі виконувалися за допомогою програмного забезпечення Autocad Mechanical 2012 та імпортувалися у ANSYS geometry designe modeler.

При чисельному рішенні рівнянь математичної моделі, застосовувалася гібридна сітка із елементами у вигляді чотирикутника поблизу стінки (прикордонний шар) та елементами у вигляді трикутника по всій іншій області, що дозволяє отримати хороші результати із похибкою результатів, яка становить не більше 1-2%.

Схема обчислювальної сітки для елемента компактного трубного пучка та елемент, що застосовується для гібридної сітки при вирішенні двовимірної задачі течії по каналу показані на рис. 4.14

Під час побудови сітки для даного компактного трубного пучка була розв'язана проблема, складності якої полягала в її побудові у точках дотику сусідніх трубок. Внаслідок незначного спрощення геометрії за допомогою з'єднання трубок прямою лінією довжиною 1 мм трохи вище точки дотику. Результат спрощення геометрії та побудова сітки наведені на рис. 4.14.

При моделюванні течії використовувалися методи кінцевих елементів, що мають найбільше поширення [30, 114, 183].

Для зменшення помилок CFD-розрахунків були виконані тестові розрахунки [54] із подальшою перевіркою адекватності (верифікацією) даної CFD-моделі за допомогою зіставлення отриманих характеристик із відомими з фізичного експерименту [65, 28].

Тестові розрахунки здійснювалися для таких випадків:

- для ізольованої трубки при $Re = 2000$ і $Re = 10000$;
- розрахунок теплообміну та гідравлічного опору у пучку гладких труб при коридорній компоновці.

Із аналізу результатів моделювання встановлено практичну близькість якісної картини течії, при чому кількісні характеристики течії різняться між собою на величину $\pm 3\%$, що є допустимим.

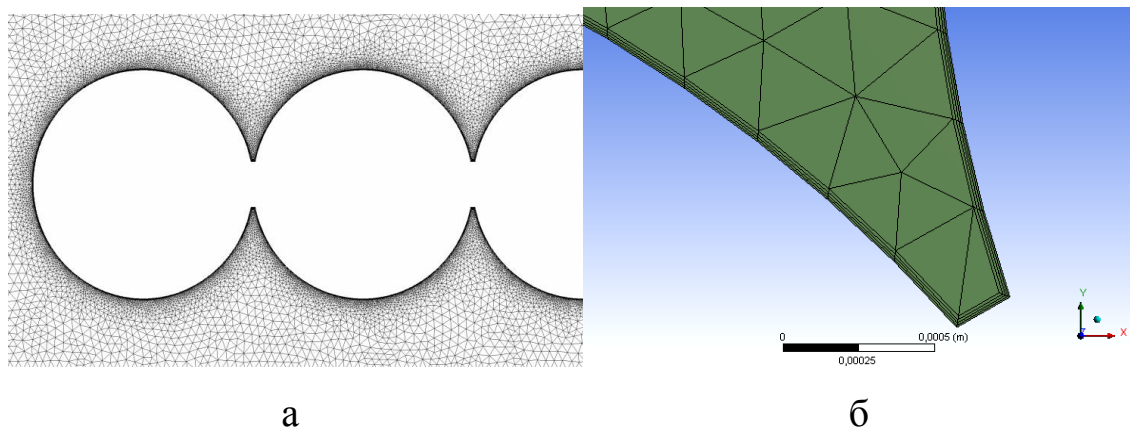


Рис. 4.14. а – схема обчислювальної сітки для елемента компактного трубного пучка; б – елемент гібридної сітки з побудовою прикордонного шару за методом загальної товщини (Total Thickness), при наявності 4 шарів з початковою товщиною шару $3 \cdot 10$ для досліджуваної поверхні теплообміну

Розроблення нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників є багатофакторною інженерною задачею, що в свою чергу залежить від геометрії та компоновання основного елемента теплообмінного пристрою – трубного пучка. Нові компоновання пучків труб повинні відповідати високим вимогам, які до них висуваються – при найбільшій тепловій ефективності слід мати найменші втрати тиску.

Розроблена конструкція теплообмінника, що відрізняється від традиційних конструкцій із шаховим чи коридорним розташуванням труб у пучках та базується на компактному розташуванні у них труб, це дозволяє значно покращити їхні масові й габаритні показники. Представлений теплообмінний апарат має пучок дотичних у рядах труб, при чому рух

теплоносіїв у ньому виконується по схемі дворазового перехресного току рис. 4.15.

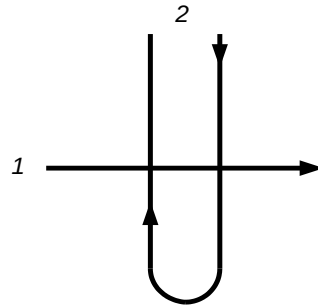


Рис. 4.15. Схема руху теплоносіїв: 1 – гарячий теплоносій (відпрацьовані гази); 2 – холодний теплоносій (прісна вода).

Виконано комп'ютерне моделювання гідродинамічних процесів та процесів тепломасопереносу у гранично стислих пучках труб (трубки дотикаються у напрямі руху теплоносія), коридорній компоновці для поперечного їх обтікання. Один ряд пучка складається із 42 трубок (висотою $h = 1$ м, для всіх конструкцій), що розділені між собою технологічним зазором, як зображено на рис. 4.16. Обчислення виконані для каналів пучка труб (рис. 4.16, рис. 4.17), їхні геометричні характеристики показані у табл. 4.6 [44, 36].

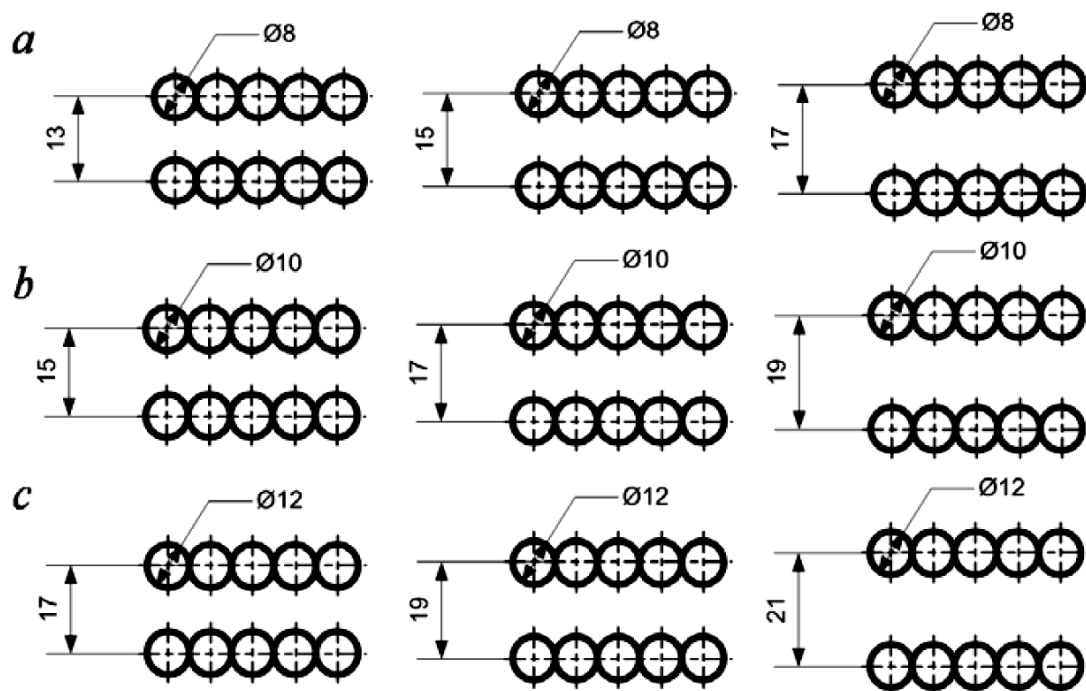


Рис. 4.16. Геометрія розміщення труб в пучку: а – діаметр труб 8 мм; б – діаметр труб 10 мм; с – діаметр труб 12 мм.

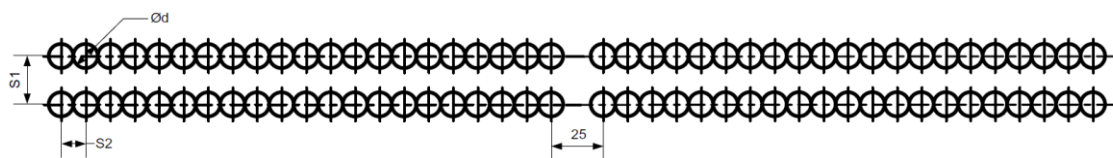


Рис. 4.17. Геометрія каналу пучка труб.

Потрібні вихідні дані, які використовують при моделюванні процесів у каналах пучків труб даних конструкцій теплообмінника (утилізатора ВГ), отримані із вказівок проектного розрахунку.

Чисельні обчислення у досліджуваних каналах пучків труб виконані для 9 конструкцій (табл. 4.6), застосовуючи при цьому значення числа Рейнольдса $Re = 7085$. У вигляді теплоносіїв прийнято відпрацьовані гази (гарячий теплоносій) із

температурою на вході $+470\text{ }^{\circ}\text{C}$, що протікає у каналах пучка труб. Температура стінок труб приймалася незмінною, проте змінювалася для кожної секції по мірі руху теплоносія (перша секція $+75\text{ }^{\circ}\text{C}$, друга $+34\text{ }^{\circ}\text{C}$). Подібні умови застосовуються, наприклад, у багатоходових теплообмінниках - утилізаторах теплоти відпрацьованих газів, когенераційних установок, при схемі руху теплоносіїв - перехресний струм.

Таблиця 4.6

Геометричні характеристики різних каналів пучка труб

№ п/п	Поперечний крок S_1 , мм	Повздовжній крок S_2 , мм	Діаметр трубки d , мм	Число трубок в ряду n_i , шт.
1	2	3	4	5
1	13	8	8	42
2	15	8	8	42
3	17	8	8	42
4	15	10	10	42
5	17	10	10	42
6	19	10	10	42
7	17	12	12	42
8	19	12	12	42
9	21	12	12	42

4.3.2. Результати чисельного моделювання ТА з прямолінійними пучками труб

Результати обчислень представлені для однієї із досліджуваних геометрій ($d = 8\text{ мм}$, $S_1 = 13\text{ мм}$) на рис. 4.18-4.21. Розподіл поля швидкостей у каналах трубного пучка показано на

рис. 4.18, а на рис. 4.19 зображено розподіл векторів швидкості на невеликій ділянці каналу. І з рис. 3.7 видно, що у верхній точці труби виникає відрив граничного шару, а в ділянках стику трубок появляються застійні зони. Величина середньої швидкості ВГ у найвужчому поперечному перетині каналу рівна 86 ± 2 м/с (рис. 4.18). На рис. 4.20 зображено температурний розподіл у каналах, в яких температура ВГ на виході дорівнює 82 ± 3 °С. На рис. 4.21 представлено зміну тиску у потоці ВГ рухаються по каналах трубного пучка.

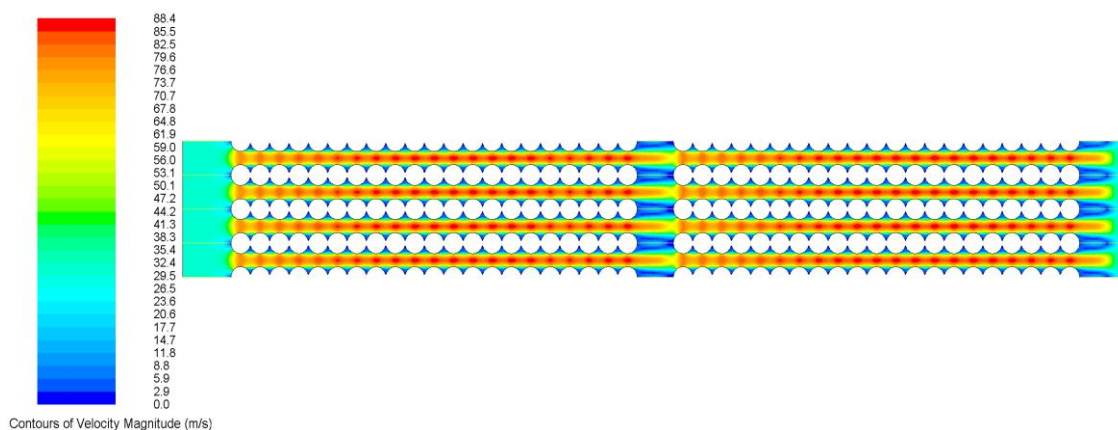


Рис. 4.18. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

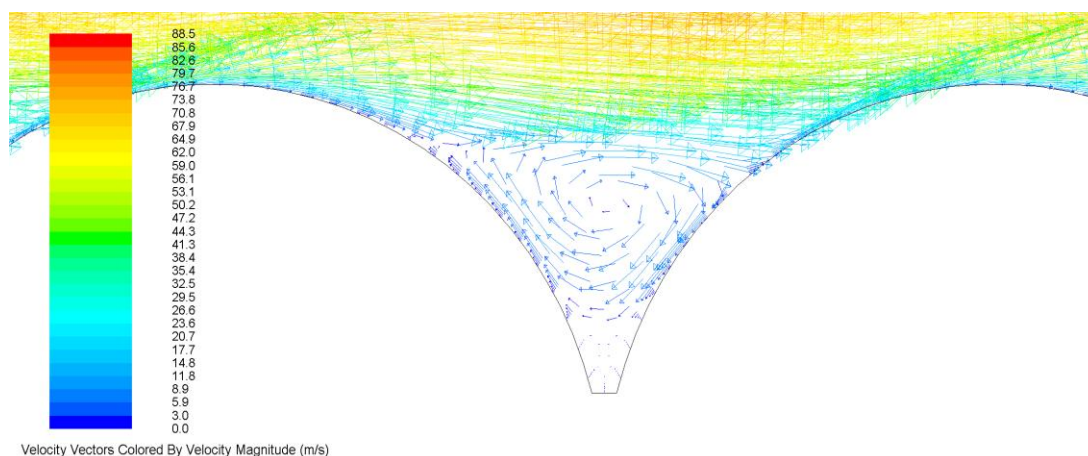


Рис. 4.19. Вектор швидкості в області зіткнення трубок, м/с

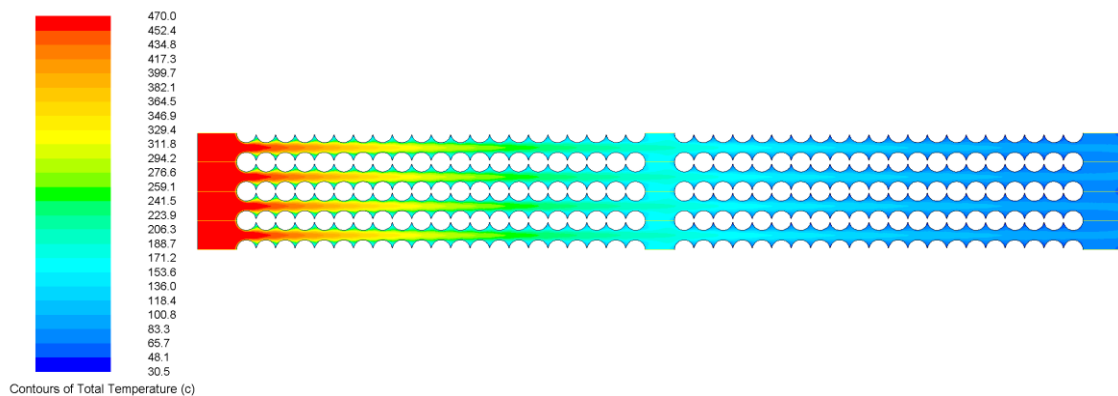


Рис. 4.20. Зміна температури в каналах пучків труб, °C

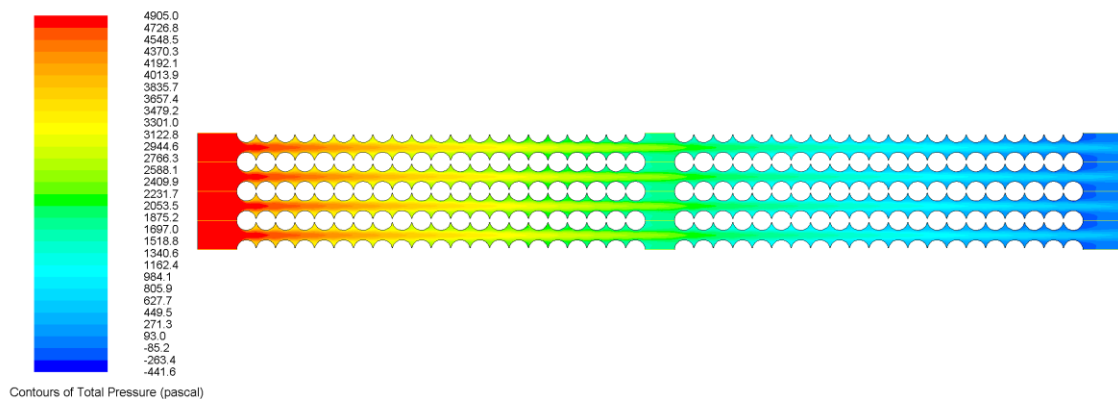


Рис. 4.21. Перепад тиску в каналах пучків труб, Па

На основі експериментальної когенераційної установки та двигуна внутрішнього згоряння із утилізатором теплоти - теплообмінника нової конструкції здійснено комп'ютерне моделювання процесів гідродинаміки та теплообміну, які утворюються у каналах даних пучків труб для їх візуалізації, виведення залежностей теплообмінних характеристик від динамічних й теплофізичних параметрів теплоносія, а також локальних коефіцієнтів тепловіддачі по колу трубки 1-4-го рядів першого пучка. Конструктивна схема досліджуваного каналу

пучків труб зображена на рис. 4.17, також її геометричні характеристики представлені у таблиці 4.6 (порядковий номер №4), кількість труб у пучках дорівнює 378 штук (висотою $h = 1$ м), пучки розділені між собою технологічним зазором, так як зображено на рис. 4.17.

Обчислення у даних пучках труб виконані при п'яти режимах роботи двигуна для частоти обертання колінчастого вала: 600, 800, 1000, 1200 і 1500 об/хв. Результати проведених розрахунків при режимі роботи 1500 об/хв показані на рис. 4.22-4.26. Розподіл поля швидкостей у каналах трубних пучків зображено на рис. 4.24, а на рис. 4.22 і 4.23 представлено лінії току, які показують величину швидкостей ОГ у каналах й розподіл векторів швидкості на невеликій повторній ділянці каналу. Величина середньої швидкості ВГ у найвужчому поперечному перетині каналу рівна 37 ± 2 м / с (рис. 4.23). На рис. 4.25 і 4.26 представлено температурний розподіл та зміна тиску у потоці ОГ, які рухаються по каналах трубних пучків.

Із рис. 4.25 встановлено, що гази виходять із бічних каналів між корпусом та пучками, вони мають більш вищі температури порівняно із газами, які виходять із каналів пучка. Це означає, що виникає байпасне протікання газів між трубним пучком та корпусом теплообмінного апарату.

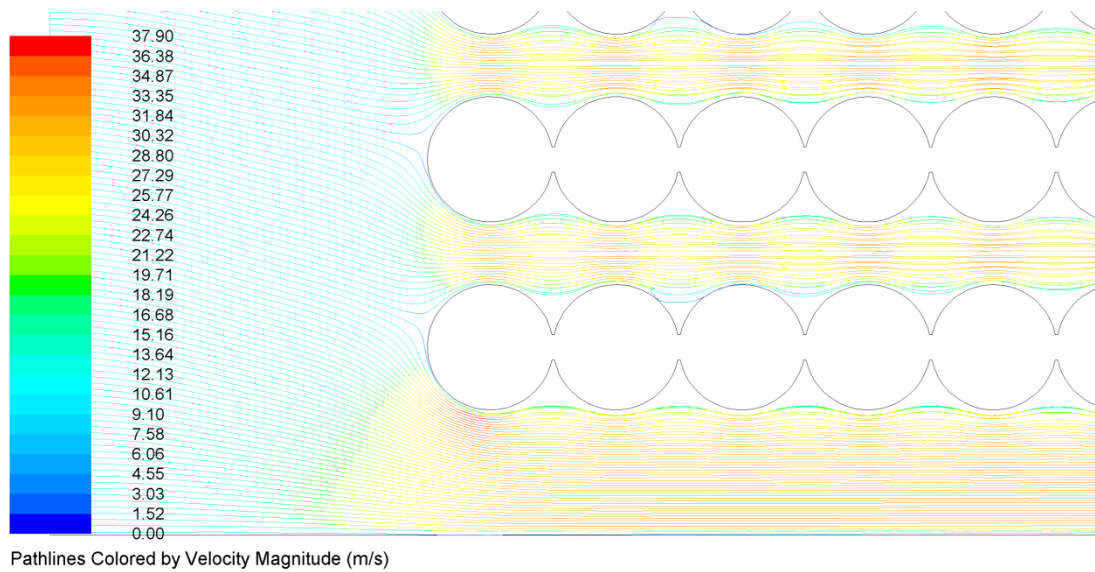


Рис. 4.22. Лінії току, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

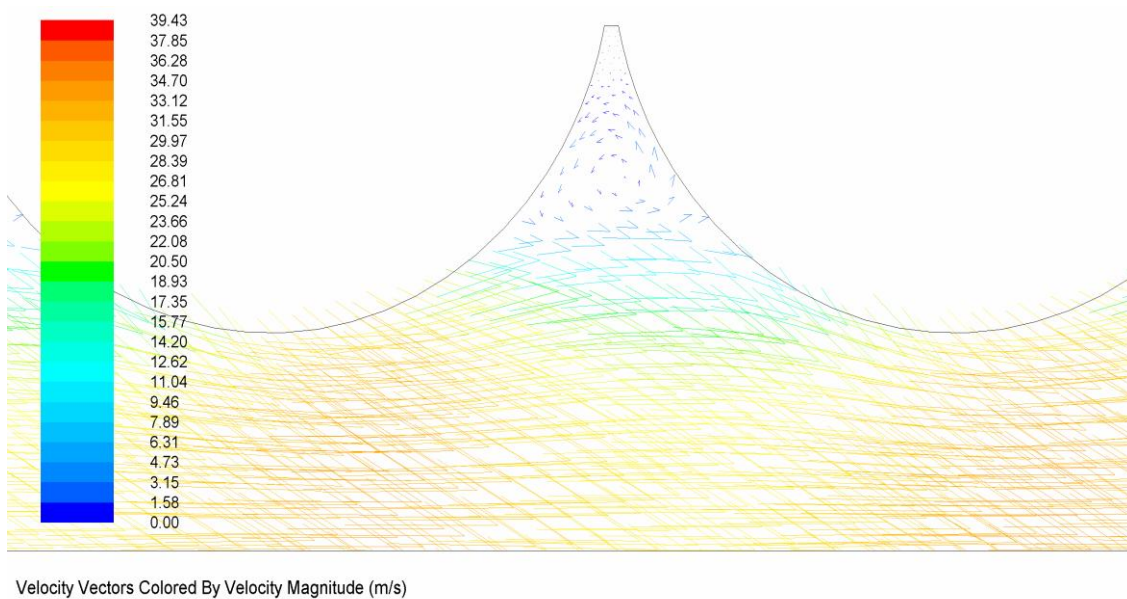


Рис. 4.23. Вектор швидкості в області зіткнення трубок, м/с

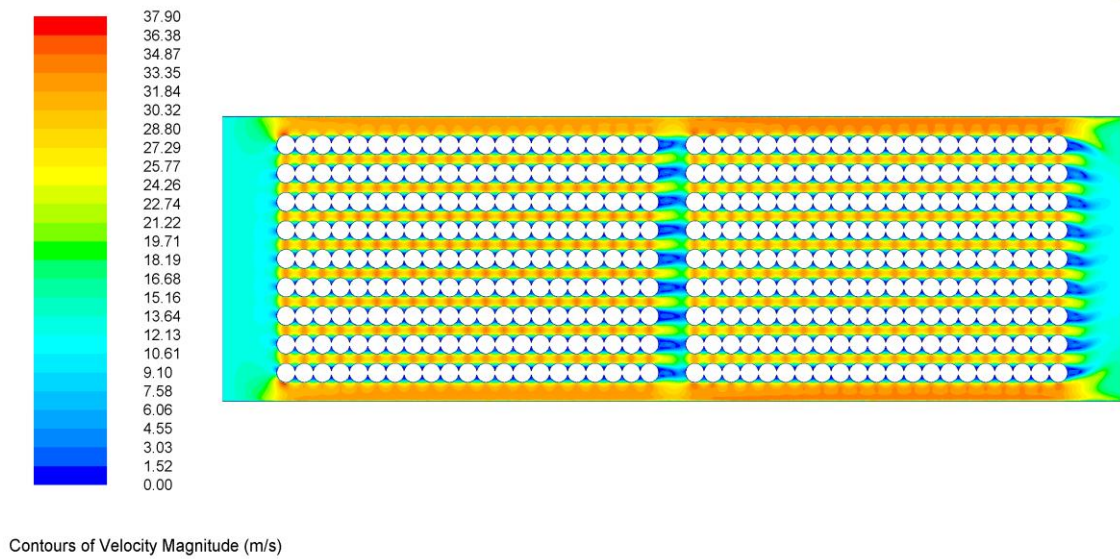


Рис. 4.24. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

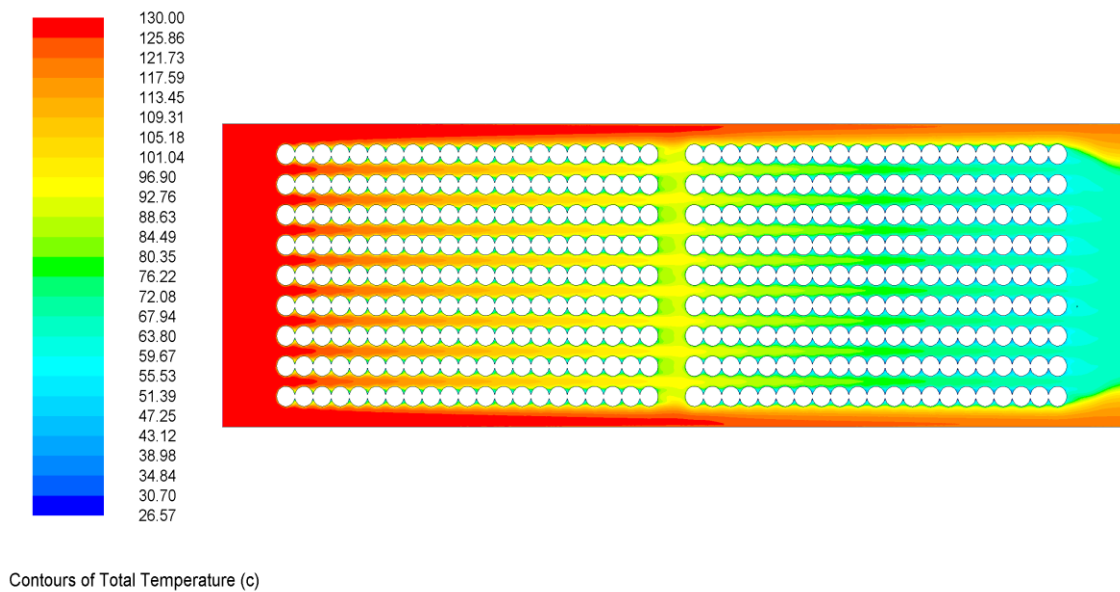
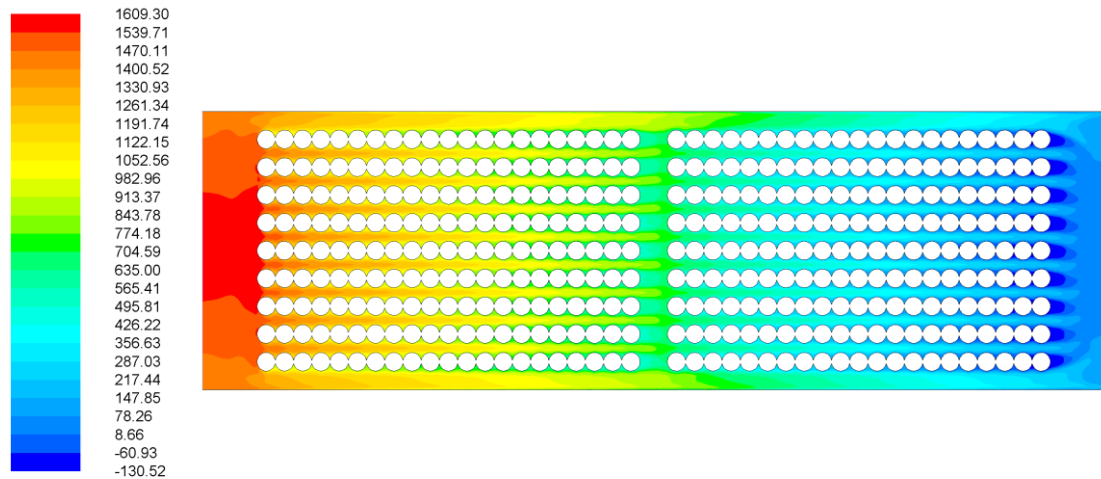


Рис. 4.25. Зміна температури в каналах пучків труб, °C



Contours of Total Pressure (pascal)

Рис. 4.26. Перепад тиску в каналах пучків труб, Па

Також за допомогою чисельного моделювання отримані локальні розподіли коефіцієнта тепловіддачі по колу трубки 1-4-го поперечних рядів першого пучка для кожного із п'яти режимів роботи двигуна (рис. 4.35-4.39).

4.3.3. Тепло гідравлічна ефективність ТА з прямолінійними пучками труб

З метою проведення оцінювання теплообмінної поверхні із енергетичної точки зору застосовується коефіцієнт Теплогідравлічного ефективности (критерій М.В. Кирпичева), що є рівним відношенню переданої кількості теплоти Q через поверхню теплообміну до значення сумарної потужності N , яка необхідна для прокачування теплоносіїв через поверхню теплообміну із обох сторін, Вт (без врахування ККД нагнітачів та приводів) [81]:

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (4.1)$$

Кількість теплоти, що забирається від гарячого чи передається холодному теплоносію, виражається за виразом:

$$Q = c_p G \Delta T, \quad (4.2)$$

де ΔT – перепад температур теплоносія у тракці теплообмінного апарату; T', T'' – відповідно температури теплоносія на вході й виході із каналу, °С; G – масова витрата теплоносія, кг/сек; c_p – питома теплоємність теплоносія, кДж/(кг • град).

Потужність, яка потрібна при прокачуванні теплоносія:

$$N_n = \frac{\Delta p G}{\rho}, \quad (4.3)$$

де Δp – перепад тиску на вході й виході із каналу, кПа; ρ – щільність теплоносія, кг/м³.

З метою порівняння величин енергетичної ефективності різних за геометрією поверхонь теплообміну, окрім Теплогідравлічної ефективності, застосовується фактор аналогії Рейнольдса (ФАР) за допомогою співвідношення [162, 161, 39]

$$\Phi_{AP} = \frac{\overline{Nu} / \overline{Nu}_0}{\overline{f} / \overline{f}_0}. \quad (4.4)$$

Вказаний параметр дає характеристику співвідношенню інтенсифікації теплообміну до зкння втрат тиску. В якості еталонні (позначені індексом «0») у співвідношенні (4.44) застосовуються значення числа Нуссельта Nu_0 та коефіцієнта гідравлічного опору f_0 у плоскому каналі із гладкими стінками при однакових числах.

На рис. 4.27 і 4.28 представлено залежність середнього значення коефіцієнта тепловіддачі по газовій стороні й числа Нуссельта $Nu = \bar{\alpha}d / \lambda$ (по поверхні пучка труб) в залежності від геометрії пучка відповідно.

З аналізу даних залежностей встановлено, що найбільш ефективною конструкцією за інтенсивністю теплообміну є пучок труб із поперечним кроком 5 мм й діаметром 8 мм.

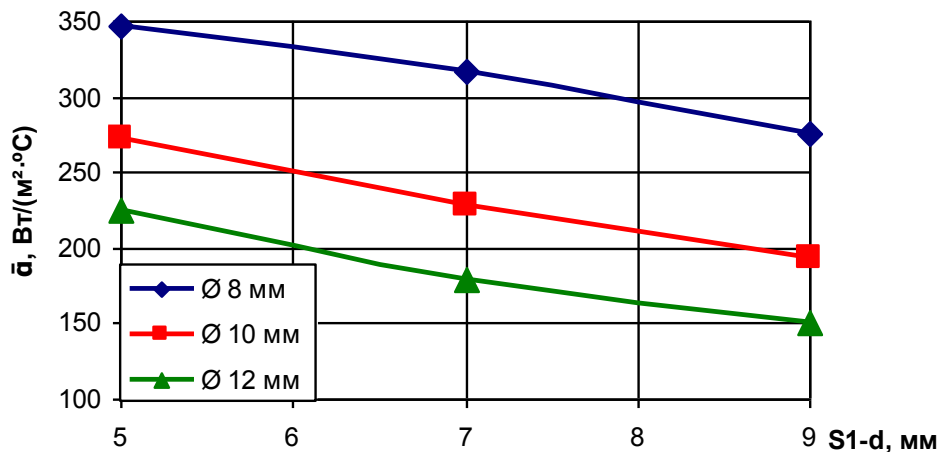


Рис. 4.27. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від геометрії пучка

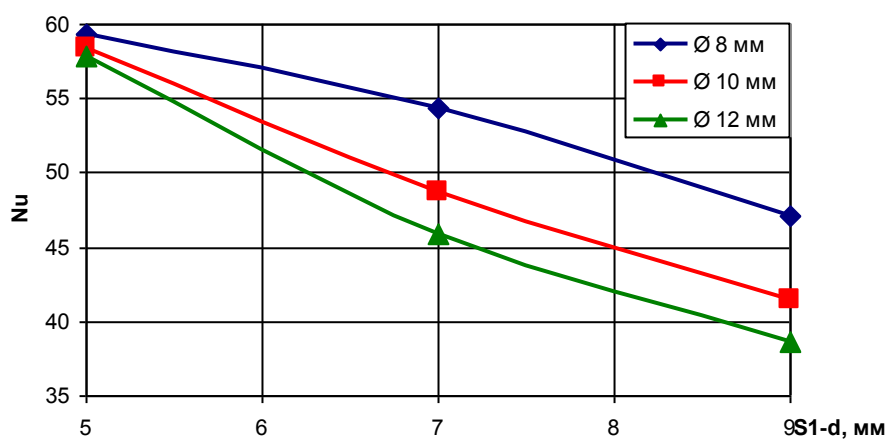


Рис. 4.28. Залежність числа Нуссельта від геометрії пучка

На рис. 4.29 і 4.30 показані графічні залежності числа Нуссельта Nu / Nu_0 , коефіцієнта гідравлічного опору у міжтрубному каналі f / f_0 , поділених на відповідні значення вказаних величин у гладкому каналі (позначених індексом «0»), ФАР і Теплогідравлічного ефективності E в залежності від геометрії пучка труб.

І з рис. 4.29 встановлено, що значення відношень чисел Нуссельта збільшуються від зменшення кроку та зменшення діаметра трубок, а значення коефіцієнтів тертя на поверхні стінки трубок й ФАР зменшуються при збільшенні кроку й діаметра трубок. В цих каналах виникає зростання коефіцієнта теплообміну на поверхні трубного пучка порівняно із гладким каналом до двох разів. Також, як видно із рис. 4.30 Теплогідравлічного ефективність при падінні кроку й діаметра трубок внаслідок збільшення гідравлічних опорів зменшується.

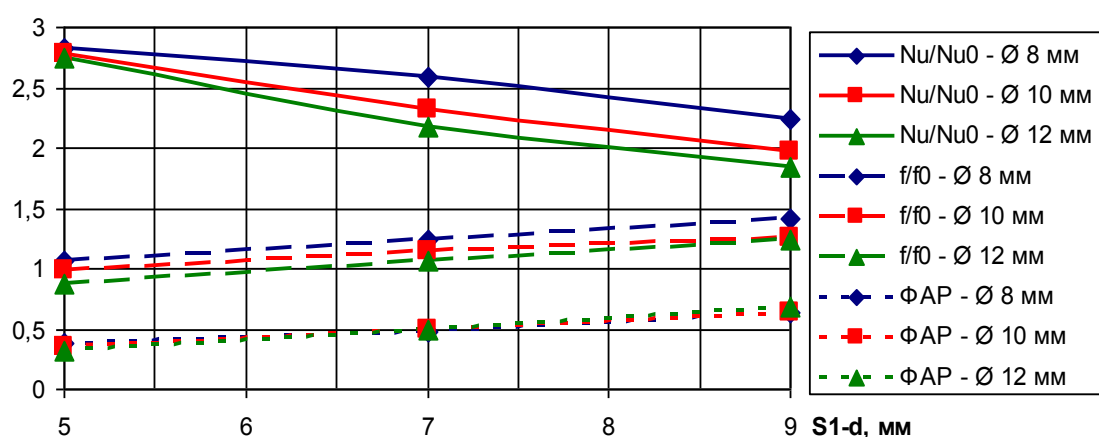


Рис. 4.29. Відносні величини чисел Нуссельта, коефіцієнтів тертя і фактора аналогії Рейнольдса для різної геометрії трубних пучків

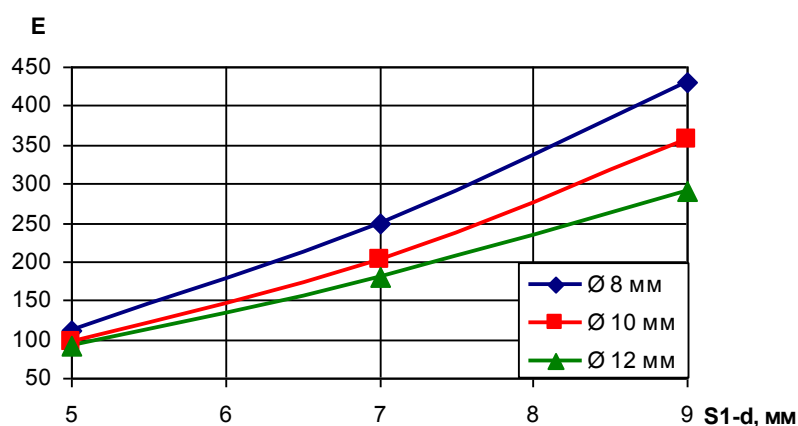


Рис. 4.30. Залежність Теплогидравлічного ефективності від геометрії пучка труб

На рис. 4.31-4.33 показані графіки, що відображають втрати тиску, зміну температури гарячого (охолоджуваного) теплоносія на виході із каналу та значення сумарної кількості теплоти, яка передається через теплообмінну поверхню пучків труб різної геометрії. Із даних залежностей встановлено, що температура ОГ на виході із пучка при поперечному кроці 13 мм значно падає,

загальна кількість теплоти, яка віддається від гарячого теплоносія до холодного, зростає, і перепад тиску збільшується до 5 разів. При чому тиск збільшується і рівний 3,5 - 5 кПа.

Із аналізу отриманих результатів можна зробити висновок проте, що із зміною поперечного кроку, температура ОГ на виході із каналів зростає, а значення швидкості та перепаду тиску спадають.

Безрозмірні співвідношення температур, втрат тиску й коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні для даних каналів різної геометрії зображені на рис. 4.33.

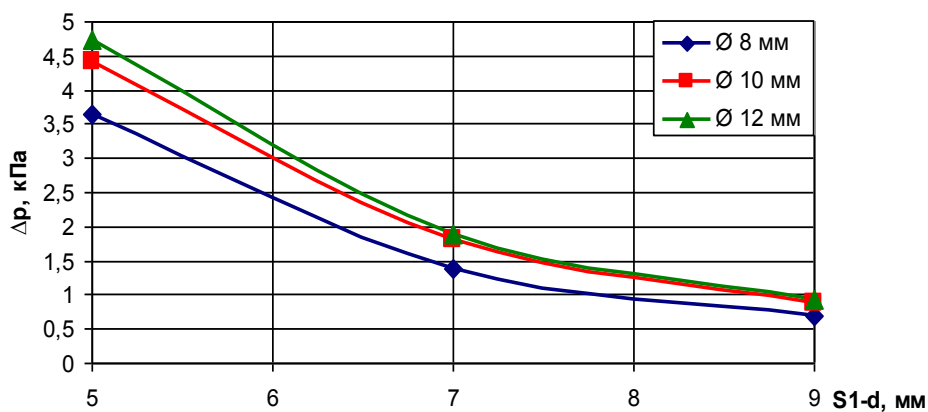


Рис. 4.31. Залежність перепаду тиску від геометрії пучка труб

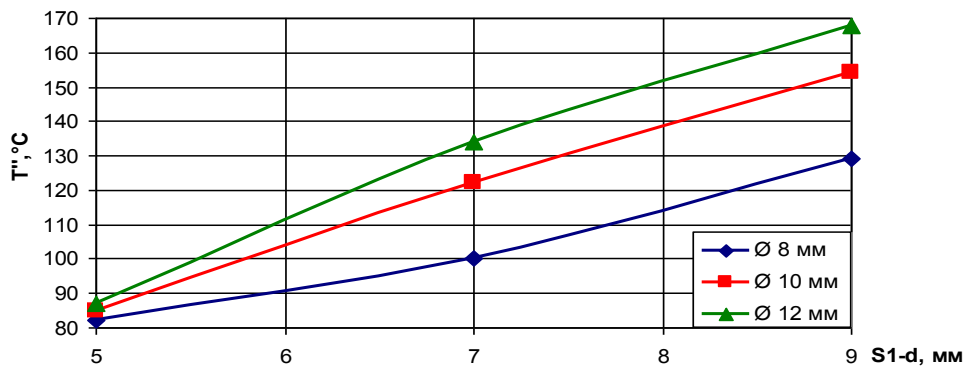


Рис. 4.32. Залежність зміни температури теплоносія на виході з каналу від геометрії пучка труб

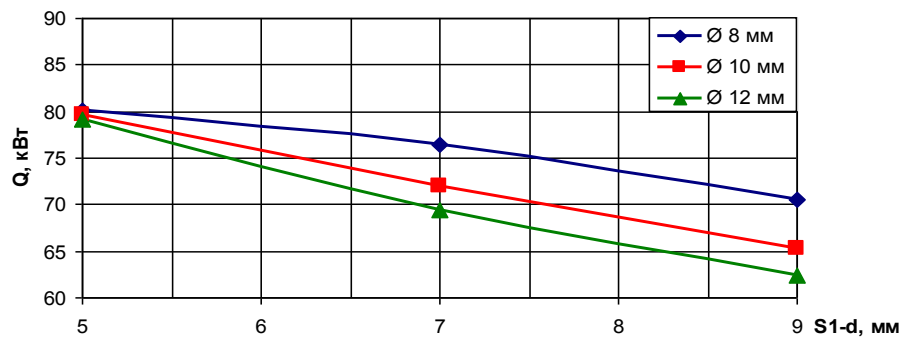


Рис. 4.33. Залежність величини сумарного відведеного кількості теплоти від геометрії пучка труб

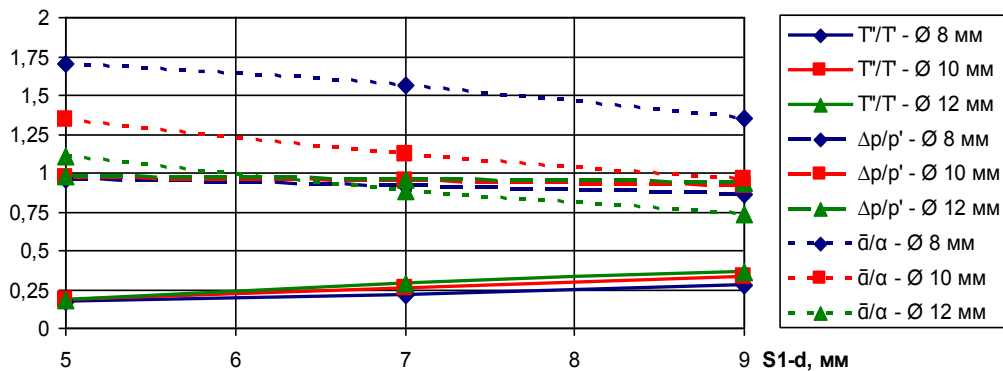


Рис. 4.34. Безрозмірні співвідношення температур, втрати тиску і коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні каналів різної геометрії з компактним розміщенням труб

4.3.4. Аналіз результатів чисельного моделювання

Із аналізу отриманих залежностей із точки зору впливу геометрії на тепло- й гідродинамічні характеристики компактного поперечно обтічного пучка труб, встановлено, що найкращі характеристики є у пучка труб із поперечним кроком 13 мм та діаметром труб 8 мм. Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі α для цієї поверхні у 1,5 рази більші ніж відповідні значення α для пучка труб із діаметром 12 мм та поперечним кроком 17 мм й до 2,5 разів більші за відповідні значення α для пучка труб із

діаметром 12 мм та поперечним кроком 21 мм. Також виникає значне зниження температури охолоджуваного теплоносія на виході із каналу. Аеродинамічний опір із зпаданням поперечного кроку розміщення трубок у пучку збільшується, проте в абсолютному значенні зменшення тиску не виникає і тому це не визиває значного збільшення протитиску на вихлопі двигуна, що є важливим під час проектування теплообмінника для когенераційних апаратів. Також слід відмітити, що конструкція гранично стислих пучків труб за відсутності зазору між сусідніми трубами поперечно обтічного гладкотрубного пучка із коридорним компонуванням у 1,5...2 рази є меншим за габаритними показниками конструкції від традиційних пучків труб із коридорним компонуванням. Новий компактний пучок труб є легко доступним та простим у експлуатації, що є дуже важливим при роботі із забрудненим теплоносієм, наприклад, ОГ двигуна внутрішнього згоряння.

На основі даних про локальні коефіцієнти тепловіддачі на поверхні теплообміну виконували порівняння інтенсивності тепловіддачі 1-4-го поперечних рядів першого пучка при конвективному теплообміні для п'яти встановлених режимів роботи двигуна.

Апроксимовані залежності локального розподілу коефіцієнта тепловіддачі по колу труби 1-4-го поперечних рядів першого пучка для кожного із п'яти встановлених режимів роботи двигуна показані на рис. 4.35-4.39.

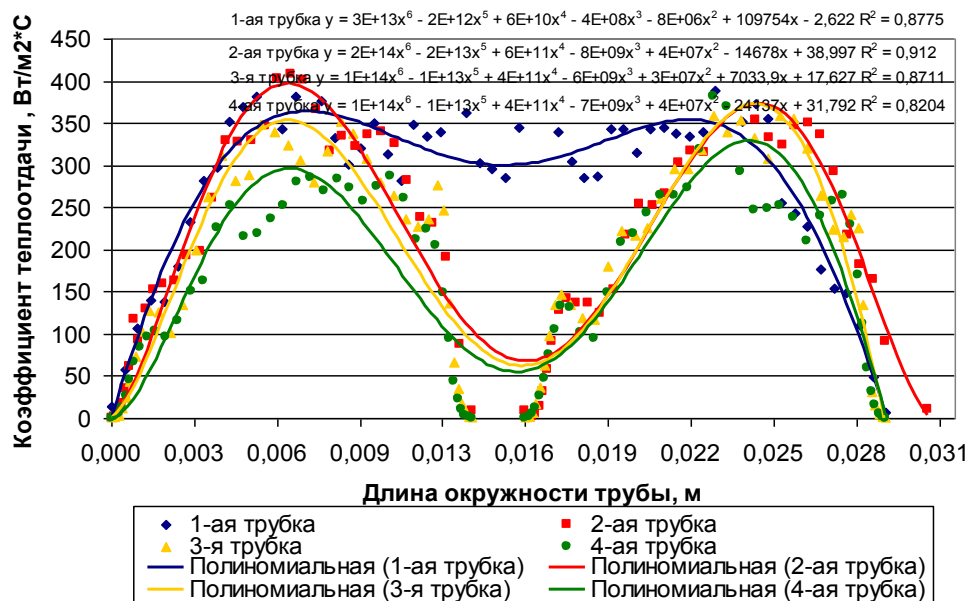


Рис. 4.35. Аппроксимирующие полиномиальные функции распределения локального коэффициента тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 3128$; $Pr = 0,704$ ($n = 600$ об/хв)

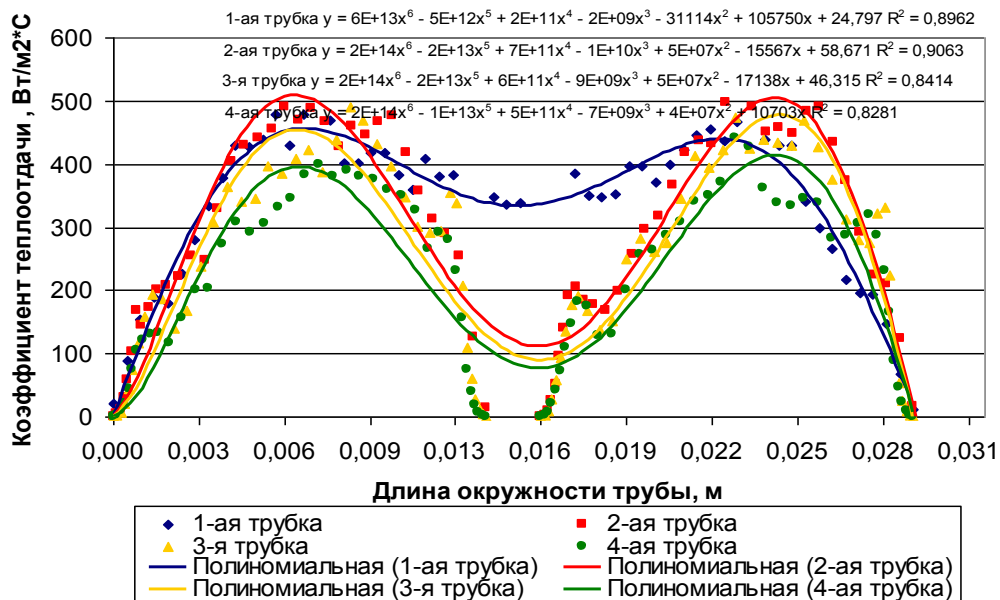


Рис. 4.36. Аппроксимирующие полиномиальные функции распределения локального коэффициента тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 4061$; $Pr = 0,702$ ($n = 800$ об/хв)

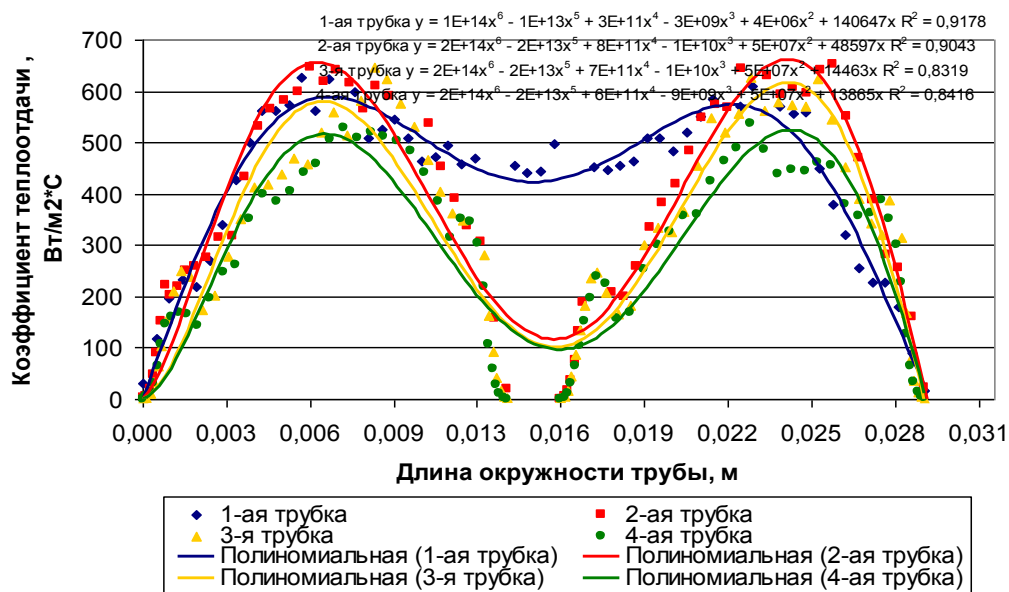


Рис. 4.37. Аппроксимуєчі поліноміальні функції розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 4809$; $Pr = 0,699$ ($n = 1000$ об/хв)

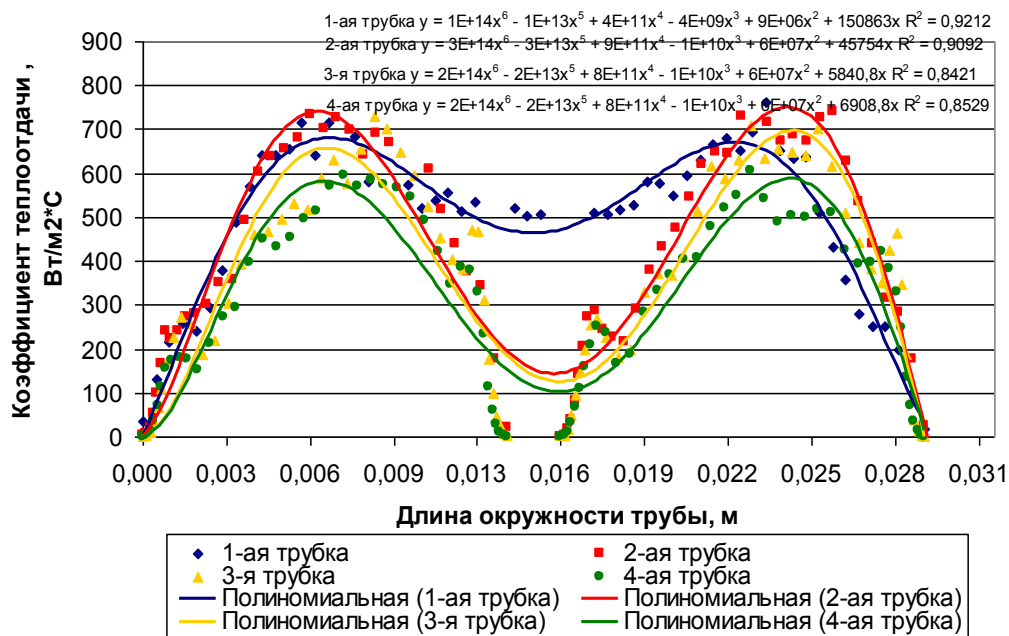


Рис. 4.38. Аппроксимуєчі поліноміальні функції розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 5213$ $Pr = 0,697$ ($n = 1200$ об/хв)

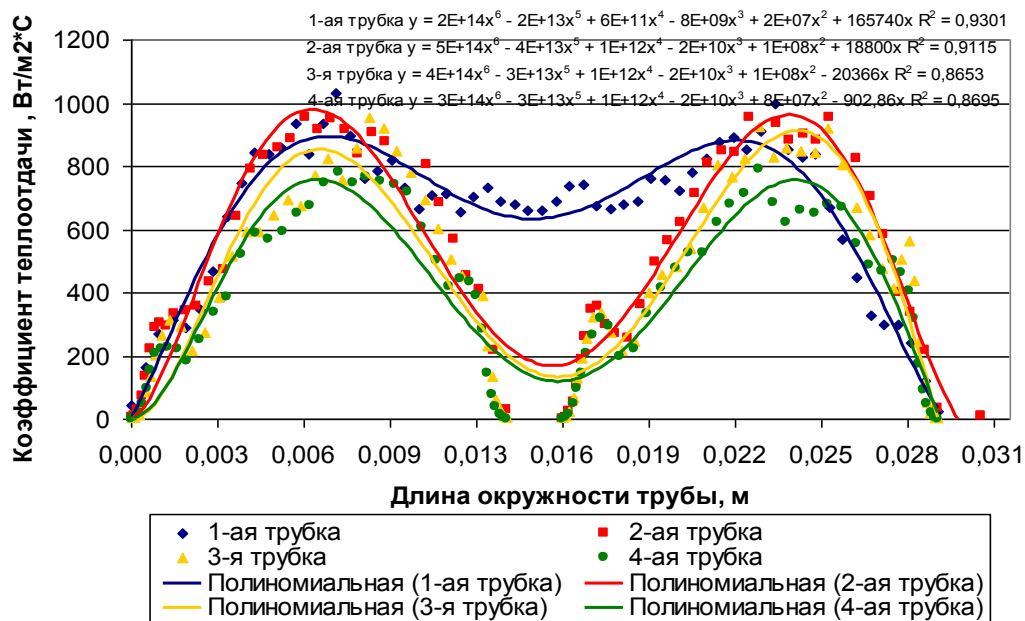


Рис. 4.39. Аппроксимуєчі поліноміальні функції розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ ($n = 1500$ об/хв)

Графіки для порівняння апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі α_m/α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду розглянутого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ для $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ ($n = 1500$ об/хв) із апроксимуючими поліноміальними функціями розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі α_m/α ізольованої трубки, трубками 3-7-го рядів для пучків коридорної та шахової компоновки для різних чисел Рейнольдса показані на рис. 4.40-4.43.

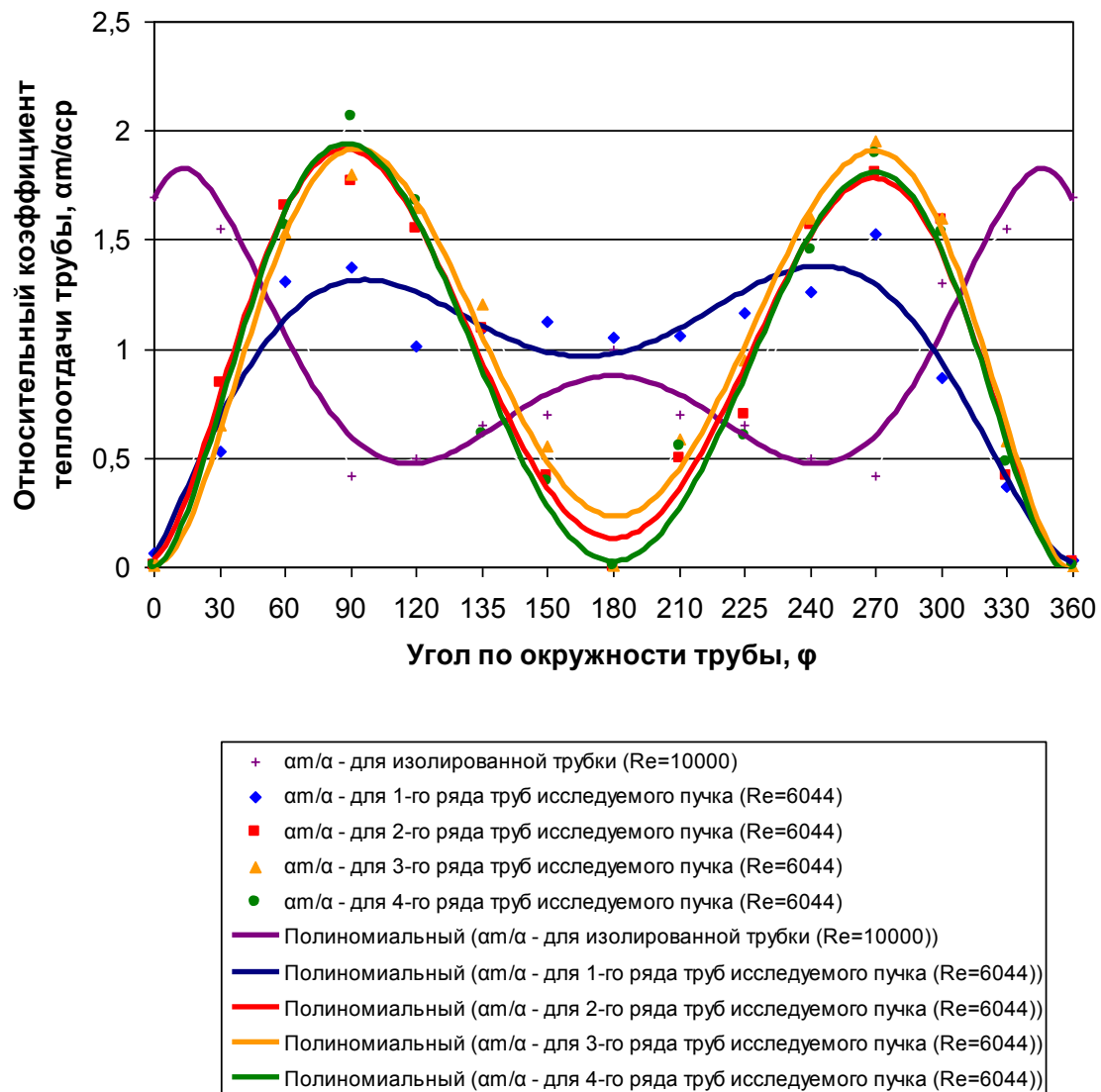


Рис. 4.40. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі am/α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ ($n = 1500$ об/хв) і апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі am/α на поверхні ізолюваної труби при $Re = 10000$ [93, 25]

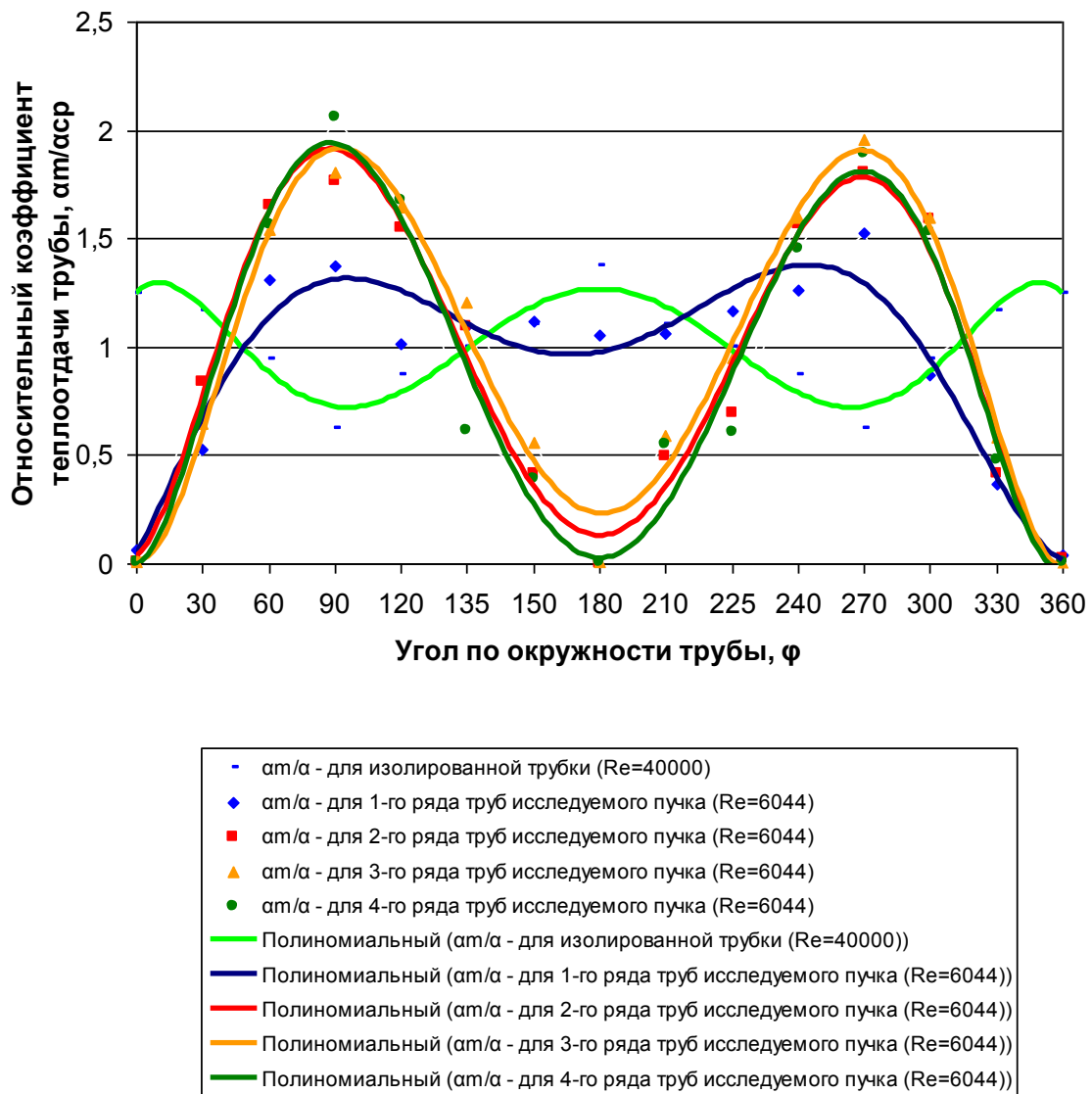


Рис. 4.41. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha m / \alpha$ на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ ($n = 1500$ об/хв) і апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha m / \alpha$ на поверхні ізольованої труби при $Re = 40000$ [93, 25]

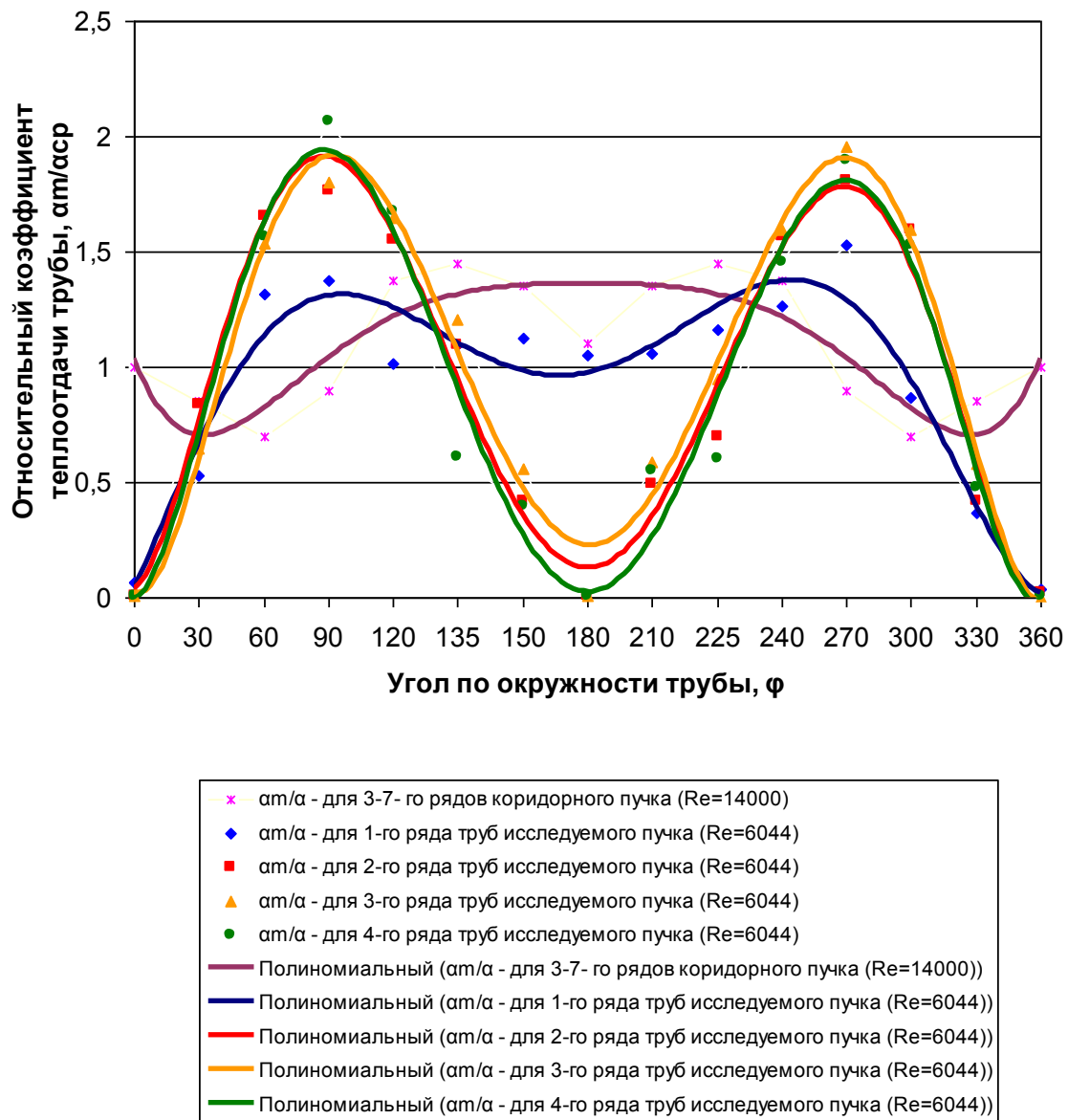


Рис. 4.42. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі am / α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ ($n = 1500$ об / хв) і апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі am / α на поверхні труб 3-7-го рядів коридорного пучка при $Re = 14000$ [93, 25]

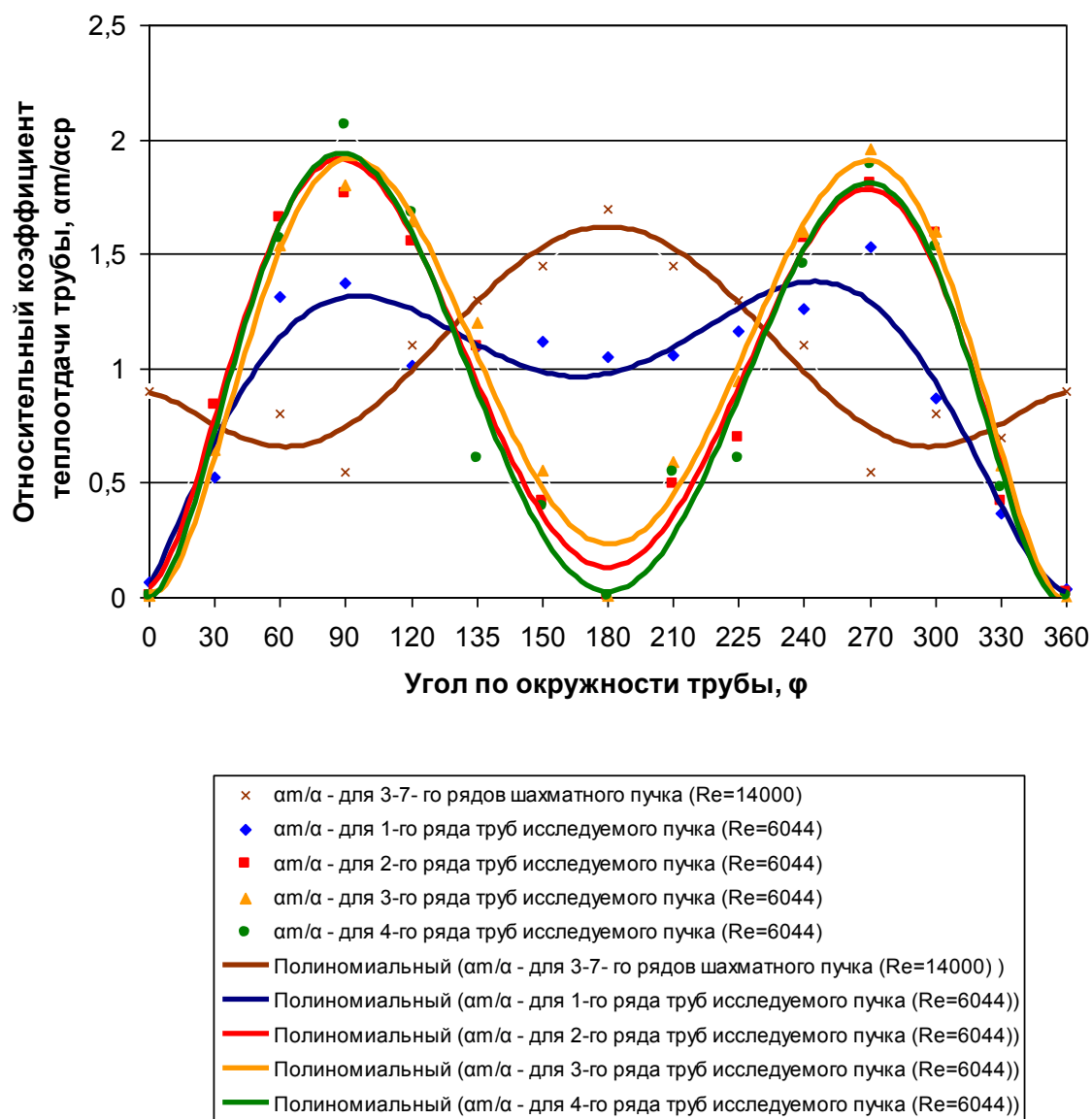


Рис. 4.43. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha m/\alpha$ на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ ($n = 1500$ об/хв) і апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha m/\alpha$ на поверхні труб 3-7-го рядів шахового пучка при $Re = 14000$ [93, 25]

Інтенсифікація теплообміну у досліджуваній конструкції пучка отримується за допомогою впливу на пограничний шар. При чому геометрія поверхні теплообміну викликає турбулізовану течію у каналах пучка, інтенсифікуючи теплообмін.

Збільшення інтенсивності теплообміну під час помірного зростання опору отримується для даного випадку за рахунок організації течії у поле поздовжніх знакозмінних градієнтів тиску та збільшенням коефіцієнта тепловіддачі α на ділянках приєднаного течії. Для досліджуваних пучків α на ділянках приєднаного течії істотно більше α на ділянках відривного плину. Причому найбільше значення відносного коефіцієнта тепловіддачі 2-4-го рядів труб $\alpha m/\alpha$ на ділянках приєднаного течії (при $Re = 6044$) більше на 0,46 (29%) від максимального значення $\alpha m/\alpha$ для 3-7-го рядів труб коридорного та на 0,30 (15%) для 3-7-го рядів труб шахового пучків (при $Re = 14000$). При цьому для досліджуваного пучка є максимумів $\alpha m/\alpha$ вдвічі більше, внаслідок чого підвищується інтенсивність процесу теплообміну. Це здійснюється за допомогою «гофрування» каналу, тобто послідовним чергуванням ділянок звуження й розширення по каналу. А відносний коефіцієнт тепловіддачі є вищим у ділянках звуження каналу, ніж у ділянках його розширення. В ділянках розширення каналу, тобто, у області дотику сусідніх трубок виникають застійні зони стоячих вихорів, що викликають зниження вихреутворень у зовнішньому плинні й, отже, дисипації енергії вниз по потоку.

Течії та теплообмін у досліджуваних пучках протікають наступним чином. Під час поперечного обтікання рядів труб утворюються відривні області у міжтрубному просторі. Відриваючись від поверхні циліндра, потік у точках при русі по колу труби $\varphi = 75^\circ$ й $\varphi = 290^\circ$ може приєднуватися до поверхні нижче розташованого циліндра у точках при русі по колу труби $\varphi = 110^\circ$ і $\varphi = 255^\circ$ див. рис. 4.22, 4.23. Застійна зона, яка виникає між трубами, зазнає періодичного впливу з боку поперечних пульсацій тиску. Із даної області періодично, із деякою частотою, рухається маса теплоносія, взаємодія якої із основним потоком викликає турбулізацію течії.

Зіткнення труб, що застосовується у компонованні пучка, як і у випадку двох дотичних труб (тандемі) [65, 14, 74] значно знижує аеродинамічний опір трубного пучка, оскільки розміщені один за другим циліндри мають обтікання повітрям без виникнення великомасштабних вихорів.

4.4. Висновки по розділу 4

1. Основою проекту є створення теплообмінника для двох систем вентиляції. Встановлено, що при тунельній системі перепад тиску рівний 991 Па, що є в 3,3 рази меншим ніж при боковій системі. Вихідна температура дорівнює до $+23^\circ\text{C}$. При тунельній системі вентиляції, для виготовлення теплообмінника слід використати 64872 м труби, а це є меншим в 1,92 рази ніж при боковій системі. Встановлено, що бокова та тунельна

системи вентиляції являються достатньо ефективними. З метою створення нормованого мікроклімату в пташнику, беручи до уваги всі особливості техніко-економічного аналізу, запропоновано використовувати теплообмінник для тунельної системи вентиляції.

2. Для даної тунельної системи вентиляції вдосконалено теплообмінне обладнання. Чисельне моделювання дозволяє здійснити аналіз умов гідродинамічної течії й теплопереносу у даних каналах. Врахувавши усі особливості техніко-економічного аналізу, запропоновано використовувати теплообмінник із зміщенням трубок на 12 мм. Перепад тиску у такому теплообмінному апараті дорівнює до 700 Па, вихідна температура - до +24 °С. Щоб виготовити такий теплообмінник потрібно використати 6120 м труби.

3. Чисельне моделювання удосконаленого теплообмінника із прямолінійними пучками труб дозволяє зробити наступні висновки:

► Виконано комп'ютерне моделювання процесів тепло- й масопереносу у каналах гранично стислих поперечно обтічних гладкотрубний пучків коридорного компонування різної геометрії при відсутності зазору між сусідніми трубами у напрямку руху теплоносія за допомогою програмного комплексу ANSYS Fluent. Представлено поля швидкостей, температур й тисків у досліджуваних каналах, проведено аналіз умов гідродинамічного течії у них й оцінено інтенсивність теплопереносу між теплоносіями через стінку, що їх розділяє.

► Виконано порівняння Теплогідравлічної ефективності для каналів із різним поперечним кроком розміщення трубок й встановлено те, що розроблені конструкції являються достатньо ефективними під час значного зниження масових і габаритних показників теплообмінної поверхні.

► Встановлено, що найбільше значення відносного коефіцієнта тепловіддачі 2-4-го рядів труб $\alpha m/\alpha$ на ділянках приєднаної течії (при $Re = 6044$) більша на 0,46 (29%) від максимального значення $\alpha m/\alpha$ для 3-7-го рядів труб коридорного й на 0,30 (15%) для 3-7-го рядів труб шахового пучків (при $Re = 14000$). При цьому в досліджуваного пучка максимумів $\alpha m/\alpha$ більше йдвічі, що інтенсифікує процес теплообміну.

РОЗДІЛ 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ ПІДТРИМАННЯ МІКРОКЛІМАТУ В ПТАШНИКАХ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ

В Україні та за кордоном набули актуальності розробка нових вдосконалених систем енергозбереження та створення оптимального мікроклімату у фермерських приміщеннях і, зокрема, з використання різних носіїв теплової енергії, але як спосіб охолодження припливного повітря із застосуванням води підземних свердловин та теплообмінних апаратів для охолодження повітря не було запропоновано. Цей напрямок є перспективним в галузі агропромислового комплексу, який дає можливість охолоджувати повітря в літній період року та підтримувати необхідні параметри оптимального мікроклімату птахівничого приміщення. В даному розділі проведене експериментальне дослідження процесів охолодження повітря водою підземних свердловин.

5.1. Експериментальна установка для охолодження припливного повітря пташника

Загальний вигляд експериментальної установки та її схема представлені на рис. 5.1 і 5.2. В якості робочого середовища використовувалось нагріте повітря, яке охолоджувалось водою. Експериментальна установка працює наступним чином. Повітря,

яке знаходиться в лабораторії, надходить в установку за допомогою відцентрового вентилятора 1 В006-300№3,15. Кількість обертів електродвигуна АИР63А2У2 вентилятора регулювалось за допомогою частотного перетворювача 11 типу 3GJX-A4075-TF. В теплообмінний апарат 3, перед яким встановлено ТЕНи 2, що нагрівають повітря до зазначеної температури. Потужність ТЕНів становить 9 кВт. Повітря надходить в міжтрубний простір пучка, де відбувається теплообмін з водою, яка є охолоджувачем. На вході та виході з теплообмінного апарату встановлені трубки Піто-Прандтля 8 з мікроманометрами ММН-2400(5)-(1) для визначення статичного та динамічного тисків, а також анемометр 13 типу JT-816 для визначення швидкості потоку повітря. В свою чергу, в теплообмінний апарат поступає холодна вода із системи, на вході та на виході якої стоять вентиля 4 та манометри 7. Збільшення масової кількості води забезпечувалось циркуляційним насосом 5 марки SPRUT 25-8S. Проходячи через колектори та секції трубного пучка вода поступово нагрівається і поступає у витратомір 9 та подається назад у систему. Датчики температури 6 марки DS18B20 установлені так як показано на рис. 5.3 та рис. 5.4. Показники температур з датчиків знімалось за допомогою 14 цифрового USB термометра MP707. Регулювання нагріву ТЕНів відбувалось за допомогою додаткового 2-х каналного виконавчого пристрою 12 (термостата) MP2211.

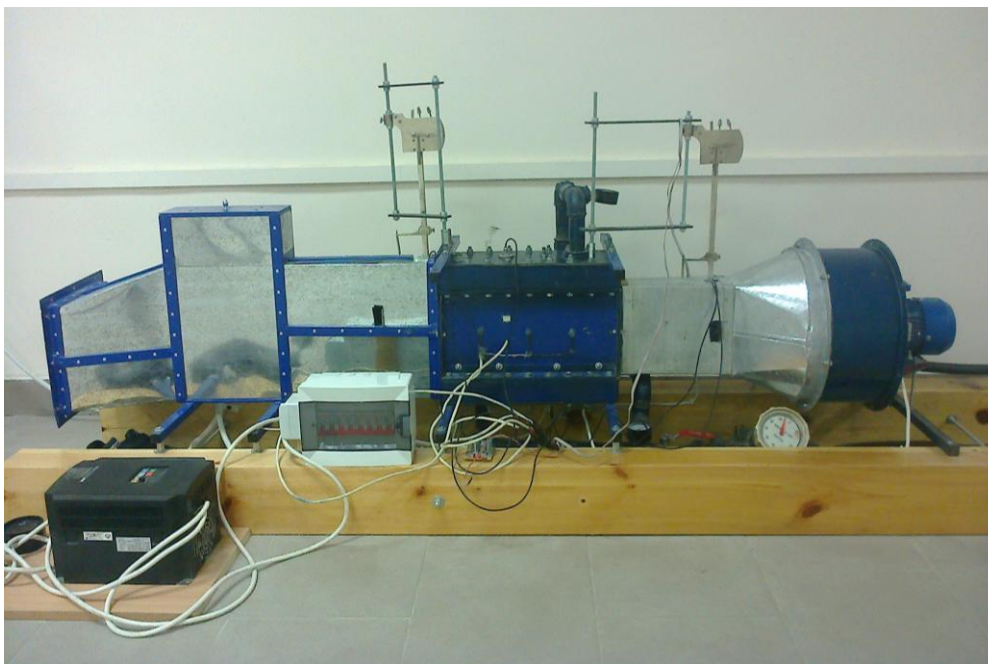


Рис. 5.1. Загальний вигляд модернізованого електротехнічного комплексу для підтримання нормованого мікроклімату пташника

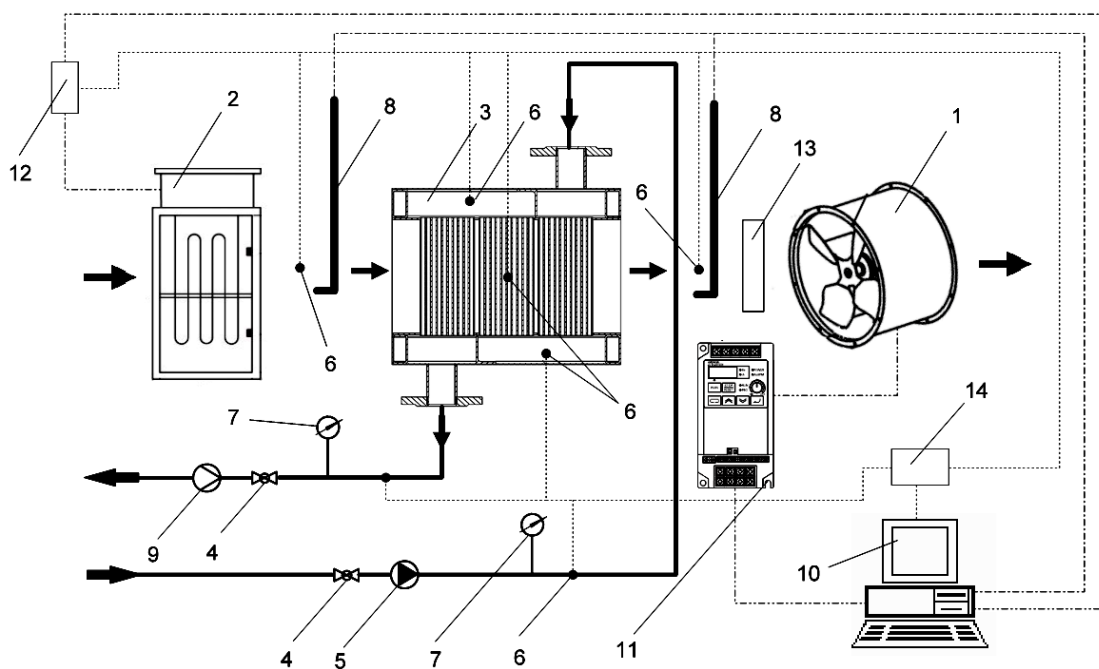


Рис. 5.2. Тепло-гідравлічна схема експериментальної установки модернізованого електротехнічного комплексу:

1 – вентилятор, 2 – ТЕНи, 3 – теплообмінник-рекуператор, 4 – вентиль, 5 – циркуляційний насос, 6 – накладні датчики температури, 7 – манометр, 8 – трубка Піто-Прандтля, 9 – витратомір, 10 – персональний комп'ютер, 11 – частотний перетворювач, 12 – виконавчий механізм, 13 – анемометр, 14 – цифровий термометр.

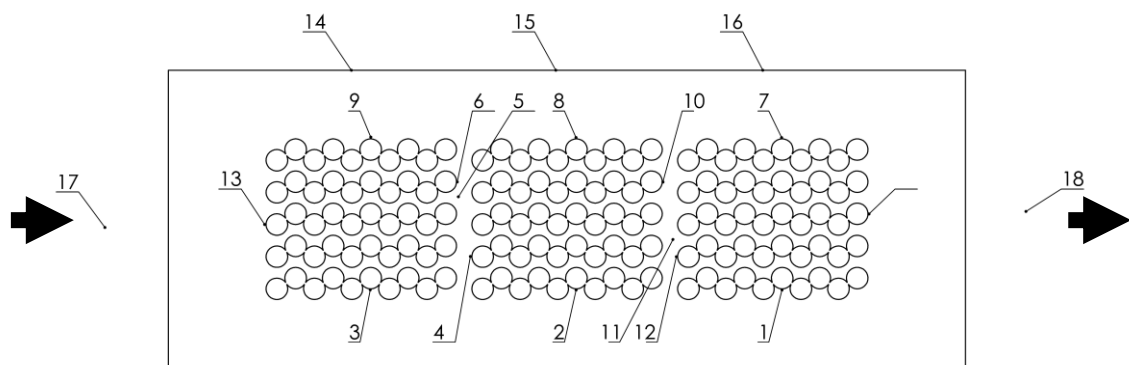


Рис. 5.3. Схематичне розташування датчиків температури в трубному пучку та на зовнішній стінці теплообмінного апарата

Датчики температури з нумерацією від 1 до 13 знаходяться всередині теплообмінного апарата і розташовані на висоті 100 мм. Датчики 14-16 розташовані на зовнішній стороні стінки теплообмінника для визначення втрати теплоти. Датчики 17 та 18 розташовані на вході та виході теплообмінного апарата відповідно. Датчики 19 і 22 показують температуру води на вході та виході з ТА. Датчики температури 20 і 21 розташовані всередині ТА, де відбувається змішування води, що надходить з секцій трубного пучка, між першим та другим, а також другим і третім колектором.

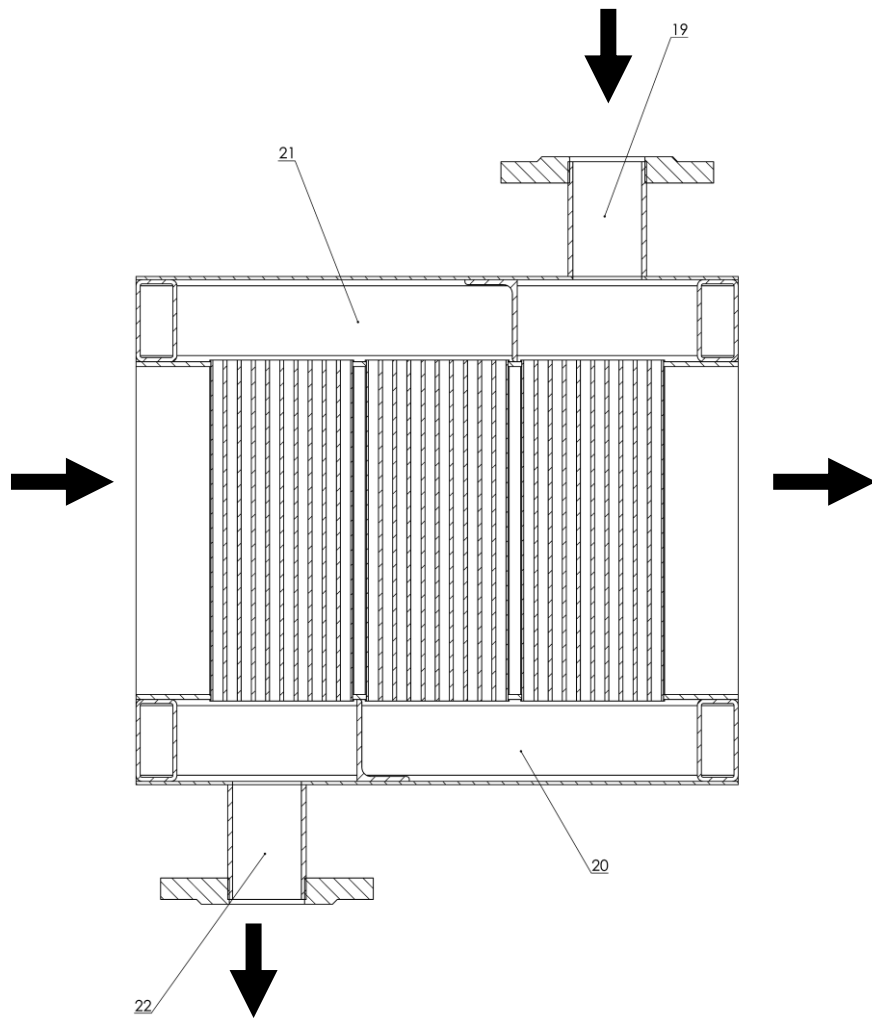


Рис. 5.4. Схематичне розташування датчиків температури в поперечному розрізі теплообмінного апарату

Принципова електрична схема експериментальної установки представлена на рис. 5.5.

Живлення для електродвигуна вентилятора М2 надходить із мережі 380 В через автоматичний вимикач QF1 та частотний перетворювач (ЧП) який призначений для регулювання частоти обертів вала електродвигуна. Циркуляційний насос М1 живиться із мережі 220 В, який включається автоматичним вимикачем QF2. ТЕНи Rтен підключаються через QF3-5 та катушки реле Rel1-3,

які в свою чергу включаються за допомогою виконавчого пристрою (термостата) MP2211 відносно показів датчика температури DS1 який знаходиться на вході, по потоку, в установку. Покази температури з датчиків DS1-22 знімаються за допомогою цифрового USB термометра MP707. Всі результати вимірів виводяться на монітор персонального комп'ютера ПК в графічному і табличному вигляді. Живлення надходить з мережі 220 В через QF6, понижуючий трансформатор Tr1 та випрямляч UZ.

На рис. 5.5 схематично зображений загальний вигляд, а на рис. 5.6 поперечний розріз запропонованого теплообмінного апарату, який використано в експериментальній установці.

На рис. 5.6 представлена одна із можливих конфігурацій трубного пучка, у якого трубки в пучку 1 дотикаються між собою та зміщені по осі ординат на відстань половину діаметра, утворюють криволінійний канал. Теплообмінний апарат складається з бокових 5 та верхніх стінок 4 із закріпленими в ньому трубними дошками 2 (рис. 5.6), є трубки із зовнішнім діаметром 10 мм, товщина стінок 1 мм, в кількості 150 шт, що складають три трубних пучки 1 (див. рис. 5.6). Висота трубок 200 мм. Кожен ряд трубок в пучку 1 має технологічний зазор (рис. 5.6, рис. 5.4), що ділить ряд на три частини, так як теплообмінний апарат трьохконтурний по охолоджувальній рідині й має перегородку 3 у верхньому та нижньому колекторі (рис. 5.6), висота якої 50 мм. Підведення та відведення охолоджуючої рідини здійснюється через фланець 7 та трубку 6 (рис. 5.6).

Корпус являє собою суцільну жорстку конструкцію та з торців закритий кутниками 8 та 9.

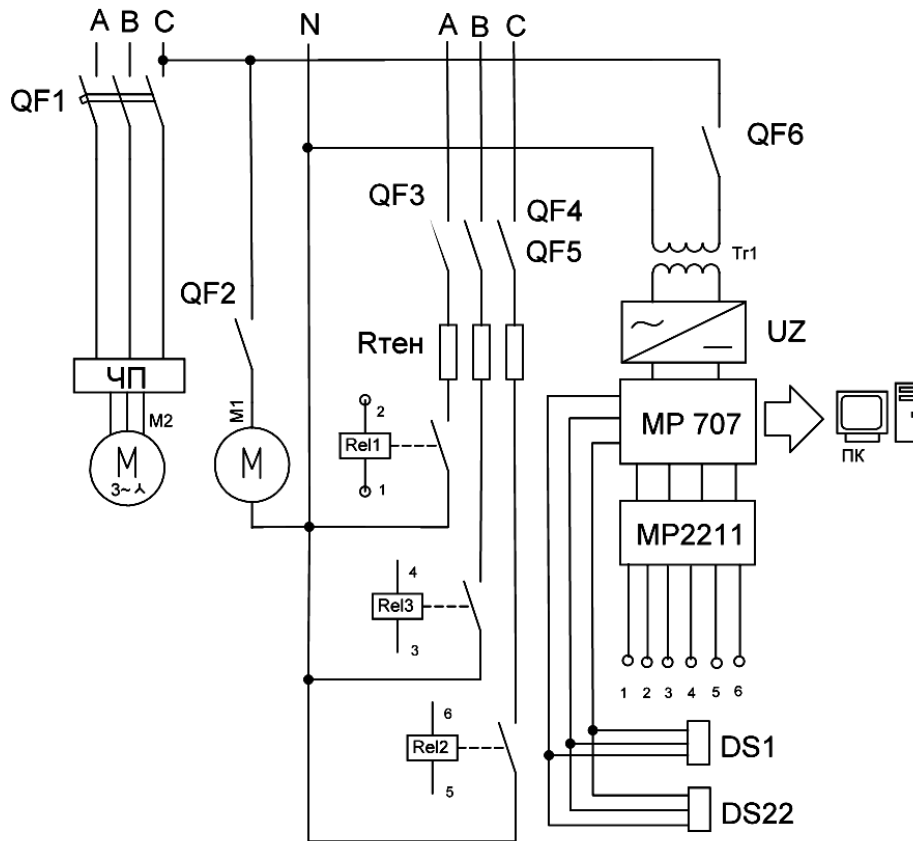


Рис 5.5. Принципова електрична схема експериментальної установки

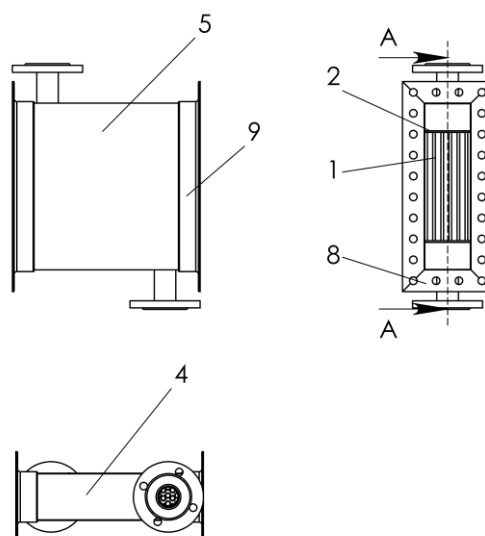


Рис. 5.6. Загальний вигляд кожухотрубного теплообмінника

A-A

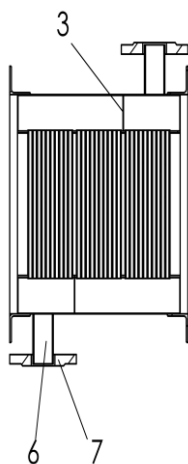


Рис. 5.7. Розріз кожухотрубного теплообмінника в перерізі А-А

5.2. Порівняння результатів розрахунків математичного моделювання та експериментальних даних

Використовуючи експериментальну установку проведені експериментальні дослідження процесів охолодження повітря на базі електротехнічного комплексу в птахівничому приміщенні [40] з використанням теплообмінника-рекуператора [41], який встановлюється в системі тунельної вентиляції та призначений для підтримання оптимального мікроклімату у пташнику.

При проведенні експериментальних досліджень повітря, яке надходить в установку підігрівалося за допомогою ТЕНів, електрична потужність яких мінялась в діапазоні від 1 до 9 кВт, температура припливного повітря на вході відповідно рівна +27, +32 та +41 °С, вхідна швидкість повітря мінялась в діапазоні відповідно 9,25, 11,1 та 12,85 м/с. Одночасно, в теплообмінний

апарат для охолодження припливного повітря, надходила вода з температурою в межах від $+12$ до $+13$ °C із витратою відповідно 40, 45 та 50 л/хв. Всі результати проведених експериментів наведені в табл. 5.1.

Витрата води та швидкість повітря на вході в теплообмінник та їх температури є сталими (додаток Ж). При зміні частоти струму електродвигуна вентилятора від 50 до 40 Гц змінюється швидкість повітря на вході в теплообмінник від 9 до 13 м/с. Дані температури повітря занесені в порівняльні графіки з температурою повітря на вході близько $+41$ °C, витрати води 53 л/хв., температурі води $+12$ °C та змінній швидкості повітря на вході, яка приймала відповідно значення 9,25, 11,1 та 12, 85 м/с.

Для верифікації результатів математичного моделювання теплообмінного апарату (див. розд. 3) було проведено співставлення отриманих чисельних результатів з результатами експериментальних досліджень, які виділені іншим кольором. Це співставлення наведено на рис. 5.8 – 5.12, а також представлені в таблиці 5.1.

На рис. 5.8 показано залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса. Як видно з рис. 5.8, значення числа Нуссельта зростає при збільшенні числа Рейнольдса, таким чином в досліджуваних каналах досягається збільшення коефіцієнта тепловіддачі (рис. 5.9) на поверхні пучка труб до 33 %.

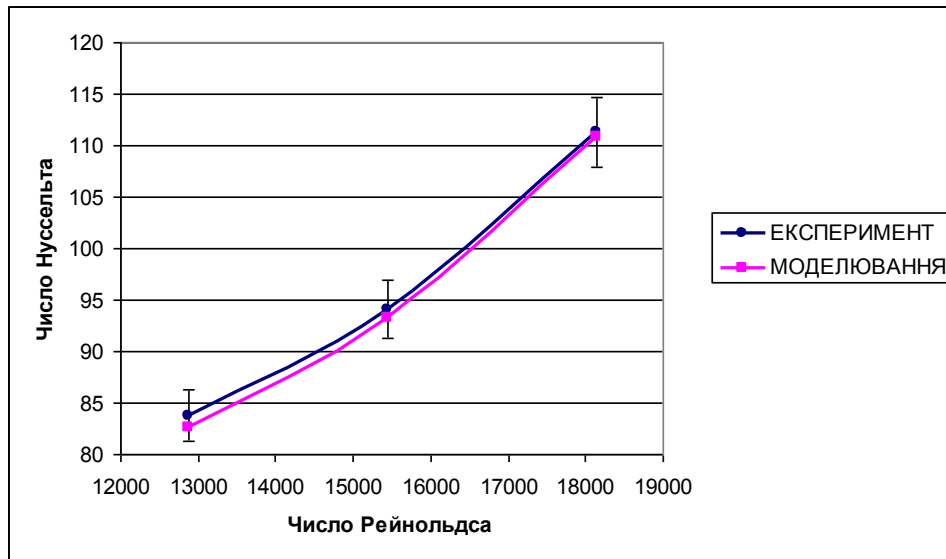


Рис. 5.8. Залежність числа Нуссельта на поверхні трубного пучка від числа Рейнольдса

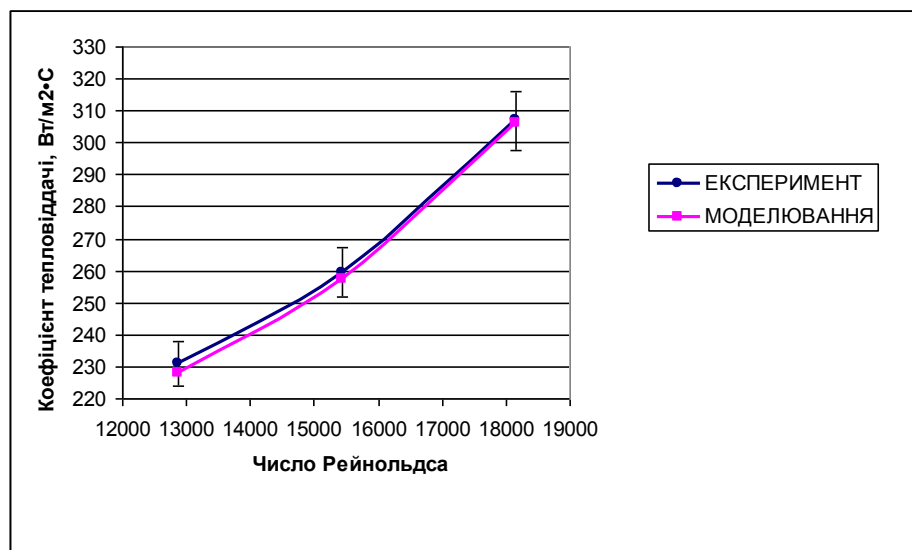


Рис. 5.9. Залежність коефіцієнта тепловіддачі на поверхні трубного пучка від числа Рейнольдса

На рис. 5.10 наведено графіки які показують зміну кількості теплоти переданої від повітря до води. Сумарна теплота, яка

передається від гарячого теплоносія до холодного в залежності від масового розходу повітря на вході в теплообмінник.

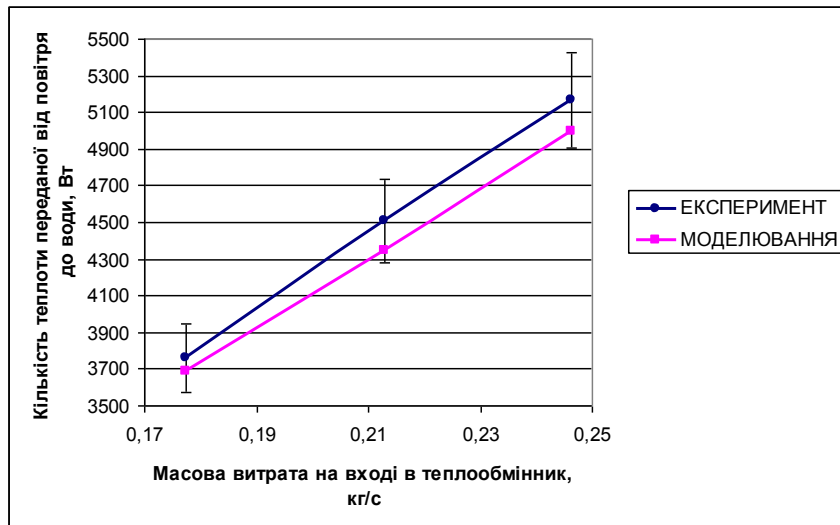


Рис. 5.10. Залежність кількості переданої теплоти від масової витрати на вході в теплообмінник

Перепад тисків на вході та виході з теплообмінника (рис. 5.11) збільшується до 2-х раз. При цьому збільшення тиску становить лише на 3,5 кПа.

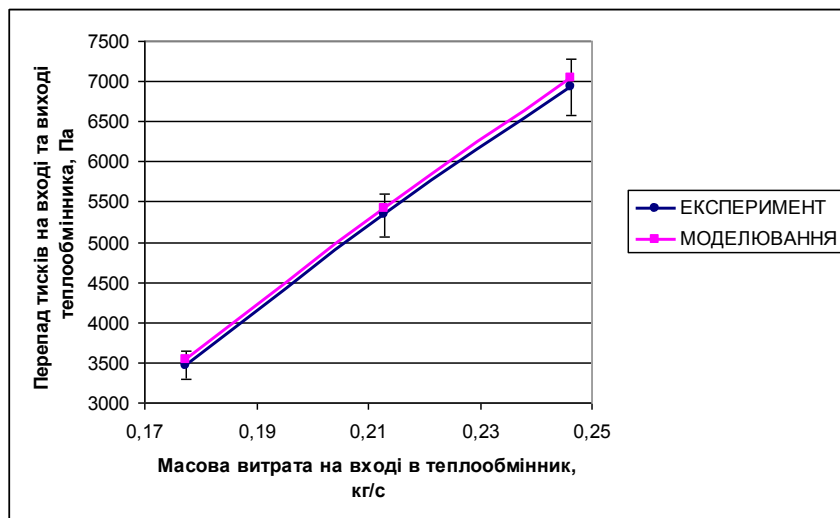


Рис. 5.11. Залежність падіння тиску від масової витрати на вході в теплообмінник

Безрозмірні значення температури на вході та виході з каналу з різною масовою витратою повітря наведені на рис. 5.12. Як витікає з рисунка, при комп'ютерному математичному моделюванні отримана графічна залежність близька до лінійної, але експериментальна крива для безрозмірної температури має нелінійний характер.

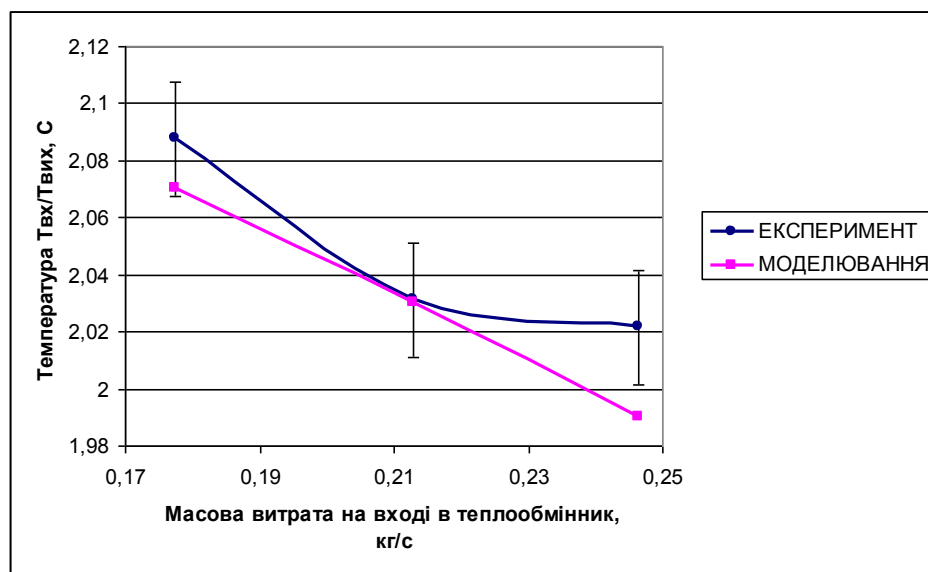


Рис.5.12. Залежність безрозмірної температури повітря на виході від масової витрати на вході в теплообмінник

Таблиця 5.1

**Порівняльна таблиця результатів чисельного моделювання
та експериментальних досліджень.**

Параметри	Температура на вході в теплообмінник, °C	Температура на виході з теплообмінника, °C	Безрозмірна величина температур, $T_{вх}/T_{вих}$	Кількість теплоти переданої від повітря до води, Вт	Годинний об'єм на вході в теплообмінник, м ³ /год	Критерій Рейнольдса	Критерій Нуссельта	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м ² ·°C	Перепад тисків на вході та виході теплообмінника, кПа
Експериментальне дослідження	41,30	20,43	2,0215	5168	800	18150	111,3	307	6933
	41,50	20,43	2,0313	4507	680	15450	94,00	260	5340
	40,46	19,38	2,0877	3758	565	12880	83,70	231	3467
Чисельне моделювання	40,00	20,10	1,9901	5000	800	18150	110,8	306	7042
	40,00	19,70	2,0305	4343	680	15450	93,10	257	5421
	40,00	19,32	2,0704	3687	565	12880	82,60	228	3539

5.3. Розробка нейроінформаційної системи керування електротехнічним комплексом пташника

За допомогою використання алгоритму Сугено [195, 210] дозволяє нам створити нейроінформаційну систему. Побудова системи міркувань (рис. 5.13) відбувається на основі алгоритму нечіткого логічного висновку.

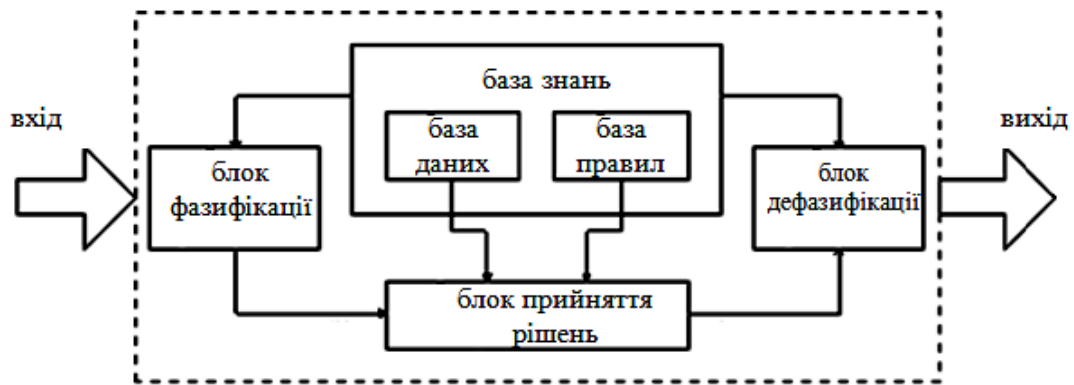


Рис. 5.13. Нейроінформаційна система

Система нечітких міркувань складаються з п'яти функціональних блоків [3, 86, 125]:

- ✦ блок фазифікації, що перетворює чисельні вхідні значення в ступені відповідності лінгвістичним змінним;
- ✦ база правил, яка містить набір нечітких правил типу якщо-то;
- ✦ база даних, в якій визначено функції приналежності нечітких множин використовуються в нечітких правилах;
- ✦ блок прийняття рішень, здійснює операції виведення на підставі наявних правил;
- ✦ блок дефазифікації перетворює результати виводу в чисельні значення.

Реалізацію системи нечіткого виводу Сугено у вигляді п'ятишарової нейронної мережі прямого поширення сигналу (рис. 5.14) використовуємо ANFIS.

Призначення шарів наступне:

- ✦ перший шар-терми вхідних змінних;
- ✦ другий шар - антецеденти (посилки) нечітких правил;

- ◀ третій шар - нормалізація ступенів виконання правил;
- ◀ четвертий шар - укладення правил;
- ◀ п'ятий шар - агрегування результату, отриманого за різними правилами.

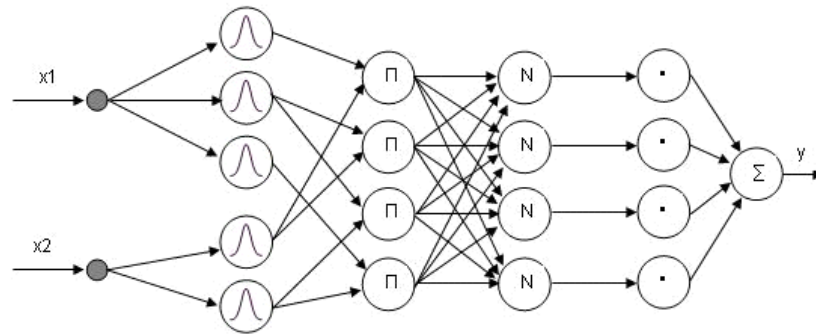


Рис. 5.14. ANFIS мережа

ANFIS-мережа функціонує наступним чином.

База правил являє собою безліч нечітких правил $R^k, k = 1, \dots, N$ виду [195]:

$$R^k : IF(x_1 \text{ it } A_1^k \text{ AND } x_2 \text{ it } A_2^k \dots \text{ AND } x_n \text{ then } A_n^k) \text{ Then} \quad (5.1)$$

$$(y_1 \text{ it } B_1^k \text{ AND } y_2 \text{ it } B_2^k \dots \text{ AND } y_m \text{ it } B_m^k),$$

де: N – кількість нечітких правил;

A_j^k, B_j^k - нечіткі множини.

При скалярному вигляді формула (4.1) прийме вигляд:

$$R^k : IF(x_1 \text{ it } A_1^k \text{ AND } x_2 \text{ it } A_2^k \dots \text{ AND } x_n \text{ it } A_n^k) \text{ Then} \quad (5.2)$$

$$(y \text{ it } B^k).$$

Таким чином, база правил системи нечіткого висновку представляється у вигляді сукупності нечітких предикатних правил виду:

P_1 : якщо x це A_1 , тоді y це B_1 ,

P_2 : якщо x це A_2 , тоді y це B_2 ,

.....

P_n : якщо x це A_n , тоді y це B_n ,

Блок прийняття рішення. Для визначення функції належності нечіткої множини B^k скористаємося формулою:

$$\mu_{B^k}(y) = \sup \{ \mu_{B^k}(y) \prod_{i=1}^n \mu_{A_i'}(x_i) \mu_{A^k}(x_i) \}. \quad (5.3)$$

Блок фазифікації. Застосуємо операцію типу Синглетон:

$$A'(x) = \begin{cases} 1, & x = \bar{x}, \\ 0, & x \neq \bar{x}, \end{cases} \quad (5.4)$$

супремум в 5.3 досягається при $\mu_{A'}(\bar{x})=1$, при цьому вираз 5.3 приймає вигляд:

$$\mu_{B^k}(y) = \{ \mu_{B^k}(y) \prod_{i=1}^n \mu_{A^k}(\bar{x}_i) \}. \quad (5.5)$$

Для блоку дефазифікації застосовується метод центру ваги (CoGS, Centre of Gravity for Singletons):

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{y}^k \cdot \mu_{\bar{B}^k}(\bar{y}^k)}{\sum_{i=1}^N \mu_{\bar{B}^k}(\bar{y}^k)}, \quad (5.6)$$

де: $\bar{y}^k$ - центр нечіткої множини B^k , тобто точка в якій функції приналежності нечіткої множини B^k досягає максимуму.

Підставляючи вираз 5.5 в рівняння 5.6 і враховуючи, що максимальне значення в точці $\bar{y}^k=1$, отримуємо:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{y}^k \left(\prod_{i=1}^n \mu_{A_i}^k(\bar{x}^k) \right)}{\sum_{i=1}^N \left(\prod_{i=1}^n \mu_{A_i}^k(\bar{x}^k) \right)}. \quad (5.7)$$

Завершальний етап - це визначення форми і параметрів функцій належності нечітких множин A . Наприклад це може бути функція Гауса

$$\mu_{A_i^k}(x_1) = e^{-\frac{(x_i - \bar{x}_i^k)^2}{\sigma_i^k}}. \quad (5.8)$$

де: $\bar{x}_i^k$ – це центр;
 σ_i^k – ширина Гаусовської кривої.

Об'єднаємо всі представлені елементи. Скористаємося виразами 5.3, 5.4, 5.6 і 5.8 та отримуємо один із способів реалізації ANFIS мережі:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{y}^k \left(\prod_{i=1}^n e^{\left(-\frac{(x_i - \bar{x}_i^k)^2}{\sigma_i^k} \right)} \right)}{\sum_{i=1}^N \left(\prod_{i=1}^n e^{\left(-\frac{(x_i - \bar{x}_i^k)^2}{\sigma_i^k} \right)} \right)} . \quad (5.9)$$

Використання графічного інтерфейсу гібридних нейронних мереж у пакеті прикладних програм ANFIS Editor (Fuzzy Logic Toolbox) системи MatLAB [166] створюємо ANFIS-моделі забезпечення необхідної витрати води в ТА для забезпечення необхідного охолодження припливного повітря у птахівничих приміщеннях.

На основі проведених експериментальних досліджень та отриманої математичної моделі, це контрольні, перевіряльні та навчальні дані, використаємо три блоки даних для моделювання (Додаток В).

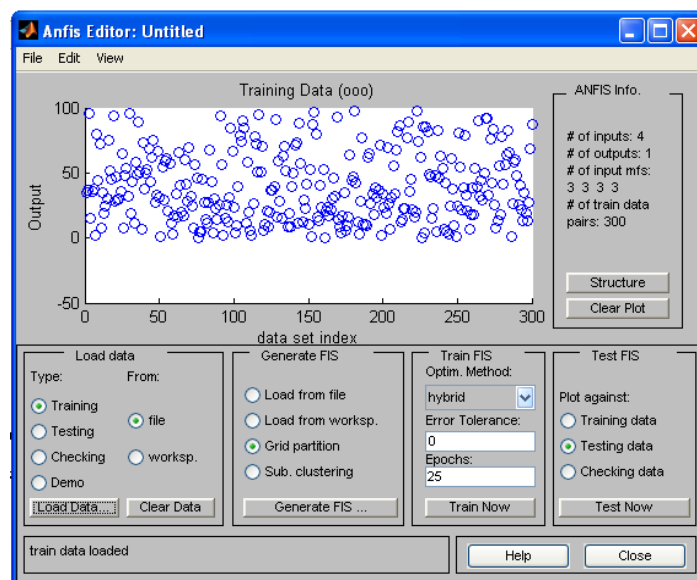


Рис. 5.15. Налаштування ANFIS редактора на навчальну вибірку експериментальних даних

Початок розробки моделі ANFIS залежності зовнішньої температури повітря від витрат повітря необхідного для забезпечення необхідного мікроклімату пташника та витрат води для охолодження припливного повітря розпочнемо з завантаження даних експерименту в редактор моделі. Використовуємо дані Training data (рис. 5.15).

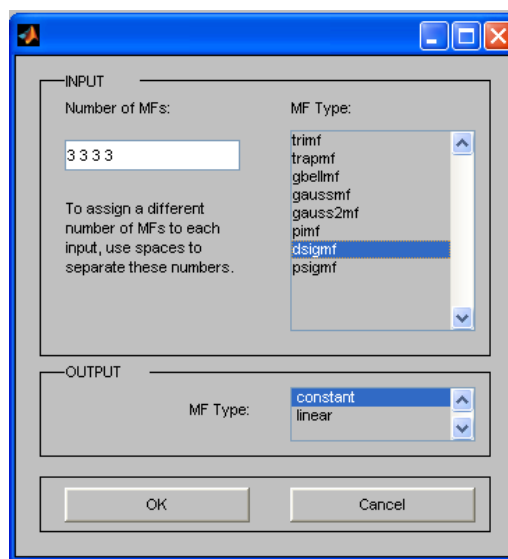


Рис. 5.16. Вікно визначення функцій належності

Структуру розробленої нейронної мережі зображена на рис. 5.17.

Генеруємо структуру нейронної моделі типу input_gsigmf та output_constant (рис. 5.16) не змінюючи налаштування. В групі опцій ANFIS за умовчанням активована опція grid partition. Кількість циклів змінимо на 25.

Навчання мережі припинилось після 25 циклу (рис. 5.18) з середньоквадратичною похибкою 0,0077664.

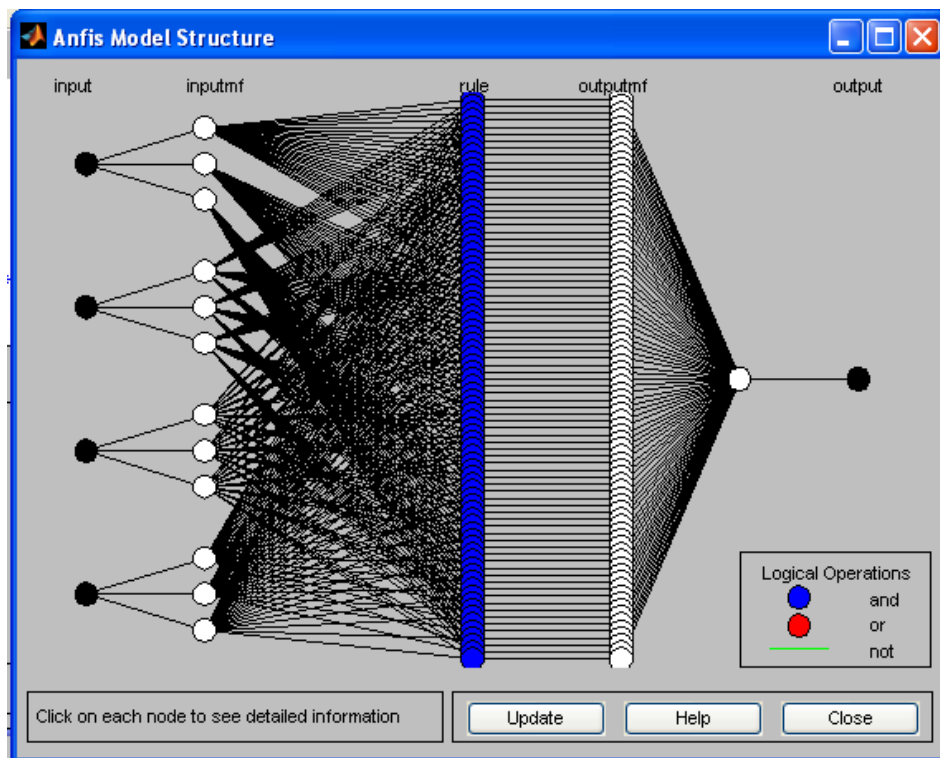


Рис. 5.17. Структура розробленої гібридної мережі

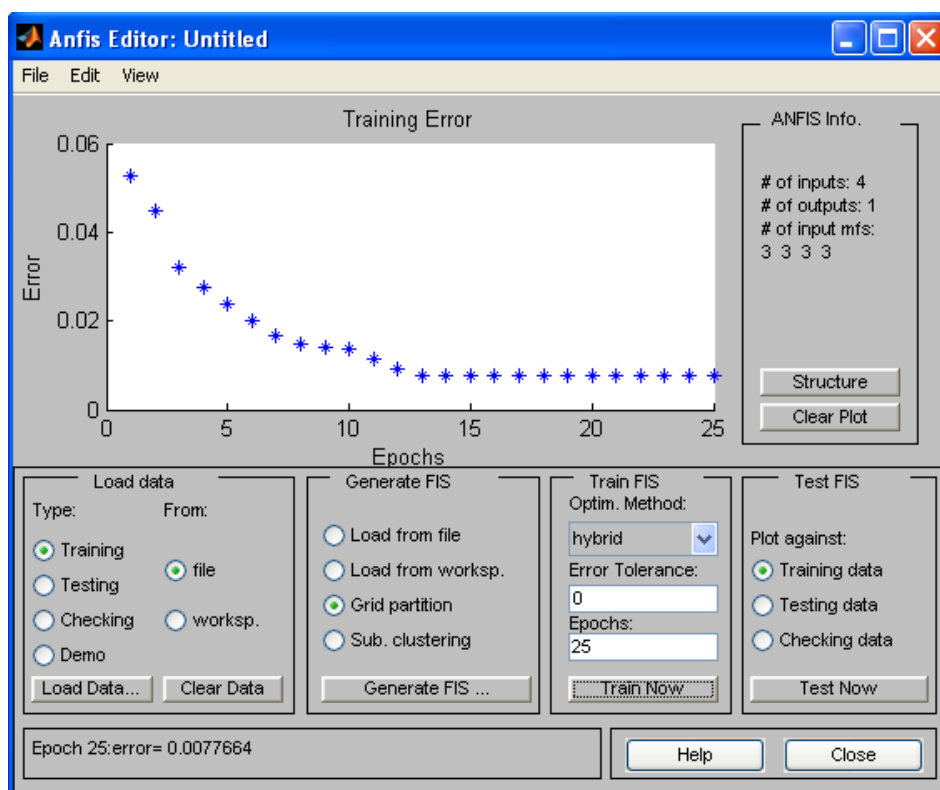


Рис. 5.18. Результати навчання мережі

Введення в редактор контрольної вибірки – Testing data (рис. 5.19) є наступним кроком. В результаті ми отримали середньоквадратичне відхилення 6,5753. Задавши вхідними контрольну вибірку даних – Cheking data оцінимо якість роботи гібридної нейронної мережі. Навчання нейронної мережі ANFIS завершено, середньоквадратична похибка становила 4,8331 (рис. 5.20).

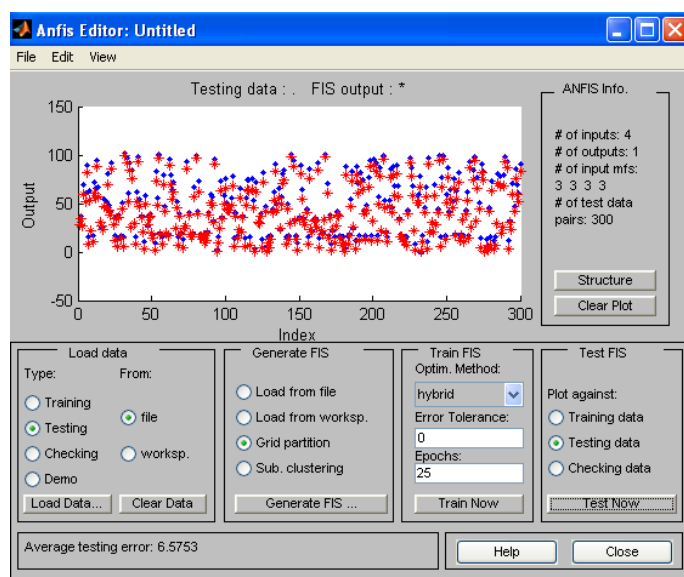


Рис. 5.19. Самоналаштування ANFIS на контрольну вибірку експериментальних даних

Проаналізувавши отриману гібридну мережу можемо справедливо констатувати її адекватність. Поверхню відгуку мережі зображує рис. 5.20 при коливаннях температури зовнішнього повітря в межах від +23 до +40 °С та витрат води необхідної для охолодження припливного повітря в пташнику від 2 до 108 м³/год, візуалізація взаємодії всіх параметрів показано на рис. 5.21. Навчена ANFIS забезпечує необхідну точність

визначення коефіцієнта витрат води та може використовуватись для керування електротехнічним комплексом системи вентиляції та мікрокліматом пташника.

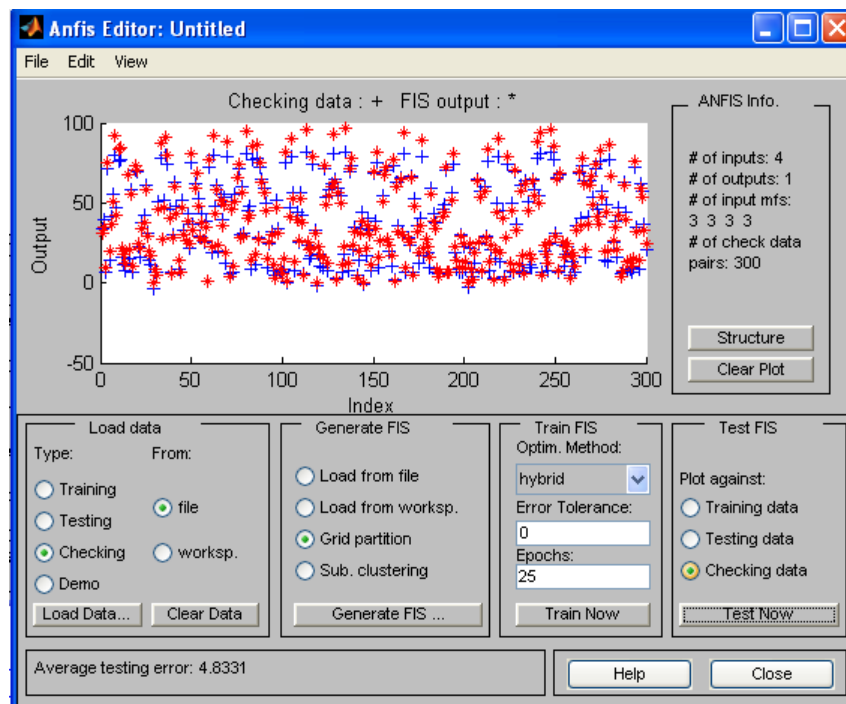
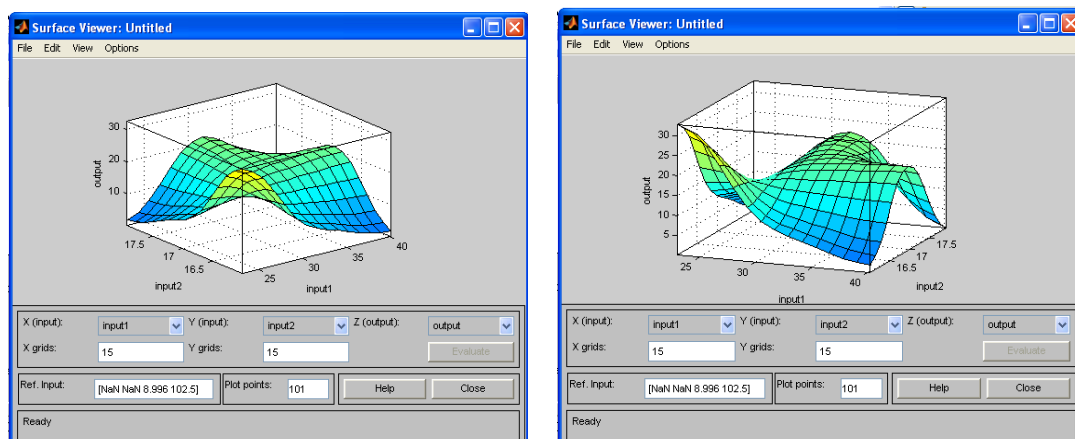
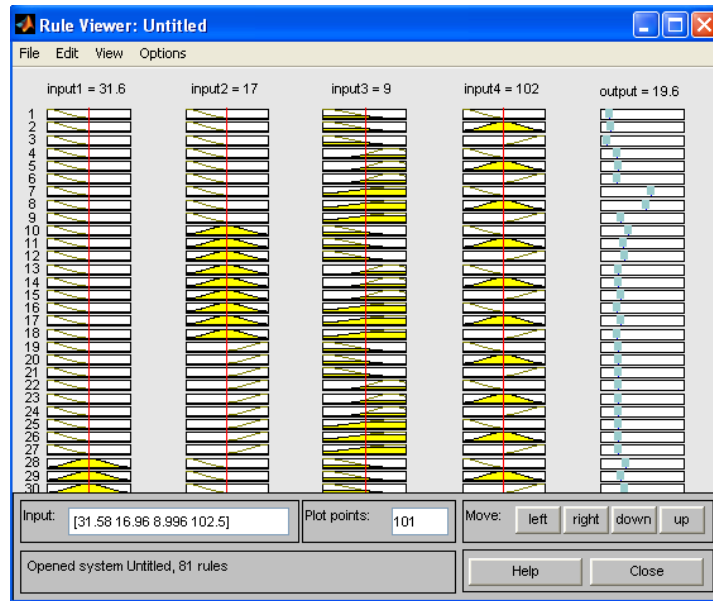


Рис. 5.20. Результати само налаштування ANFIS на перевіряльні дані



а



б

Рис. 5.21. Навчена нейронна мережа ANFIS: а – графічна залежність зовнішньої температури повітря від температури повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$, та витрат води яку необхідно для охолодження припливного повітря в приміщення пташника, $\text{м}^3/\text{год}$; б – вікно правил FIS редактора середовища MatLAB.

5.4. Апаратна реалізація режимів автоматичного керування модернізованим електротехнічним комплексом пташника із використанням нечітких нейронних мереж

Важливість створення енергоефективної систем з використанням нечітких логічних контролерів, алгоритми роботи яких наближені до розумової діяльності людини та адаптація їх для використання в керуючих комп'ютерних системах, підкреслюється у матеріалах Інституту інженерів з

електротехніки та електроніки (IEEE) і Міжнародної електротехнічної комісії (IEC).

Для підвищення ефективності управління та якості регулювання і стабілізації в широкому діапазоні напруги електротехнічного комплексу пташника математичний апарат нечіткої логіки є одним з найбільш доцільних шляхів, так як дозволяє ідентифікувати енергоефективної системи засобам формалізації природних мовних виразів (предикатів) і логічних висновків з синтезом нечіткого логічного контролера, що має нелінійну передатну характеристику. Нечітка система управління окрім здатності спостереження за вхідними параметрами перетворювача та їх аналізом спроможна установлювати відношення між параметрами спостереження та виконувати оцінку ступеня взаємозв'язку між ними на основі правил бази знань і приймати рішення щодо управління виконавчим органом на основі відтворення оптимальних відношень, що забезпечить покращення ефективності та підвищення якості регулювання і стабілізації напруги зі зменшенням часу виходу на заданий режим при зменшенні величини перерегулювання.

Реалізуємо автоматичного управління модернізованого електротехнічного комплексу за допомогою Mega 2560 (рис. 5.22), що є мікроконтролерна плата основана на ATmega2560. Вона має 54 цифрових входів / виходів (контакти з яких 14 можуть бути використані як виходи ШІМ), 16 аналогових входів, 4 UARTs (апаратні послідовні порти), 16 МГц кварцовий генератор, з'єднання USB, роз'єм живлення, заголовок ICSP, і

кнопку скидання. Вона містить все необхідне для підтримки мікроконтролера; просто підключити його до комп'ютера за допомогою кабелю USB або включити його з адаптером змінного струму в постійний струм або батареї, щоб почати роботу. Mega сумісний з більшістю екранів, призначених для Arduino Duemilanove або Diecimila.

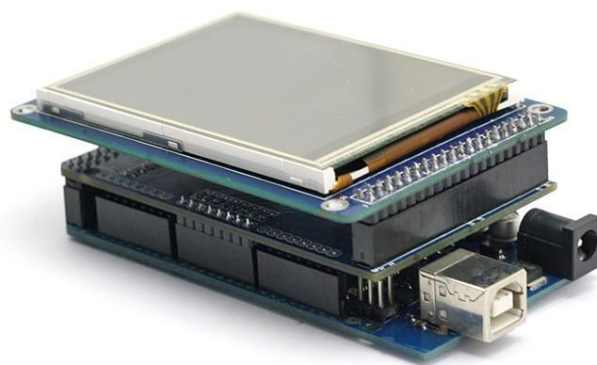


Рис. 5.22. Зовнішній вигляд мікроконтролера ATmega2560

В якості операційної системи використаємо Linux Ubuntu, адаптовану під архітектуру ARM. Виконаємо інсталяцію середовища MatLab Simulink для UNIX подібних систем.

Дані температури та витрати води, витратоміра FS300A, зчитуємо з пристроїв 1-Wier мережі і передаються дані на мікроконтролер ATmega2560. В даний мікроконтролер прошиті режими керування модернізованого електротехнічного комплексу, які створені за допомогою нечіткої нейромережі. За допомогою електромагнітних клапанів 2W-025-08 регулюється включення в дію кількість ТА для створення нормованого мікроклімату в пташнику. Регулювання зміни напруги на

електродвигуні циркуляційного насоса здійснюється за допомогою прощитих даних його механічної характеристики.

5.5. Техніко-економічний аналіз вентиляції та теплопостачання птахівничого приміщення з використанням нової системи підтримання мікроклімату

Для підтримання оптимального мікроклімату пташника із застосуванням ТА та використання свердловин потребує шість ТА і одну свердловину з продуктивністю 49 м³/год. Обираємо свердловильний насос марки 23ЦВ10-63-65. Для циркуляції в ґрунтовому теплообміннику та ТА необхідно установити циркуляційний насос марки ZS80-65-160 15.0, електродвигун АИР160S2 потужністю 15 кВт. Ціна електроенергії для сільськогосподарських споживачів-виробників II класу (до 27,5 кВт) становить 180,24 коп./кВт·год станом на 30.08.2015р.

Термін окупності визначається оберненим співвідношенням затрат і річного ефекту:

$$T_{ок} = Z_{заг} / E_{річ}, \quad (5.10)$$

де: $Z_{заг}$ – загальні затрати на реалізацію заходу протягом усього періоду його дії, грн.; $E_{річ}$ – величина чистого річного економічного ефекту, грн./рік.

Капіталовкладення на виготовлення теплообмінних апаратів, грн.:

$$K_{TA} = (L_{тр} \cdot C_{тр} + P_{л.с.} \cdot C_{л.с.}) \cdot n_{TA} \cdot C_{виг} \quad (5.11)$$

$$K_{TA} = (1980 \cdot 37 + 3 \cdot 1433) \cdot 6 \cdot 2 = 930700 \text{ грн.}$$

де, $L_{тр}$ - довжина труб необхідна для виготовлення теплообмінних апаратів; $P_{л.с.}$ - площа листової сталі необхідної для виготовлення теплообмінних апаратів, m^2 ; $C_{тр}$ - ціна за один погонний метр труби, грн/м; $C_{л.с.}$ - ціна за один квадратний метр листової сталі, грн/ m^2 ; n_{TA} - кількість теплообмінників яких необхідно для підтримання оптимального мікроклімату пташника, шт; $C_{виг}$ - ціна, грн.

Капіталовкладення на виготовлення та встановлення ґрунтового теплообмінника, грн.:

$$K_{ГТ} = L_{тр} \cdot C_{тр} \cdot C_{вст} \quad (5.12)$$

$$K_{ГТ} = 2800 \cdot 29 \cdot 2 = 162400 \text{ грн.}$$

де, $L_{тр}$ - довжина труби ґрунтового теплообмінника; $C_{тр}$ - ціна за один погонний метр пластикової труби, грн/м.

Виготовлення теплообмінного обладнання та встановлення ґрунтового теплообмінника становить 100% затрат на метал.

Затрати споживання газу для підтримання мікроклімату пташника грн./рік :

$$З = Q \cdot 24 \cdot 213 \cdot C_{газ} \quad (5.13)$$

де Q - сумарна витрата газу з теплогенераторів (див. табл. 5.3), кг/год; $C_{газ}$ - ціна на газ станом на 30.08.2015р., грн/кг.

Опалювальний період триває з 1 жовтня по 30 квітня, тобто 213 календарних дні.

Затрати на споживання 75% газу традиційної системи мікроклімату від номінальної становить:

$$Z_{m75} = 24,375 \cdot 24 \cdot 213 \cdot 12,4 = 1545102 \text{ грн./рік.}$$

Затрати на споживання 75% газу запропонованої системи мікроклімату від номінальної становить:

$$Z_{zan75} = 7,68 \cdot 24 \cdot 213 \cdot 12,4 = 486824 \text{ грн./рік.}$$

Затрати на споживання електроенергії на циркуляційний насос:

$$Z_{цн} = Q_{цн} \cdot 24 \cdot 365 \cdot C_{ел.ен.} \quad (5.14)$$

$$Z_{цн} = 15 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 1,8024 = 236835 \text{ грн./рік.}$$

Річний економічний ефект визначається як:

$$E_{річ} = Z_m - Z_{zan} - Z_{цн} \text{ грн./рік.} \quad (5.15)$$

Річний економічний ефект при споживанні газу 75%:

$$E_{75річ} = 1545102 - 486824 - 236835 = 821443 \text{ грн./рік.}$$

Загальні затрати на реалізацію заходу протягом усього періоду його дії, грн.:

$$Z_{заг} = K_{ТА} + K_{ГТ} + K_{цн} \quad (5.16)$$

$$Z_{\text{газ}} = 930700 + 162400 + 5000 = 1143100$$

Термін окупності при споживанні газу 75% становить:

$$T_{\text{ок75}} = \frac{1143100}{821443} = 1,4 \text{ р.}$$

Приведений вище техніко-економічний розрахунок показав, що варіант використання для опалювально-вентиляційної системи запропонований спосіб підтримання оптимального мікроклімату в пташниках з використанням теплообмінників-рекуператорів, ґрунтових теплообмінників та свердловин є економічно вигідним, так як при цьому споживання газу зменшується в 3,17 рази, а дане обладнання окупають себе повністю, через 1,4 роки.

5.6. Висновки по розділу 5

В даному розділі в результаті проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблено та виготовлено експериментальну установку для охолодження припливного повітря на базі електротехнічного комплексу в птахівничому приміщенні, що базується на застосуванні теплообмінників-рекуператорів нової конструкції, у яких в якості охолоджуючого теплоносія використовується вода з підземних свердловин. Описано схему роботи установки і

теплообмінного апарату та наведені характеристики вимірювального обладнання.

2. Вибрано вимірювальне термообладнання для проведення експериментальних досліджень. Наведено електричну та принципову схеми, конструкцію та можливість підключення датчиків до двохканального виконавчого пристрою MP 2211. Для вимірювання температури вибрано цифровий термометр MP 707 та датчики температур DS18B20.

3. Проведено порівняння результатів розрахунку чисельного математичного моделювання та експериментальних даних по тепловіддачі трубного пучка на основі статистичного аналізу. Отримана похибка результатів чисельного моделювання не перевищує 5 %.

4. Розроблена модель ANFIS нейроінформаційна мережа, залежності зовнішньої температури повітря від витрат повітря необхідного для забезпечення необхідного мікроклімату пташника та витрат води для охолодження припливного повітря, показали її адекватність, середньоквадратична похибка налаштування системи становила 6,5753 при обробці Testing data та 4,8331 при обробці Cheking data.

5. Техніко-економічний розрахунок показав, що використання для опалювально-вентиляційної системи запропонованого енергозберігаючого способу підтримання оптимального мікроклімату в пташниках з використанням теплообмінників-рекуператорів та води підземних свердловин є економічно вигідним, так як при цьому споживання газу

зменшується в 3,17 рази, а необхідне обладнання окупають себе повністю через 1,4 роки.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-технічну задачу, яка полягає в розробленні режимів та методів енергоефективного керування електротехнічним комплексом, який базується на використанні низькопотенціальної енергії води підземних свердловин для підтримання мікроклімату в пташниках, що дало змогу суттєво скоротити витрати енергоресурсів.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Аналіз електротехнічних комплексів для підтримання мікроклімату, що традиційно використовуються в птахівничих приміщеннях, свідчить про їх недоліки – функціонування комплексів супроводжується значними енергетичними витратами електричної енергії та природного газу. Водночас, технічні засоби і системи, режими їх керування, що використовуються, не забезпечують вимоги технологів щодо параметрів мікроклімату в пташниках (температура, відносна вологість, концентрація шкідливих газів). Зазначене знижує продуктивність поголів'я птиці на 10–15 % та економічні показники підприємства в цілому.

2. За результатами теоретичних досліджень процесів гідродинаміки і тепломасообміну запропоновано внести зміни в структуру електротехнічного комплексу та розташування його

складових в пташниках із використанням низькопотенціальної енергії води підземних свердловин, що дає змогу скоротити кількість вентиляційного обладнання у пташниках на 57 %, забезпечуючи при цьому необхідні параметри мікроклімату.

3. Для підвищення енергоефективності електротехнічного комплексу запропоновано нову конструкцію кожухотрубного теплообмінника-рекуператора з компактним розміщенням труб у трубному пучку, де сусідні труби зміщуються одна відносно одної, що дало змогу зменшити габарити його конструкції, порівняно з відомими аналогами, в 1,9 раза, а масу – на 10 %.

4. Проведено математичне моделювання процесів гідродинаміки та теплопереносу в теплообмінниках нової конструкції, визначено їх ефективність та основні закономірності теплообміну, що дало змогу визначити оптимальну геометрію розташування труб у пучку.

5. Розроблено експериментальну установку та проведено експериментальні дослідження електротехнічного комплексу для підтримання нормованого мікроклімату при охолодженні та нагріванні припливного повітря із застосуванням теплообмінників-рекуператорів, де як охолоджувач використовується вода підземних свердловин. Отримані результати дали змогу розробити режими керування електротехнічним комплексом пташника та скоротити енерговитрати в 2,3 раза, використовуючи нечіткі нейромережі.

6. Техніко-економічний розрахунок свідчить, що варіант використання енергоефективного керування режимами

електротехнічного комплексу з використанням теплообмінників-рекуператорів та води підземних свердловин для підтримання нормованого мікроклімату в пташниках є економічно вигідним, оскільки при цьому споживання газу зменшується в 3,17 рази, а запропоноване обладнання має строк окупності 1,4 роки.

7. Отримані в роботі наукові результати можуть бути використані при розробленні нових електротехнічних комплексів для підтримання нормованого мікроклімату в птахівничих приміщеннях, що дає змогу економити до 250 кВт год теплової енергії та зменшити в 2,3 рази споживання електроенергії. Розроблена система знайшла застосування на виробництві ВАТ «АК Південтрансенерго», що підтверджується актами впровадження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ЛІТЕРАТУРИ

1. Автоматизація технологічних процесів сільськогосподарського виробництва / І.І. Мартиненко, Б.Л. Головінський, В.П. Лисенко, О.І. Мартиненко, В.М. Решетюк, за ред. І.І. Мартиненка – К.: Урожай, 1995.- 224с.
2. Агеев В.Н. Индустриальная технология производства яиц / В.Н.Агеев, М.А.Асриян и др. – М.: Россельхозиздат, 1984. – 254 с.
3. Адаптивний енергоефективний алгоритм управління для перетворювачів частоти циркуляційного насоса системи мікроклімату пташника [Електронний ресурс] / В. Г.Горобець, В. І. Троханяк, Є. О. Антипов, Є. О. Богдан // Енергетика та автоматика. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/8796/8109>.
4. Адаптивный энергосберегающий алгоритм управления для преобразователей частоты привода насосов системы водоснабжения [Електронний ресурс] / [Д. М. Таранов, О. Ю. Каун, П. В. Гуляев та ін.] // КубГАУ. – 2014. – Режим доступу до ресурсу: <http://ej.kubagro.ru/2014/02/pdf/10.pdf>.
5. Алексеев Ф.Ф. Промышленное птицеводство / Ф.Ф.Алексеев, М.А.Асриян, Н.Б.Бельгенко. – М.: Агропромиздат, 1991. – 544 с.

6. Аликаев В.А. Зоогигиена / В.А.Аликаев, В.Ф.Костюнина. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Колос, 1983. – 239 с.
7. Антуфьев В. М. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке / В. М.Антуфьев, Г. С. Белецкий. – М.: Машиздат, 1948. – 123 с.
8. Антуфьев В. Теплопередача и аэродинамические сопротивления конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев, Козаченко Л. С. – М: ОНТИ, 1938.
9. Бабаханов Ю. М. Оборудование и пути снижения энергопотребления систем микроклимата / Ю. М. Бабаханов, Н. А. Степанов. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 232 с.
10. Бабаханов Ю.М. Вентиляционно-отопительное оборудование систем микроклимата / Ю.М.Бабаханов. – М.: Россельхозиздат, 1982 – 64 с.
11. Байдевятов А.Б. Система ветеринарно-санитарных мероприятий в промышленном и племенном птицеводстве / А.Б.Байдевятов, Л.А.Ольховик, И.Н.Дорошко. – Киев.: Урожай, 1975 – 224 с.
12. Баркалов Б.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях / Б.В.Баркалов, Е.Е.Карпис. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1982. – 312 с.
13. Бахтин Д.И. Современная технология выращивания и содержания птицы родительского стада бройлеров: обзорная информация / Д.И.Бахтин. – М.: ВАСХ-НИЛ, 1989. – 45 с.

14. Белов И.А. Теплоотдача и сопротивление пакета труб / И.А. Белов, Н.А. Кудрявцев. – Ленинград: Энергоатомиздат, 1987. – 223 с.
15. Бессарабов Б.Ф. Ветеринарно-санитарные мероприятия по профилактике болезней птиц / Б.Ф.Бессарабов. – М.: Россельхозиздат, 1983. – 190 с.
16. Бобоев СМ. Экспериментальные исследования тепло- и массообмена в насадках нерегулярной структуры для испарительного охлаждения воздуха / С.М.Бобоев // Вентиляция и кондиционирование воздуха промышленных и сельскохозяйственных зданий: Сб. науч.тр. – Рига, 1987. – С. 13-19.
17. Богданов М.Н. Учебная книга оператора-птицевода (производство яиц) / М.Н.Богданов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1981. – 335 с.
18. Божко П. Е. Производство яиц и мяса птицы в специализированных хозяйствах / П. Е. Божко. – Л.: "Колос", 1970. – 414 с.
19. Болотнов Т.М. Машины и организация механизированных работ в птицеводстве: Учеб. пособие / П.М.Болотнов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1979. – 271 с.
20. Болотнов Т.М. Механизация птицеводства / П.М.Болотнов, В.М.Лукьянов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1988. – 215 с.

21. Боришанский В. М. Теплоотдача при поперечном обтекании пучков труб водой и металлическим натрием. В кн.: Общие вопросы теплообмена. Тепло- и массоперенос / В.М.Боришанский, А.А.Андреевский, В.В.Жинкина. – Минск, 1962. – Т. 3. – с. 475-480.

22. Бородин И. Ф. Автоматизация технологических процессов / И. Ф. Бородин, Ю. А. Судник. – М: КолосС, 2003. – 343 с.

23. Бродач М.М. Энергетический паспорт здания / М.М.Бродач // АВОК. – 1999. – № 2. – С. 22-23.

24. Бронфман Л.И. Микроклимат помещений в промышленном животноводстве и птицеводстве / Л.И.Бронфман. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 208с.

25. В. Г. Горобець, Ю. О. Богдан, В. І. Троханяк. Теплообмінне обладнання для когенераційних установок – К.: «ЦП «Компринт», 2017. – 203 с.

26. Валов В.М. Животноводческие здания с воздухопроницаемыми ограждающими конструкциями : учеб. пособие / В.М.Валов. – Омск:ОмПИ, 1986. – 92 с.

27. Валов В.М. Энергосберегающие животноводческие здания (физико-технические основы проектирования) : науч. Изд. / В.М.Валов. – Т.: Изд-во АСВ, 1997. – 310 с.

28. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа / М. Ван-Дайк. – М.: Мир, 1986. – 184 с.

29. Вишневский Е.П. Компания CAREL, поставщик оборудования для систем увлажнения воздуха / Е.П. Вишневский

// Журнал по отоплению, вентиляции, кондиционированию воздуха, теплоснабжению и строительной физике. – М.: АВОК-ПРЕСС, 1998. – № 4. – С. 40-41.

30. Власова Е.А. Приближенные методы математической физики / Е.А. Власова, В.С. Зарубин, Г.Н. Кувыркин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 700 с.

31. Власова Е.А. Приближенные методы математической физики. / Е.А. Власова, В.С. Зарубин, Г.Н. Кувыркин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 700 с.

32. Влияние геометрии компактного поперечно обтекаемого гладкотрубного пучка на его показатели / В. Г.Горобец, В. В. Панин, Ю. А. Богдан, В. И. Троханяк. // Водный транспорт. – 2015. – №1. – С. 6–13.

33. Внутренние санитарно-технические устройства: Справ, проектировщика: В 3 ч. Ч. 3. Кн. 1: Вентиляция и кондиционирование воздуха / В.Н. Богословский, А.И.Пирумов, В.Н.Посохин и др. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.

34. Волков Г.К. Эффективность фильтрации воздуха на птицефабриках / Г.К.Волков, Л.Ф.Силенок // Ветеринария. – 1972. – № 8. – С. 31-32.

35. Гомелаури В. И. К вопросу о теплоотдаче в потоке капельных жидкостей. – М.: Изд. Тр. Энергетического ин-та АН ГССР, 1948. – Т. IV, № 4. – с. 2-10.

36. Горобец В. Г. Численное моделирование и экспериментальное исследование процессов гидродинамики и

теплообмена в теплообменных аппаратах новой конструкции / В. Г. Горобец, Ю. А. Богдан, В. И. Троханяк. // Промышленная теплотехника. – 2016. – №5. – С. 21–31.

37. Горобец В.Г. Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей / В.Г. Горобец. – К.: НУБіП України, 2010. – 297 с.

38. Горобец В. Г., Троханяк В. И. Компьютерное математическое моделирование процессов тепло- и массопереноса при вентиляции воздуха в птицеводческих помещениях // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института электрификации сельского хозяйства. 2015. № 4 (20). С. 85–90.

39. Горобець В. Г. Моделювання процесів переносу та теплогідравлічна ефективність кожухотрубного теплообмінника з компактним розташуванням пучків труб / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк. // Науковий вісник НУБіП України "Техніка та енергетика АПК". – К.: ВЦ НУБіП України, 2014. – № 194, ч.2. – С. 147-155.

40. Горобець В. Г. Експериментальне дослідження охолодження припливного повітря у птахівничих приміщеннях / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк, Ю. О. Богдан. // Науковий вісник НУБіП України "Техніка та енергетика АПК". – К.: ВЦ НУБіП України, – 2015. – №224. – С. 204–208.

41. Горобець В. Г. Експериментальне дослідження теплообмінного апарата нової конструкції [Електронний ресурс] / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк // НУБіП України "Енергетика і

автоматика". – 2015. – Режим доступу до ресурсу: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/5247/5160>.

42. Горобець В. Г. Енергоєфективна система підтримання мікроклімату в птахівничих приміщеннях / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк. – Київ: «ЦП «Компринт», 2017. – 194 с.

43. Горобець В. Г. Комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масо переносу при вентиляції повітря в птахівничих приміщеннях [Електронний ресурс] / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк // Мелітополь: ТДАТУ. – 2015. – Режим доступу до ресурсу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf5t1/24.pdf>.

44. Горобець В. Г. Компьютерное численное моделирование локального теплообмена на поверхности компактных поперечно обтекаемых гладкотрубных пучков / В. Г. Горобець, Ю. О. Богдан, В. І. Троханяк. // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2016. – №1. – С. 100–110.

45. Горобець В. Г. Чисельне моделювання процесів переносу при поперечному обтіканні компактних пучків труб у кожухотрубних теплообмінниках / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк. // Науковий вісник НУБіП України "Техніка та енергетика АПК". – К.: ВЦ НУБіП України, – 2015. – №209. ч.1. – С. 42–49.

46. Горобець В.Г. Теплогідравлічна ефективність поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну та оребренням / В.Г. Горобець // Науковий вісник НУБіП України. – 2010. – № 148. – С. 46–56.

47. Горобець В.Г. Математичне моделювання процесів гідродинаміки і теплообміну в охолоджувачах повітря птахівничих приміщень / В.Г. Горобець, В.І. Троханяк, // Науковий вісник НУБіП України. – 2013. – № 184 (ч. 2). – с. 101-110.

48. Гортышев Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Гортышев Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.

49. Давтян Ф. А. Управление микроклиматом в птицеводстве / Ф. А. Давтян. – М.: Научные труды ВИЭСХ, 1981. – 116 с.

50. Данилова А.К. Микроклимат и продуктивность несушек в пятирусных батареях / А.К.Данилова, М.С.Найденский // Птицеводство. – 1966. – №3. – С. 20-21.

51. Данюс С. Микроклимат при выращивании бройлеров / С. Данюс, А. Катимос. // Птицеводство. – 1978. – №9. – С. 27–28.

52. Джеймс О. Дональд. Технология микроклимата бройлерного птичника – Huntsville: Aviagen, 2012. – с.44.

53. Джеймс О. Дональд. Технология микроклимата бройлерного птичника – Huntsville: Aviagen, 2012. – с.44.

54. Доник Т.В., Письменный Д.Н. Теплообмен и гидродинамика закрученных и вихревых потоков в каналах / Т.В. Доник, Д.Н. Письменный. – К.: Наукова думка, 2014. – 189 с.

55. Драганов Б. Х. Оптимизация энергосберегающих систем / Б. Х. Драганов, В. В. Козырский. – Киев: ФОП "Пилипенко О.М.", 2010. – 176 с.

56. Дульнев Г.Н. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена / Г.Н. Дульнев, В.Г. Парфенов, А.В. Сигалов. – М.: Высшая школа, 1990. – 207 с.

57. Егiazаров А.Г. Отопление и вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственных комплексов / А.Г.Егiazаров. – М.: Стройиздат, 1981. – 239 с.

58. Животноводческие, птицеводческие и звероводческие здания и помещения: СНиП 2.10.03-84, 1985. – 65 с. – [Электронный ресурс]: <http://www.vashdom.ru/snip/21003-84>.

59. Жукаускас А. А. Теплоотдача коридорного пучка труб в поперечном потоке жидкости / [Жукаускас А. А., Макарявичюс В. И., Индрюнас А. И., Шланчяускас А. А.]. – М.: Тр. АН Лит. ССР. Сер. Б, 1957. – Т. 4 (12). – с. 143-149.

60. Жукаускас А. А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. Тепло энергетика. – М.: 1955. – № 4. – с. 38-40.

61. Жукаускас А. А. Теплоотдача шахматного пучка труб с $\alpha=2,1$ и $\alpha=1,9$ в поперечном потоке жидкости / [Жукаускас А. А., Макарявичюс В. И., Индрюнас А. И., Шланчяускас А. А.] – М.: Тр. АН Лит. ССР. Сер. Б, 1958, – Т. 4 (16). – с. 165-168.

62. Жукаускас А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости / А.Жукаускас, В.Макарявичюс, А.Шланчяускас – Вильнюс: Минтис, 1968. – 192 с.

63. Жукаускас А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости / Жукаускас А., Улинскас Р. – Вильнюс: Мокслас, 1986. – 204 с.

64. Жукаускас А.А. Гидродинамика и вибрация обтекаемых пучков труб / Жукаускас А.А., Улинскас Р.В., Катинас В.И. – Вильнюс: Мокслас, 1984. – 310 с.

65. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

66. Жукаускас А.А. Местная теплоотдача и гидравлическое сопротивление поперечно обтекаемых потокомвязкого масла пучков труб в интервале значений Re от 1 до 20000 / А.А. Жукаускас, Р.В. Улинскас, Ч.-С.Ю. Сипавичюс. – Труды Академии наук Литовской ССР .– Ссерия Б. – Т.2 (99). – 1977. – с. 69-81.

67. Жукаускас А.А. Местная теплоотдача и гидравлическое сопротивление поперечно обтекаемых потокомвязкого масла пучков труб в интервале значений Re от 1 до 20000 / А.А. Жукаускас, Р.В. Улинскас, Ч.-С.Ю. Сипавичюс. – Труды Академии наук Литовской ССР .– Ссерия Б. – Т.2 (99). – 1977. – с. 69-81.

68. Жукаускас А.А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб / Жукаускас А., Улинскас Р. – Вильнюс: Мокслас, 1986. – 204 с.

69. Зайцев А.М.. Микроклимат животноводческих комплексов / А.М.Зайцев, В.И.Жильцов, А.В.Шавров. – М.: Агропромиздат, 1986. – 192 с.

70. Закомырдин А.А. Ветеринарно-санитарные мероприятия в промышленном птицеводстве / А.А.Закомырдин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1981. – 271 с.

71. Зарик М. Система испарительного охлаждения: сравнение эффективности бумажных и пластиковых кассет / М.Зарик, Б. Фейрчайлд // Оборудование. Международный информационно-технический журнал. – Харьков: «ЦентрИнформ», 2014. – № 1 (январь). – с. 64-69.

72. Захаров А.А. Применение теплоты в сельском хозяйстве. [учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений] / – [3-е изд., перераб. и доп.] – М.: Агропромиздат, 1986. – 288 с.

73. Зоогигиена и ветеринарная санитария в промышленном животноводстве / [Под. Роед. Г.К.Волкова – 2-е изд., перераб. И доп.] – М.: Колос, 1892. – 412 с.

74. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

75. Ильин И.В. Перспективы развития системы отопления и вентиляции помещений для содержания бройлеров и ремонтного молодняка птиц / И.В.Ильин, З.В.Овчинникова, Е.И.Шишкин // Комплексные проблемы машиностроения для животноводства и кормопроизводства; Тр. / ВНИИКОМЖ. – М., 1988. – Т.3. – С. 105-111.

76. Исаев А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.

77. Исаченко В. П. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке различных жидкостей. Теплоэнергетика. – М. 1955. – № 8. – с. 19-22.

78. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников / Г.Е. Каневец – Киев: Наукова думка, 1979. – 352 с.

79. Кирпичев М. В. Моделирование тепловых устройств / М. В.Кирпичев, М.А.Михеев. М. – Л.: Изд-во. АН СССР, 1936. – 320 с.

80. Кирпичев М. В. Тепловой турбулимер / М. В.Кирпичев, Л. С.Эйгенсон – Изв. Энергетического ин-та АН СССР, 1936. – Т. IV. Вып. 1. – с. 81-89.

81. Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева / М.В. Кирпичев // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского. – 1944. – Т.12. – С. 40–45.

82. Кокорин О. Энергосберегающая система микроклимата / О.Кокорин, С.Бобоев // Птицеводство. – 1996. – № 2. – С. 34-36.

83. Кокорин О.Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха / О.Я.Кокорин. – М.: Изд-во лит. по стр-ву, 1965. – 160 с.

84. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования / О.Я.Кокорин. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 с.

85. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (систем ВОК) / О.Я.Кокорин. – М.: Проспект, 1999. – 208 с.

86. Комарчук Д. С. Режимы роботи електротехнічного комплексу з системою автоматичного управління для теплової обробки зерна ріпака : дис. канд. техн. наук : 05.09.03 / Комарчук Д. С. – Київ, 2014. – 205 с.

87. Коротков Е.Н. Вентиляция животноводческих помещений / Е.Н.Коротков. – М.: Агропромиздат, 1987. – 111 с.

88. Костюченко Э. В. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Э. В. Костюченко, В. И. Лаптев, Л. А. Холодок. – Мн.: Ураджай, 1991. – 272 с.

89. Кружилин Г. Н. Исследование поля на поверхности круглого цилиндра, омываемого поперечным потоком воздуха, в интервале значений критерия Рейнольдса $21 \cdot 10^3$ / Г.Н.Кружилин, В. А.Шваб. – М.: ЖТФ, 1935. – Т. 5, № 4. – с. 707-710.

90. Кузнецов Н. В. Влияние температурных условий на теплоотдачу и сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке / Н.В.Кузнецов, С.И.Турнлин – Изв. ВТИ, 1952. – № 11. – с. 23-27.

91. Кузнецов Н. В. Теплоотдача и сопротивление в поперечноомываемых пучках труб при различной их компоновке / Н.В. Кузнецов // Известия АН СССР. Серия

физическая. – Москва, 1937. – № 5. – с. 675-695.

92. Кузнецов Н. В. Формулы для коэффициента теплоотдачи в гладкотрубных пучках при поперечном обтекании / Кузнецов Н. В., Карасина Э. С. – М.: Теплоэнергетика, 1954. – № 6. – с. 31-35.

93. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам / В.Р. Кулинченко. – К.: Техника, 1990. – 165 с.

94. Курсове і дипломне проектування. Монтаж, обслуговування та ремонт електротехнічних установок в АПК: навчальний посібник / [Кашенко П.С., Біленко О.І., Устименко О.А та ін.]. – Київ: Аграрна освіта, 2008. – 502 с.

95. Кэйс В. М. Компактные теплообменники / В.М.Кэйс, А.Л.Лондон. – М.: Энергия, 1967. – 224 с.

96. Лебедь А.А. Микроклимат животноводческих помещений / А.А.Лебедь. – М.: Колос, 1984. – 199 с.

97. Линд А. Неотапливаемые птичники для кур / А.Линд // Птицеводство. – М., 1983. – № 1. – С. 30-31.

98. Ляпин М. Ф. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление гладкотрубных пучков при больших числах Re / газового потока. – М.: Теплоэнергетика, 1956. – № 9. – с. 49-52.

99. Манусов Е.Г. Опыт использования биологической теплоты животных в теплоутилизирующих системах вентиляции животноводческих зданий Е.Г.Манусов, А.Х.Лешинских // Вентиляция и кондиционирование воздуха промышленных и сельскохозяйственных зданий: Сб. науч. тр. / Риж. политехи, ин-т. – Рига, 1987. – С. 88-96.

100. Марков Ю.М. Научные основы санитарного и зоогигиенического нормирования микроклимата производственных зданий в промышленном животноводстве (скотоводстве, свиноводстве, птицеводстве): Автореф. дис. ... д-ра ветерин. наук / Ю.М.Марков; ВНИИ ветеринарии и санитарии. – М., 1987. – 48 с.

101. Масловский Н.А. Циркуляция воздушных потоков в батарейных птичниках / Н.А.Масловский, Л.И.Бронфман, В.И.Редько // Резервы промышленного птицеводства: Сб. тр. / Филиал МНИИЖиВ по птицеводству. – Кишинев, 1980. – С. 84-88.

102. Мельник В.И. Микроклимат при выращивании птицы в клетках / В.И.Мельник, Л.З.Павловский. – М.: Россельхозиздат, 1977. – 109 с.

103. Михайлов Г. А. Конвективный теплообмен в пучках труб. Советское котлотурбостроение. – М., 1939. – № 12. – с. 434-437.

104. Михеев М. А. Основы теплопередачи. – М. Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 392 с.

105. Мотес Э. Микроклимат животноводческих помещений / Э.Мотес; Пер. С нем. В.Н. Базонова. – М.: Колос, 1976. – 192 с.

106. Мымрин И.А. Бройлерное птицеводство / И.А.Мымрин. – М.: Россельхозиздат, 1985. – 223 с.

107. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха: Учеб. пособие / А.В

.Нестеренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1965. – 396 с.

108. Нормы технологического проектирования птицеводческих предприятий. НТП-АПК 1.10.05.001-01(взамен РНТП 4-93). – [Дата введения 2002-01-03]. – Одобрены НТС Минсельхоза России (протокол от 03.08.01 № 23).

109. Общесоюзные нормы технологического проектирования птицеводческих предприятий: ОНТП 4 – 8 8, 1988. – 110 с.

110. Онегов А.П. Гигиена сельскохозяйственных животных / А.П.Онегов, И.Ф.Храбустовский, В.И.Черных. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Колос, 1984. – 400 с.

111. Отопление, вентиляция и кондиционирование: СНиП 2.04.05-91, 2000. – 72 с. – [Электронный ресурс]: <http://www.vashdom.ru/snip/20405-91>.

112. Паникар И.И. Промышленное птицеводство и охрана окружающей среды / И.И.Паникар. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 80 с.

113. Патанкар С.В. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. / С.В. Патанкар.; пер. с англ. под. ред. В.Д. Виленского. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150 с.

114. Патанкар С.В. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С.В. Патанкар.; пер. с англ. под. ред. В.Д. Виленского. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150 с.

115. Патент 111627 UA, МПК (2006.01) F28D 7/16, F28F 1/12. Теплообмінник-утилізатор відпрацьованих газів / Горобець

В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І.; заявник і власник Горобець В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І. № а201404151: заявлено 17.04.2014; опубліковано 25.05.2016; Бюл. № 10/2016.

116. Патент 111751 UA, МПК (2006.01) F28D 7/16. Теплообмінний апарат / Горобець В. Г., Троханяк В. І., Богдан Ю. О.; заявник і власник Горобець В. Г., Троханяк В. І., Богдан Ю. О. № а201404152; заявлено 17.04.2014; опубліковано 10.06.2016, Бюл. № 11/2016.

117. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб / Е.Н. Письменный. – К.: Альтерпрес, 2004. – 244 с.

118. Погода и климат: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.pogodaiklimat.ru> (дата обращения 10.10.2015). – Название с экрана.

119. Пошкас П.С. Местная теплоотдача трубы в поперечно обтекаемых потоком воздуха сжатых шахматных пучках при больших Re / П.С. Пошкас, В.Ю. Сурвила, А.А. Жукаускас. – Труды Академии наук Литовской ССР. – Ссерия Б. – Т.4 (101). – 1977. – с. 73-79.

120. Прокопенко А.А. Санитарно-гигиеническая оценка воздуха в помещениях для содержания кур-несучек и ремонтного молодняка птиц яичных пород / А.А. Прокопенко // Сб. науч. Ст. / ВНИИ ветер. Санитарии, гигиены и экологии. М., 1997. – Т. 103. – С. 64-69.

121. Пронин В.А. Компоновки трубных пучков и синтез конвективных поверхностей теплообмена с повышенной

энергоэффективностью: автореферат диссертации на соискание степени доктора техн. наук: 01.04.14 / В.А. Пронин; Московский энергетический институт. – Москва, 2008. – 40 с.

122. Протопопов А.П. Вентиляция и тепловой баланс помещений для сельскохозяйственных животных / А.П.Протопопов. – М. – Л.: Изд-во с-х и колхоз-кооп. лит.; Мособлполиграф, 1932. – 116 с.

123. Прыгунов Ю.М. Микроклимат животноводческих и птицеводческих зданий: Расчет и проектирование / Ю.М.Прыгунов, В.А.Новак, Г.П.Серых. – Киев: Будівельник, 1986. – 80 с.

124. Пушкас П.С. Местная теплоотдача трубы в поперечно обтекаемых потоком воздуха сжатых шахматных пучках при больших Re / П.С.Пушкас, В.Ю. Сурвила, А.А.Жукаускас. – Труды Академии наук Литовской ССР. – Ссерия Б. – Т.4 (101). – 1977. – с. 73-79.

125. Розробка нейро інформаційної системи керування електротехнічним комплексом пташника [Електронний ресурс] / В. Г.Горобець, В. І. Троханяк, Є. О. Антипов, Ю. О. Богдан // Енергетика та автоматика. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/8787/8101>.

126. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов [в 3 т.] / – [16-е издание]. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2013.– Т. 2. – 712 с.

127. Рутило М. І. Енергоощадні швидкісні режими вентиляційних систем птахівничих приміщень: дис. канд. техн. наук: 05.09.03 / Рутило М. І. – Київ, 2012. – 164 с.
128. Саввинова М.С. Микроклимат многоэтажных птичников и меры по его улучшению: Автореф. дис. ... канд. ветер, наук / М.С.Саввинова. – М., 1978. – 19 с.
129. Светлова Л.Л. Зоологические нормы содержания птицы в промышленном птицеводстве: Метод, пособие / Л.Л.Светлова. – Л., 1976. – 12 с.
130. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках [Текст] / В.М. Селиверстов. – Л.: Судостроение, 1973. – 251 с.
131. Селянский В.М. Анатомия и физиология сельскохозяйственной птицы / В.М.Селянский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1986. – 272 с.
132. Селянский В.М. Микроклимат в птичниках / В.М.Селянский. – М.: Колос, 1975. – 304 с.
133. Сергеев В.А. Выращивание и содержание племенной птицы / В.А.Сергеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1977. – 320 с.
134. Сканава А.Н. Отопление: Учеб. для техникумов / А.Н.Сканава. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1988. – 416 с.
135. Скуя М.А. Производство мяса бройлеров на птицефабрике «Кекава» / М.А.Скуя. – М.: Колос, 1979. – 112 с. – (Прогрессив. технологию – всем колхозам и совхозам)..

136. Славин Р.М. Механизация и электрификация птицеводства / Р.М.Славин, А.Т.Зайцев. – М.: Колос, 1971. – 528 с.
137. Славин Р. Н. Механизация и электрификация птицеводства / Р. Н. Славин, А. Т. Зайцев. – М.: КолосС, 1971. – 528 с.
138. Слюсар п.М. Производство бройлеров / П.М.Слюсар. – Киев.: Урожай, 1987. – 127 с.
139. Справочные рабочие таблицы животновода, ветврача, зоотехника. – Н.Новгород: Предприятие «СТП», 1999. – 108 с.
140. Старых В. Н. Воздухообмен в птичниках для кур-несушек / В. Н. Старых, А. К. Данилова. // Птицеводство. – 1965. – №11. – С. 8–10.
141. Стасюлявичюс Ю. К. Теплообмен и аэродинамика шахматных пучков в поперечном потоке воздуха в области числа $Re > 10^4$ / Ю.К.Стасюлявичюс, П.С.Самошка. – М.: ИФЖ, 1964. – Т. 7, № 11. – с. 10-15.
142. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) / – Санкт-Петербург, НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
143. Теплотехніка / [упор. Б.Х.Драганов, О.С.Бессараб, А.А.Долінський та ін.] ; під ред. Б.Х. Драганова. – [2-е вид.]. – Київ: в-во «Фірма «ІНКОС», 2005. – 400 с.
144. Троханяк В. И. Оценка теплогидравлической эффективности кожухотрубного теплообменного аппарата с компактным размещением труб в пучках на основе компьютерного численного моделирования процессов

тепломассопереноса [Електронний ресурс] / В. И. Троханяк, Ю. А. Богдан // APRIORI. Серия: Естественные и технические науки. – 2015. – №6. – Режим доступа к ресурсу: <http://apriori-journal.ru/seria2/6-2015/Trohanyak-Bogdan2.pdf>.

145. Троханяк В. И. Теплогидравлическая эффективность кожухотрубного теплообменника с компактным размещением пучков труб [Електронний ресурс] / В. И. Троханяк, Ю. А. Богдан // APRIORI. Серия: Естественные и технические науки. – 2015. – №6. – Режим доступа к ресурсу: <http://apriori-journal.ru/seria2/6-2015/Trohanyak-Bogdan1.pdf>.

146. Троханяк В. И. Численное моделирование процессов тепло- массопереноса для кожухотрубного теплообменника с компактным размещением пучков труб [Електронний ресурс] / В. И. Троханяк, Ю. А. Богдан // APRIORI. Серия: Естественные и технические науки. – 2015. – №6. – Режим доступа к ресурсу: <http://apriori-journal.ru/seria2/6-2015/Trohanyak-Bogdan.pdf>.

147. Троханяк В. І. Дослідження процесу генерації 3D-сітки промислової теплиці методом кінцевих елементів в ANSYS Meshing [Електронний ресурс] / В. І. Троханяк, Б. В. Куляк // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf6t3/25.pdf>.

148. Троханяк В. І. Імітаційне моделювання за допомогою MATLAB Simulink системи мікроклімату в пташниках у літній період року [Електронний ресурс] / В. І. Троханяк, В. О. Мірошник // Енергетика та автоматика. – 2016. – Режим доступу

до

ресурсу:

<http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/8339/7890>.

149. Троханяк В. І. Імітаційне моделювання за допомогою MATLAB Simulink системи мікроклімату в пташниках у зимовий період року [Електронний ресурс] / В. І. Троханяк, В. О. Мірошник, Б. В. Куляк // Енергетика та автоматика. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/8368/7914>.

150. Троханяк В. І. Математичне моделювання процесів гідродинаміки і теплообміну системи охолодження в пташниках [Електронний ресурс] / В. І. Троханяк // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf6t3/26.pdf>.

151. Троханяк В. І. Математичне моделювання процесів тепло- й масопереносу та оптимальне розміщення вентиляційного обладнання у пташнику / В. І. Троханяк. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – 2016. – №242. – С. 210–214.

152. Троханяк В. І. Математичне моделювання теплообмінного апарата з шаховим та компактным розташуванням труб в трубному пучку / В. І. Троханяк, В. Г.

Горобець. // Мелітополь: ТДАТУ. – 2015. – Вип.: 15 Т.4. – С. 142–149.

153. Троханяк В. І. Розробка та чисельне моделювання теплообмінного обладнання нової конструкції для систем підтримання мікроклімату у пташниках / В. І. Троханяк, Є. О. Антипов, Ю. О. Богдан. // Науковий журнал ХНТУСГ імені Петра Василенка «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексу». – 2018. – №12. – С. 50–58.

154. Троханяк В. І. Розробка та чисельне моделювання теплообмінного обладнання нової конструкції для систем підтримання мікроклімату у пташниках / В. І. Троханяк, Є. О. Антипов, Ю. О. Богдан. // Науковий журнал ХНТУСГ імені Петра Василенка «Інженерія природокористування». – 2018. – №1(9). – С. 48–56.

155. Троханяк В. І. Чисельне моделювання теплообмінного апарата для різних систем вентиляції [Електронний ресурс] / В. І. Троханяк // Енергетика та автоматика. – 2018. – Режим доступу до ресурсу:
<http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/10905/9548>.

156. Троханяк В. І. Визначення коефіцієнта тепловіддачі при чисельному моделюванні трубного пучка // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2015. Вип. 15, Т. 2. С. 332–337.

157. Троханяк В. І. Побудова сітки ANSYS Meshing для CFD моделей методом кінцевих елементів // Науковий вісник

Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». Вип. 209, Ч. 2. С. 244–249.

158. Троханяк В. І., Богдан Ю. О. Застосування методу кінцевих елементів при побудові сітки в Ansys Meshing для CFD моделей // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія «Технічні науки» 2015. Вип. 30, Т. 2. С. 181–189.

159. Федоров Н.М. Эффективность санитарно-гигиенических мероприятий по снижению уровня микробного загрязнения птицеводческих помещений занятых птицей: Автореф. дис. ... канд. ветер, наук / Н.М.Федоров; Белорус. НИИ животноводства. – Жодино, 1989. – 21 с.

160. Фисин В.И. Технология промышленного производства бройлеров / В.И.Фисин. – М.: Колос, 1976. – 88 с.

161. Халатов А.А. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностями генераторами вихрей. / А.А. Халатов, В.Н. Онищенко, И.И. Борисов // Доклады НАН Украины. – К.: – 2007. – № 6 – С. 70–75.

162. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхности углублений (лунок) / А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.

163. Цубанов А.Г. Отопление и вентиляция помещений для содержания птиц и животных: Метод, указания по курсовому проектированию / А.Г.Цубанов. – Минск.: Минск, ин-т механизации сельск. хоз-ва., 1976. – 38 с.

164. Чаус В.П. Выращивание птицы / В.П.Чаус. – Л.: Лениздат, 1985. – 127 с.
165. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Шлиштинг Г. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
166. Штовба С. Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB / Штовба С. Д. – Горячая Линия – Телеком. – 2007. – 288с. – ISBN 5-93517-359.
167. Штокман Е.А. Вентиляция и кондиционирование воздуха помещений в районах с тропическим климатом: Учеб. пособие для вузов / Е.А.Штокман, Е.Е.Новгородский. – М.: Стройиздат, 1991. – 256 с.
168. Aiba S. Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall /S. Aiba // J. of Heat Transfer, vol. 112, 1990. – p. 933-938.
169. Aiba S. Heat transfer of tubes closely spaced in an in-line bank / Aiba S., Ota T., Tsuchida M. // Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 21, 1980. – p. 311-319
170. Allmaras S.R., Johnson F.T., Spalart P.R. (2012) – Modifications and Clarifications for the Implementation of the Spalart-Allmaras Turbulence Model, 7th International Conference on Computational Fluid Dynamics, pp. 9-13, Big Island/Hawaii.
171. Alvarez R. Condiciones de confort para la explotación de las gallinas ponedoras / R. Alvarez, C. Delgado // Rev.cnb.Cienc.avic. – 2000. – Vol.24. – No 1. – P. 1-13.
172. ANSYS (2011) – ANSYS Fluent Theory Guide. Release, Published in the USA, 794 p..

173. Bailly C., Comte-Bello G. (2015) – Turbulence. Series: Experimental Fluid Mechanics, Springer International Publishing, 360 p., Heidelberg/Germany.

174. Balnave D. Increased utilization of sensible heat loss mechanisms in high temperature, high humidity conditions / D. Balnave // World's Poultry Sc.J. – 1998. – Vol.54. – No 1. – P. 69-72.

175. Bardina J.E. Turbulence Modeling Validation, Testing and Development / Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J, // California, NASA reports – April, 1997. – 88 p.

176. Bergelin O. P. Heat transfer and fluid friction during flow across banks of tubes. / Bergelin O. P., Brown G. A., Doberstein S. C. – Trans. ASME, 1952. – vol. 74, N 6. – P. 953-960.

177. Böttcher R.W. Full scale poultry house calorimetry / R.W. Böttcher, M.B. Timmons // American society of agricultural engineers. – 1982. – 31 p.

178. Bressler R. Versuche über den Druckabfall in quer angestromten Rohrbündeln. – Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, 1958. – Bd. 24, N 3. – S. 365-368.

179. Brunsch R. Stoff- und Wärmeproduktion in Geflügelställen / R. Brunsch // Forschungsber. Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Ges. Agrartechnik im VDI 355, Potsdam. – 2000. – 192 p.

180. Chui E.H., Raithby G.D. (2013) – Computation of radiant heat transfer on a non-orthogonal mesh using the finite-volume method, Numerical Heat Transfer, vol.23, part B, pp. 269–288.

181. Ekwue E.I. Poultry Farm Buildings in Trinidad: Present and Future Prospects / E.I.Ekwue, M.Grey, A. Brown. – West Indian Journal of Engineering, 2003. – Vol. 25., No 2. – P. 1-17.

182. Ferziger J.H. Computational Methods for Fluid Dynamics / J.H. Ferziger, M. Perić. – 3, rev. ed. – Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo: Springer, 2002. – 423 p.

183. Ferziger J.H. Computational Methods for Fluid Dynamics / J.H. Ferziger, M. Perić. – 3., rev. ed. – Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo: Springer, 2002. – 423 p.

184. Gorobets V.G., Trokhaniak V.I., Antypov I.O., Bohdan Yu.O. (2018) – The numerical simulation of heat and mass transfer processes in tunneling air ventilation system in poultry houses, INMATEH: Agricultural engineering, vol.55, no.2, pg.87-96, Bucharest/Romania.

185. Grimison E. D. Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tubes banks. – Trans. ASME, 1937. – vol. 59. – No 7. – P. 583-594.

186. Gustafsson G. Godselgasventilation i stallar for losgaende yafбopз / G.Gustafsson, E. Wachenfeit. Wachenfeit Sveriges lantbruksuniv. Institutionen for jordbrukets biosystem och teknologi, III, Alnarp. – 1997. – 59 p.

187. Haley D.C. Evaporative cooling, now-anywhere / D.C.Haley//ASHRAE Trans. Symp. Pap. Calif., 19-22 jan. – 1986. – V. 92. – Pt. IB. – P. 901-909.

188. Hamrita T.K. Poultry environment and production control and optimization: A summary of where we are and where we want to go // T.K. Hamrita, B. Mitchell // Trans.ASAE. – St.Joseph(Mich.). – 1999. – Vol. 42. – No 2. – P. 479-483.
189. Hanjalic, K. Advanced Turbulence Closure Models: A View on the Current Status and Future Prospects, Int. J. Heat & Fluid Flow, 1994. – vol. 15, – P. 178-203.
190. Hassanzadeh P., Raithby G.D., Chui E.H. (2008) – Efficient calculation of radiation heat transfer in participating media, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, vol. 22, no 2, pp. 129-139, doi:10.2514/1.33271, Reston/USA.
191. Hatami M. A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery / M. Hatami, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy // Renewable and sustainable energy reviews/. – 2014. – № 37. – p. 168-181.
192. Heat transfer and fluid friction during viscous flow across banks of tubes/ [Bergelin O. P., Brown G. A., Hull H. L., Sullivan F. W.]. – Ibidem, 1950. – vol. 72, N 6. – P. 881-888.
193. Henkes R. A.W. M. Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulence Models / R. A.W. M. Henkes, F.F. van der Flugt, C. J. Hoogendoorn. Int. J. – Heat Mass Transfer, 1991. – No 34. – P. 1543-1557.
194. Jan Hulzebosch. How to keep your birds cool/ Jan Hulzebosch //, WP. – Vol. 21, No 6. – 2005. P. 32-34.

195. Jang J. -S. R/ ANFIS: Adaptive-Network-Based-Fuzzy Inference System // IEEE Trans. Systems & Cybernetics. – 1993. – Vol. 23. – P. 665–685.
196. Joseph O.B. A close look at evaporative cooling / O.B.Joseph // Air Cond, Heat, and Refr. News. – 1985. – V. 164. – No 9. – P. 8-9.
197. Kangro A. Luftfororeningar i varphonsstallar / A.Kangro // Rapp./Sveriges lantbruksuniv. Institutionen for lantbrukets byggnadsteknik 88, Lund. – 1993. – 124 p.
198. Keep Birds Cool Costs Down.pdf / Poultry Farm Buildings in Trinidad / [Elektronic resource] / Auburn University, in cooperation with the U.S. Poultry & Egg fnd Alabama Poultry & Egg Associations Issue No 48, July 2007 – Mode of access: <http://www.aces.edu/poultryventilation/documents/Nwsltr>.
199. Keeping birds cool costs down in summertime heat. Auburn University in association with the US poultry and egg association / [J. Campbell, J. Donald, G. Simpson and other]. // Issue. – 2007. – No 48. – P. 12–15.
200. Khmelnik S.I. (2018) – Navier-Stokes equations. On the existence and the search method for global solutions, Mathematics in Computers – MiC, 134 p., Bene-Ayish/Israel.
201. Launder B. E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence / B. E. Launder, D.B. Spalding. – Academic Press, London, England, 1972.
202. Lynna N. Minimalni ventilace pro brojleru / N. Lynna, L. Skalka // Nas Chov. – 2002. – R. 62. – No 2. – S. 45.

203. MacDonald R. Two stage infrared heating / R. MacDonald // Saskatoon. – 1995. – No 95–211. – 12 p.
204. Maloney S.K. Heat storage, not sensible heat loss, increases in high temperature, high humidity conditions / S.K. Maloney // World's Poultry Sc. J. – 1998. – Vol. 54. – No 4. – P. 347-352.
205. May J.D. The effect of air velocity on broiler performance and feed and water consumption / J.D. May, B.D. Lott, J.D. Simmons // Poultry Sc. – 2000. – Vol. 79. – No 10. – P. 1396-1400.
206. Mikec M. Djelovanje povišene temperature okolisa na proizvodnost i zdrav – Ije peradi / M. Mikec // Stocarstvo. – 1999. – G. 53, sv. 6. – P. 461-471.
207. Miller J.K. Evaporative cooling of broiler houses using air-assisted spray nozzles / J.K. Miller, I.E. Berry // American society of agricultural engineers, 1988. – 9 p.
208. Modest M.F. (2013) – Radiative Heat Transfer (Third Edition), Publishing in: Academic Press, 897 p..
209. Murthy J.Y., Mathur S.R. (1998) – Finite volume method for radiative heat transfer using unstructured meshes, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, vol.12, no.3, pp. 313-321.
210. Nauck D., Klawonn F., Kruse R. Foundations of Neuro-Fuzzy Systems. John Wiley & Sons. – 1997. – 305p.
211. Nelson G.L. Broiler Growing / G.L.Nelson, J.W.West // G.L, 1959. – P. 10, 6, 56-58.
212. Pierson O. L. Experimental investigation of the influence of tube arrangement on convection heat transfer and flow

resistance in cross flow of gases over tube banks. – Trans. ASME, 1937, vol. 59. – No 7. – P. 563-572.

213. Precision 1-Wire Digital Thermometer / [Elektronik resourse] / DS18S20 High Precision / 1-Wire Digital Thermometer – Mode of access: <http://datasheets.maximintegrated.com/en/ds/DS18B20.pdf> . High.

214. Robinson D. Lutemal cooling of laying houses / D.Robinson // The Poultry Farmer, 1980. – No 47. – P. 25.

215. Sarkar S. Application of a Reynolds-Stress Turbulence Model to the Compressible Shear Layer / S. Sarkar, L. Balakrishnan. – ICASE Report 90-18 // NASA CR 182002, 1990.

216. Selders A.W. Prototype broiler house heat exchanger performance / A.W. Selders, G.H. Carpenter, D.J. Workman // American society of agricultural engineers, 1988. – 16 p.

217. Shih T.-H. Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows / Model Development and Validation / [T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu]. – Computers Fluids, 1995. – No 24(3). – P. 227–238.

218. Spalart P. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. Technical Report AIAA-92-0439. / P. Spalart, S. Allmaras. – American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992.

219. Spalart P. R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows / P. R.Spalart, S. R.Allmaras. – La Recherche Aerospatiale, 1994. – No. 1. – P. 5-21.

220. Spalart P.R., Rumsey C.L. (2007) – Effective inflow conditions for turbulence models in aerodynamic calculations, Aiaa

Journal, vol. 45, no. 10, pp. 2544-2553 doi:10.2514/1.29373, Reston/USA.

221. Speziale C.G. Modeling of Turbulent Transport Equations / C.G Speziale, T. Gatski, M. Hussaini, J. Lumley // Simulation and Modeling of Turbulent Flows, Oxford University. – Press, 1996. – 159 p.

222. Spratt D. Basic husbandry for broilers / D. Spratt // Factsheet. Agdex / Ontario. Min. of agriculture and food 452. – Toronto (Ont.), 1993. – 202 p.

223. Technology Drive Canonsburg / ANSYS Fluent User's Guide. Release 14. – ANSYS, Inc. Southpointe 275 / Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011. – 2428 p.

224. Technology Drive Canonsburg / ANSYS Meshing User's Guide. Release 15. – ANSYS, Inc. Southpointe 275 / Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2013. – 492 p.

225. Wathes CM. Aerial emissions from poultry production / C M . Wathes // World's Poultry Sc. J. – 1998. – Vol. 54. – No 3. – P. 241-251.

226. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries / D.C.Wilcox. – Inc. La Canada. California, 1998.

227. Yakhot V. Renormalization Group Analysis of Turbulence I Basic Theory. / V. Yakhot, S. A. Orszag. Journal of Scientific Computing, 1986. – No 1(1). – P. 1-51.

228. Zukauskas A. Problem of heat transfer augmentation for tube banks in cross flow / A. Zukauskas // Heat Exchangers. – New York, 1982. – p. 1-21

229. Zukauskas A.A. Heat transfer from tubes in cross-flow. – Adv. Heat transfer, 1972. – vol. 8. – P. 93-160.

ДОДАТОК А. ВИБІР ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПІДЛОГОВОГО УТРИМАННЯ БРОЙЛЕРІВ ТА КУРОК-НЕСУЧОК

**«Колони 2+» з відкидним брезентом і центральною
перфорованою лінією яйце збору для оптимальної якості
інкубаційних і товарних яєць при утриманні родильного
стада бройлерів і курок-несучок**

«Колони 2+» – найновіша розробка автоматичного гнізда групового типу фірми Big Dutchman. Вона відмінно підходить для утримання родильного стада бройлерів і курок несучок. Доброю особливістю даного гнізда являється центральна перфорована лінія яйце збору і відкидного брезенту, що складаються з двох частин. Перш ніж гніздо закривається на ніч, всі яйця скочуються на лінію яйце збору. Таким чином яйця не залишаються в гнізді, курки-несучки не ночують в гнізді, тим самим не забруднюють яйця і не пробують їх висиджувати. Крім того, порох легко вичищається з брезенту – добра гігієна гнізда.

В залежності від конкретних умов пташника, можна вибрати «Колони 2+» в різних конструкціях: настінне або двійне гніздо, одно або двохповерхові конструкції.

Гніздо складається з покритих плівкою водонепроникних дерев'яних пластин, оцинкованих металічних профілів і відсіків, виготовлені із нержавіючої сталі – дуже гігієнічно і стерильно.

Переваги:

- Обладнання для закриття гнізда в формі відкидного брезенту, що є важливою перевагою для розмноження птиці;
- Короткі шляхи для скочення яєць, що забезпечує якість яєць та їх зберігання;
- Помірний нахил підлоги в задній частині гнізда, який забезпечує скочування яєць на лінію яйце збору;
- Яйця, які, можливо, залишаються в гнізді, автоматично скочуються на лінію яйце збору, завдяки конструкції відкидного брезенту;
- Запобігання розкльовування курми яєць на лінії, так як птиці розміщуються в гнізді вище і голова знаходиться назовні;
- Гніздо лишається дуже чистим весь час, таким чином відкидний брезент на ніч закриває гніздо, а накопичене за день сміття висипається з гнізда – яйце більш чистіше;

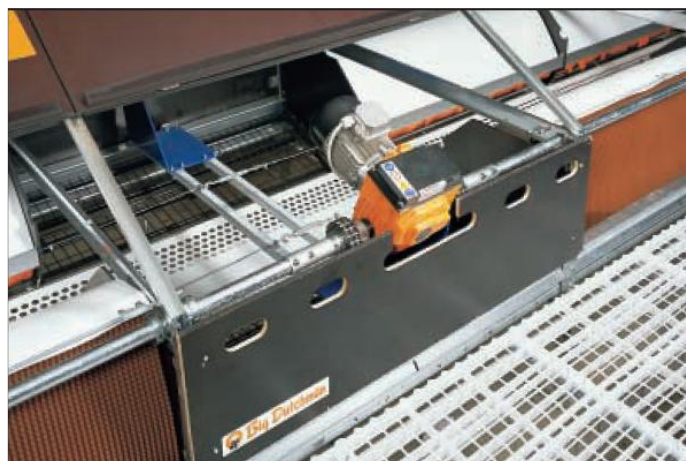


Рис. А.1. Зовнішній вигляд двигуна для закривання і відкривання гнізда

Продумана конструкція гнізда дозволяє ефективно боротися з кліщами, так як відсутні важкодоступні кути та щілини.

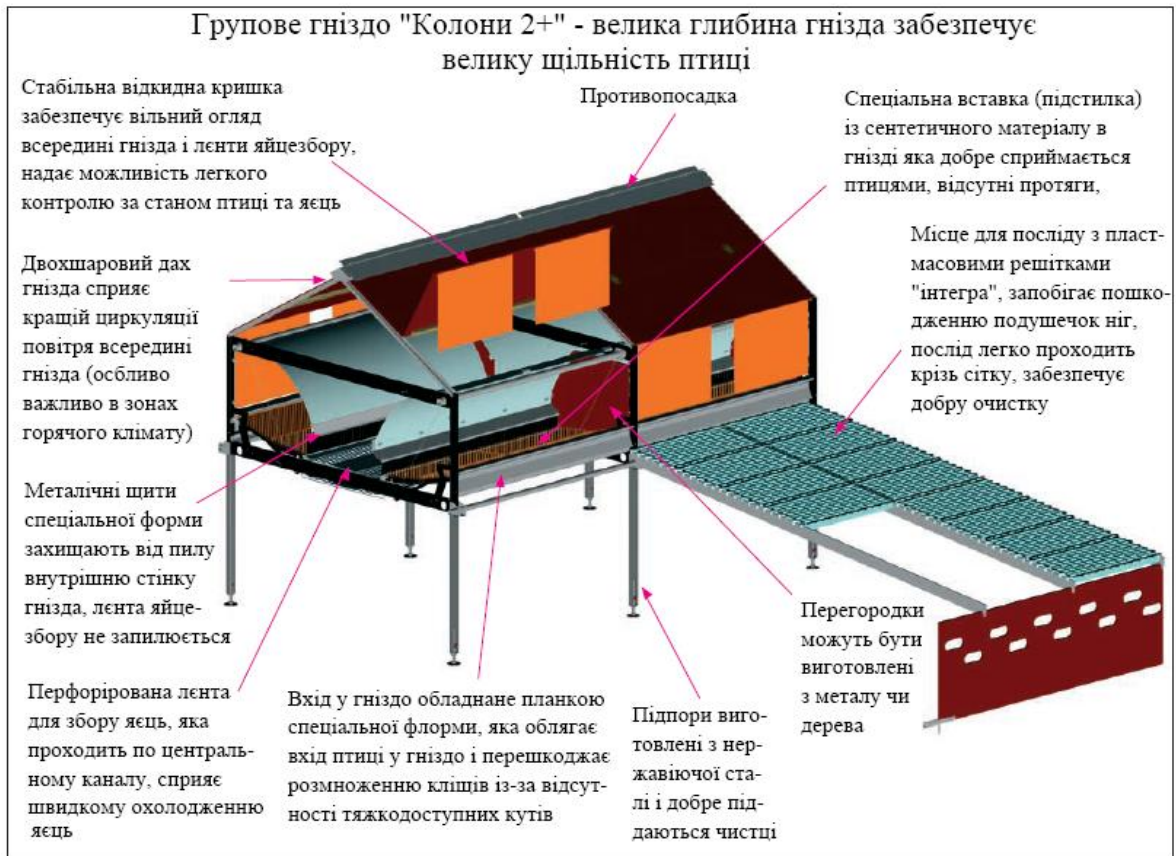


Рис. А.2. Групове гніздо «Колони 2+»

Система поїння.

Забезпечення чистої питної води для підвищення потенціалу продуктивності птиці дуже важливо. При цьому вода повинна бути завжди в достатній кількості, чистий і свіжий та доступною для птиці.

Розроблення різних систем поїння як для м'ясних так і для курок несучок, включаючи родильне стадо і молодняк, а також індиків.

Різновиди системи поїння:

- Ніпельні поїлки з чашою – капле вловлювача і без неї.
- Системи ніпельного поїння для індиків.
- Круглі чашечці поїлки.

Вибір підходящої системи поїння залежить від птиці, її призначення, особливостей приміщення та власних бажань замовника.

Ніпельні поїлки.

Ніпельна система поїння зарекомендувала себе в сучасному птахівництві як надійна та гігієнічна установка. Вона складається із наступних елементів:

- Блок регулювання тиску з установкою промивки (1), приставка до труби з одної сторони або з другої чи посередині (2), в залежності від довжини лінії поїння.
- Регулятор тиску для лінії поїння (3) з перепадом по висоті від 10 до 15 см.
- Відкидний деаератор (4) або автоматичний деаератор (5, опція) з показником рівня води.
- Насадка деаератора з вентилям (6) в робочому режимі вентиль відкритий і повітря може виходити.
- Алюмінієвий профіль (7) або кругла труба з тросом (8).
- Ніпельна труба з ніпелями різного типу – топ ніпель (9), оранжевий топ ніпель (10) і ніпель СаніСтар (11).
- Система підвіски (12).

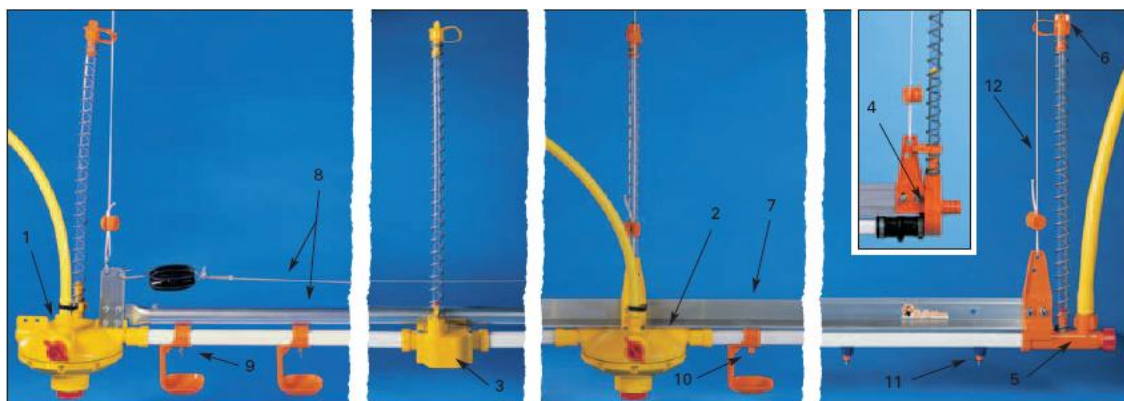


Рис. А.3. Зовнішній вид ніпельної поїлки ЮМБО-Б

Таблиця А.1.

Технічні характеристики ніпельної поїлки ЮМБО-Б.

Діаметр, мм	Висота, мм	Вага без грузу, кг	Збереження завантаженого бочка, л	Мін. робочий тиск, бар	Макс. робочий тиск, бар	Оптимальне положення води в жолобі, мм
400	640	1,75	7	0,2	0,5	10-20

Медикатор – точне дозування медикаментів через питну воду

Медикатор врізається в систему водопостачання і допомагає дозувати відповідні вітаміни і медикаменти в питну воду. Важливим для дозування кількості медикаментів встановлюється дуже точно, так як препарати добавляються в систему поїння пропорційно фактичній потребі води. Суміш води з потрібним препаратом здійснюється тільки на виході з ємкості змішувача.

Завдяки цьому мотор не має контакту з добавляння речовин – відсутність заклинювання ніпелів, довгий строк служби.

Препарат який розчинився у воді втягується прямо із оригінальної упаковки.

Порошкоподібні або в'язкі речовини подаються в ємкість для змішування за допомогою циркуляційного насосу.

Переваги:

- Практичне дощування при будь-якому об'ємі потоку води.
- Широкий діапазон дозування і більші об'єми потоку води.
- Довготривалий строк служби і високо функціональна надійність на основі високоякісного матеріалу, при умові регулярної очистки.
- Відповідний пакет запчастин для своєчасної заміни швидкозношувальних деталей.



а



б

Рис. А.4. Зовнішній вигляд а – медика тора, б – ємкість для змішування медикаментів, 60л.

Система годування Repromatic

Big Dutchman розробила систему Repromatic зка особливим станом відповідає спеціальним вимогам до утримання родильного стада бройлерів та курок-несучок. Під час вирощування, перш за все важливо однорідний фізичний статевий розвиток поголів'я. Внаслідок процесу виробничої фази важливим стає продовження і стабільна функція виробництва. При цьому неминучим являється обмеження кормління курочок.

Система Repromatic найкращим чином допомагає досягнути наміченої мети, оскільки ця комбінація переважає ланцюгове і чашкове годування.

Для подачі корму застосовується міцна високовиробнича кормороздаткова установка ЧЕЛЕНДЖЕР. Годування птиці відбувається і з новою спеціально розробленою чашковою кормушкою на 16 кормомісць.

Важливі основні частини системи кормо роздачі.

1. Зважування корму. Точне зважування корму являється важливою передумовою для обмеженого годування птиці. Для цього пропонується зважування корму і бажано на вазі «Автоліміт». Максимальна корисна загрузка 1,5 т, необхідна кількість корму механічно зважується в бункері. Об'єм даного бункеру може бути 1250 л або 1850 л.



Рис. А.5. Зовнішній вигляд установки «Автоліміт»

2. Двигун. Так як двигун кормового ланцюга принципово відділений від кормової колонки, система кормо роздачі може бути легко пристосована до будь-якої ситуації в пташнику.

- Висока швидкість руху кормороздаткового ланцюга 36 м/хв.
- Потужність двигуна в залежності від довжини, складає 1.1, 1.5, або 2.2 кВт.



Рис. А.6. Зовнішній вигляд двигуна

3. Кормороздатковий канал з ланцюгом. Кормороздатковий ланцюг ЧЕЛЕНДЖЕР може з високою швидкістю передавати більше об'єму корму.

- Потужність транспортування 2 т/год.
- Висока міцність.
- Плавний хід ланцюга в каналі.
- Відкрита система – простий догляд.

4. 90° – кутник. Якість – гарантована безпечність роботи. Спеціально розроблений кутник відрізняється високою надійністю.

- Загартований пристрій для направлення ланцюга.



Рис. А.7. Зовнішній вигляд 90° – кутника

- Не потребує змазування, підшипник із пластмаси – довговічність.
- Особливості кормушки FluxxBreeder у стадії отримання курок-несучок:
- Механізм наповнення кормушки на повний кут 360° гарантує високий рівень її наповнення.

- Проста і надійна установка корму, за рахунок 8 лопастей зовнішнього циліндра кормушки попереджують втрати корму.
- Плоска чаша кормушки з роздільним ребрами – рівномірне роз приділення і відсутність втрати корму.
- 4 отвори для очистки на дні кормової чаші – вода просто стікає через них.
- Простий механізм відкриття чаші кормушки дозволяє старанно очистити всю кормушку після кожного годування.

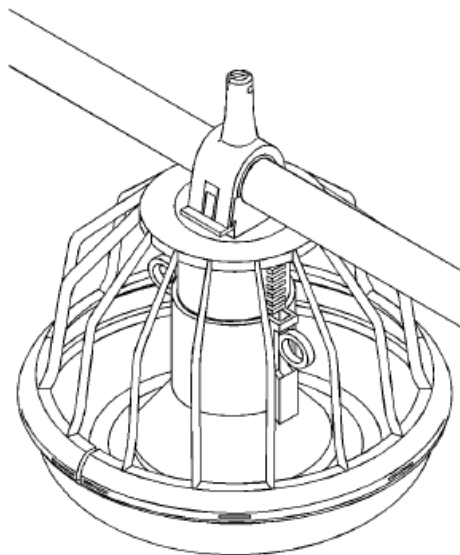


Рис. А.8. Зовнішній вигляд кормушки

Окреме годування когутів.

Правильне годування когутів визначає високу степінь оплодотворення. Різне годування однозначно гарантує отримання когутами точно встановленого і необхідного їм об'єму корму. Його рецептура відмінна від корму для курочок.

В системі кормо роздачі використовується труба з шнеком. Дуже важливо підняти лінію годівниці на таку висоту, щоб кури не могли дотягнутися до неї.

Кормушка MALE PAN діаметром 330 мм має важильну решітку «Гриль», розраховану на годування 7 – 9 голів. Міцне і надійне кріплення кормушки дол. Труби дозволяє витримувати серйозне навантаження під час годування когутів. Якщо постачається кормушка MALE PAN то шахта дозування корму всередині циліндра кормушки гарантує швидке, рівномірне і одночасне наповнення всіх кормушок.

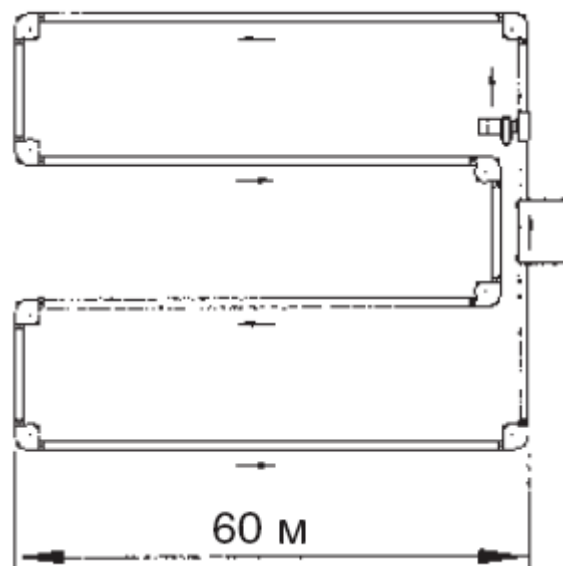


Рис. А.9. Загальне планування кормороздавача

Таблиця А.2.

Технічні характеристики двигуна кормороздавача МПФ

Потужність двигуна, кВт	Макс. Довжина ланцюга, м
1,1	300

ДОДАТОК Б. РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ДОСЛІДЖУВАНИХ ПУЧКІВ

*Результати моделювання теплообміну досліджуваних
пучків $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 3128$; $Pr = 0,704$ ($n = 600$ об / хв)*

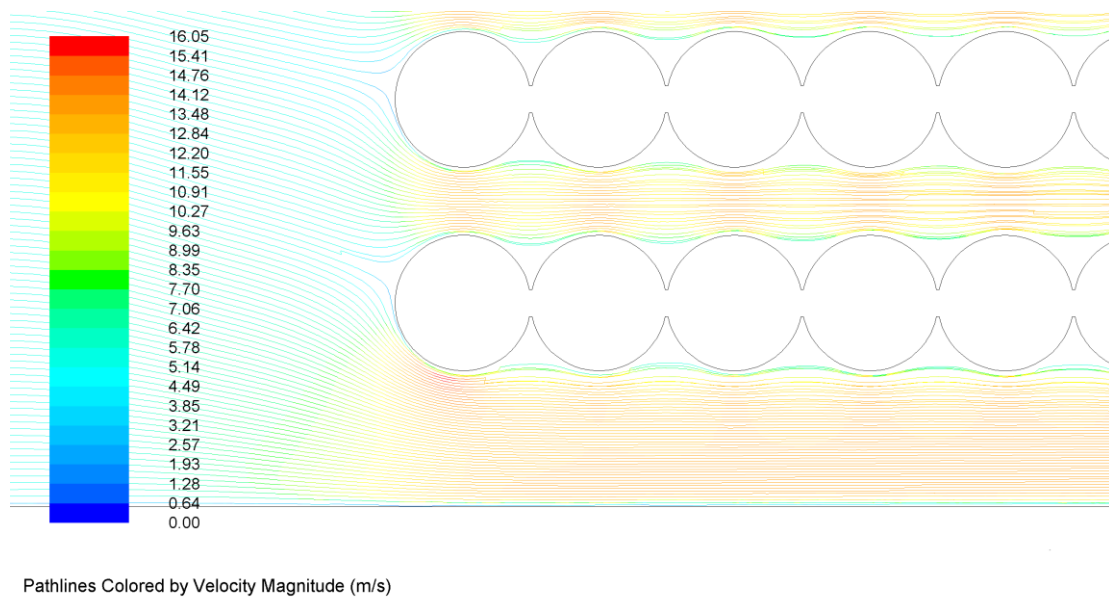


Рис. Б.1. Лінії струму, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

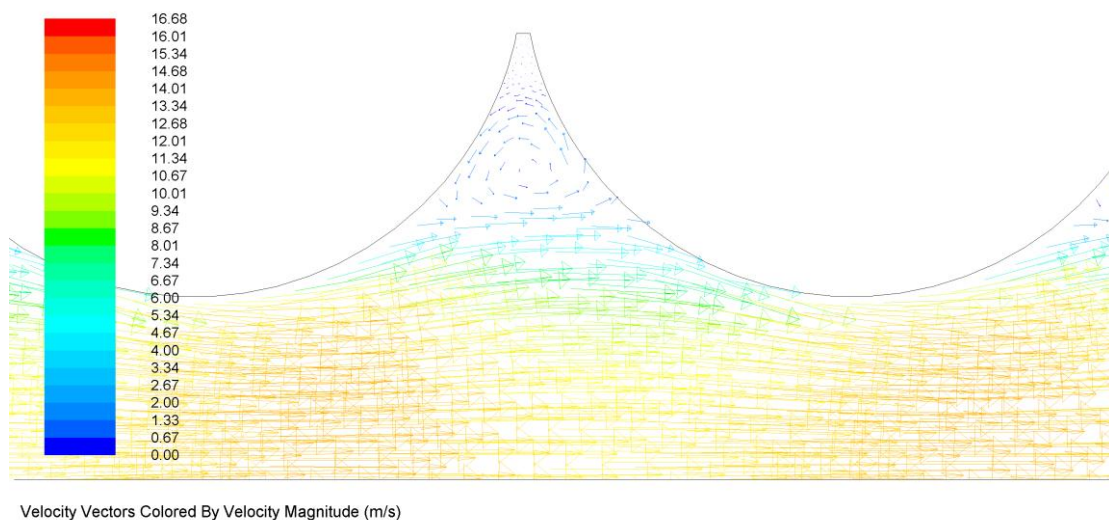


Рис. Б.2. Вектор швидкості в області зіткнення трубок, м/с

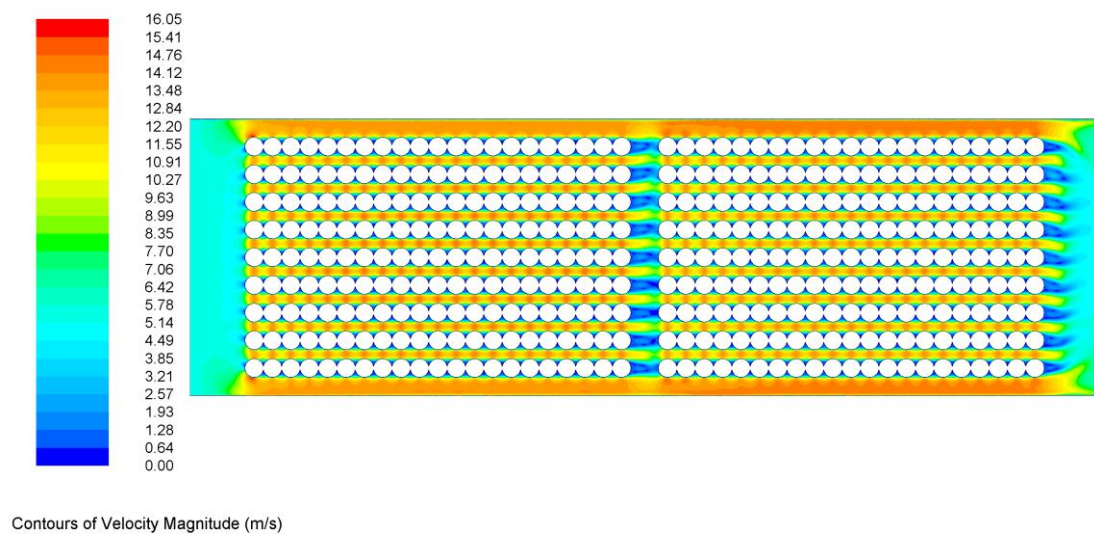


Рис. Б.3. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

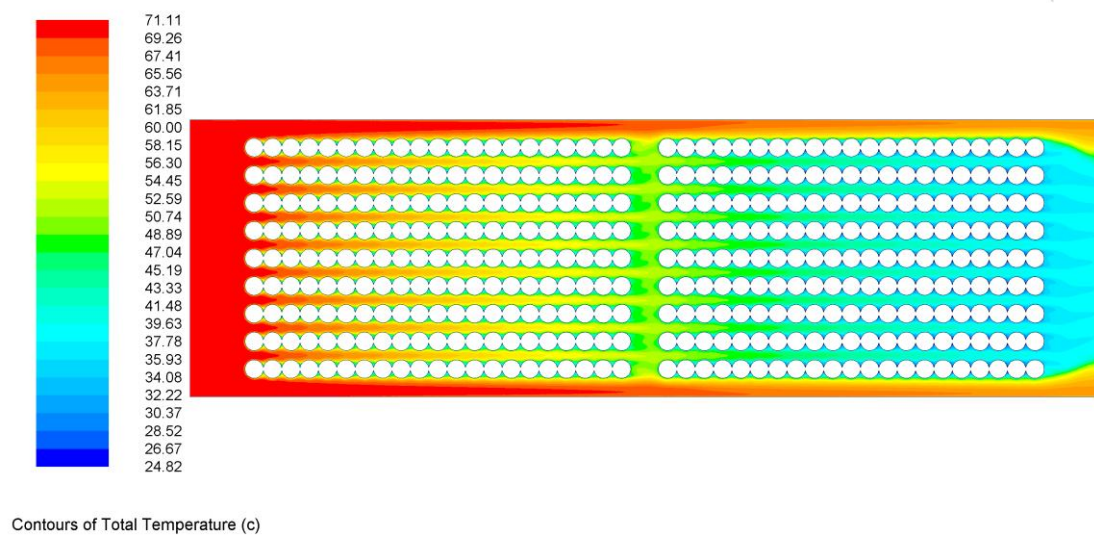


Рис. Б.4. Зміна температури в каналах пучків труб, °C

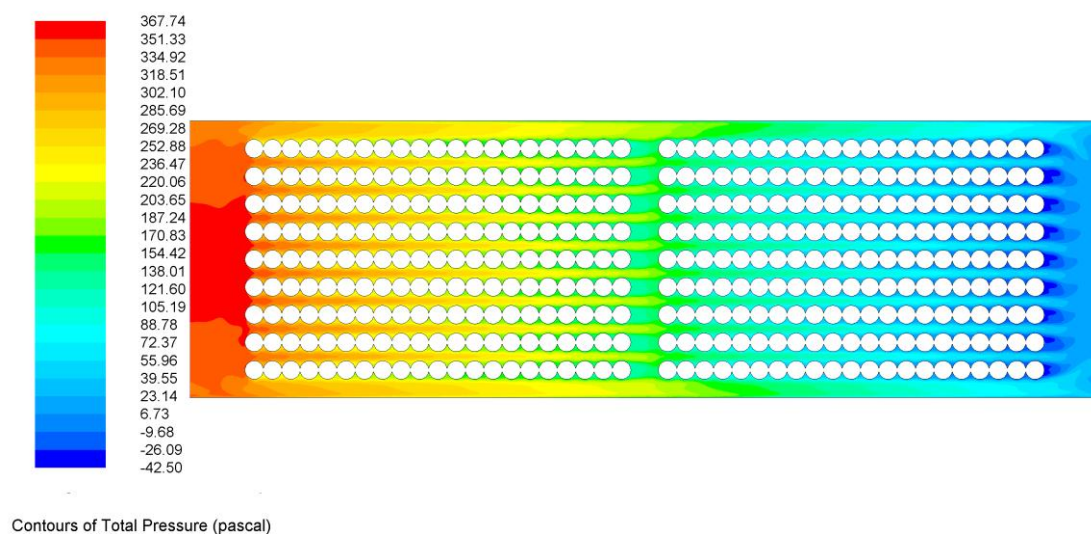


Рис. Б.5. Перепад тиску в каналах пучків труб, Па

Результати моделювання теплообміну досліджуваних пучків $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 4061$; $Pr = 0,702$ ($n = 800$ об / хв)

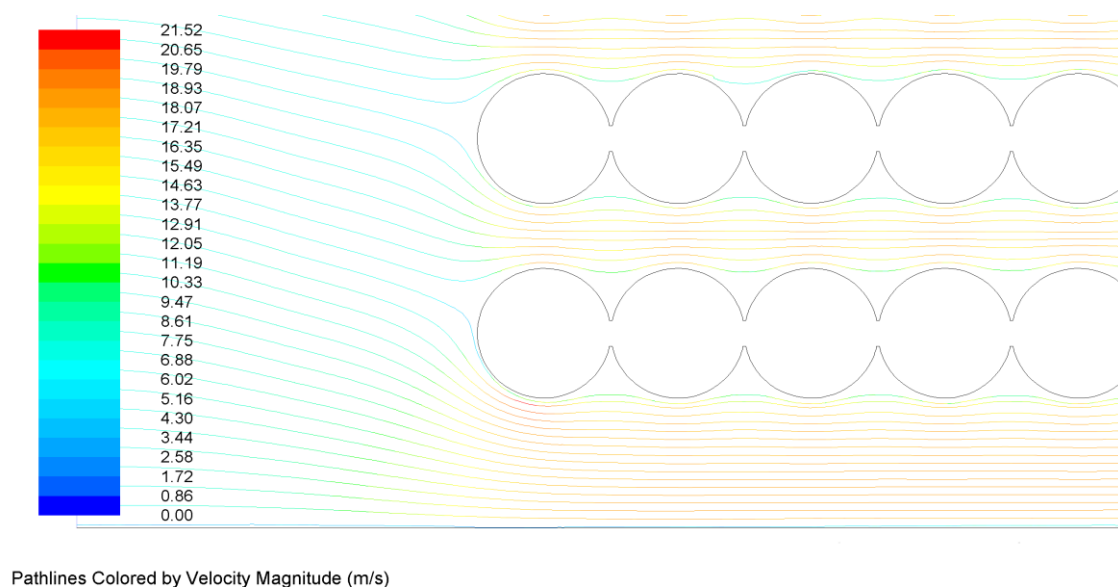


Рис. Б.6. Лінії струму, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

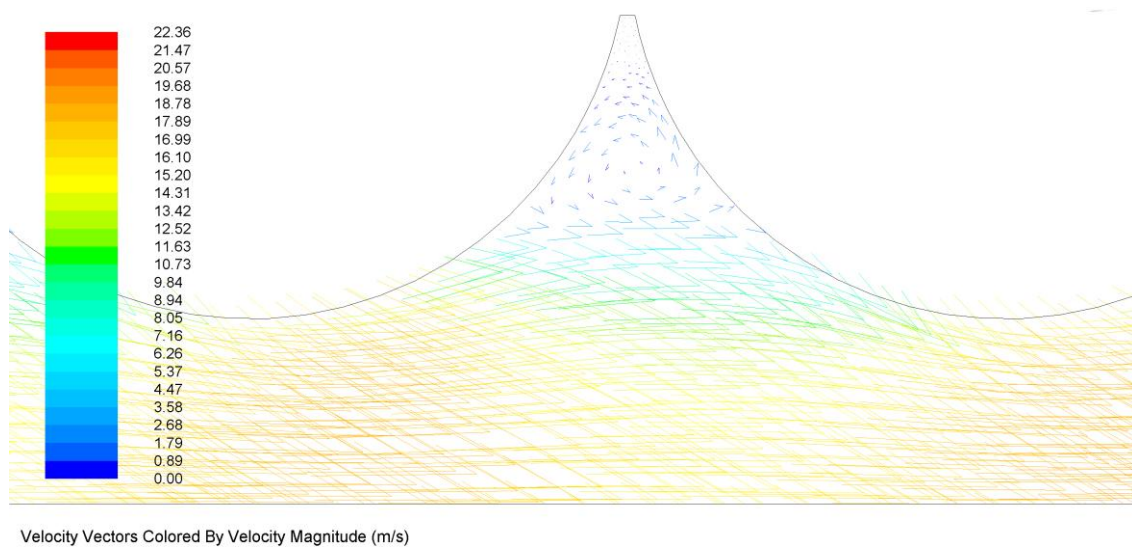


Рис. Б.7. Вектор швидкості в області зіткнення трубок, м/с

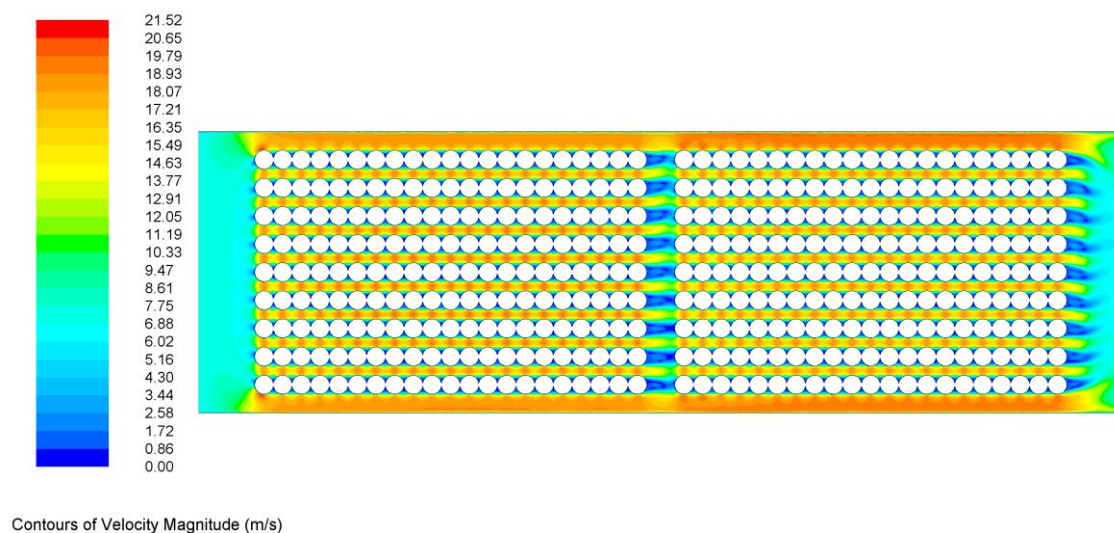


Рис. Б.8. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

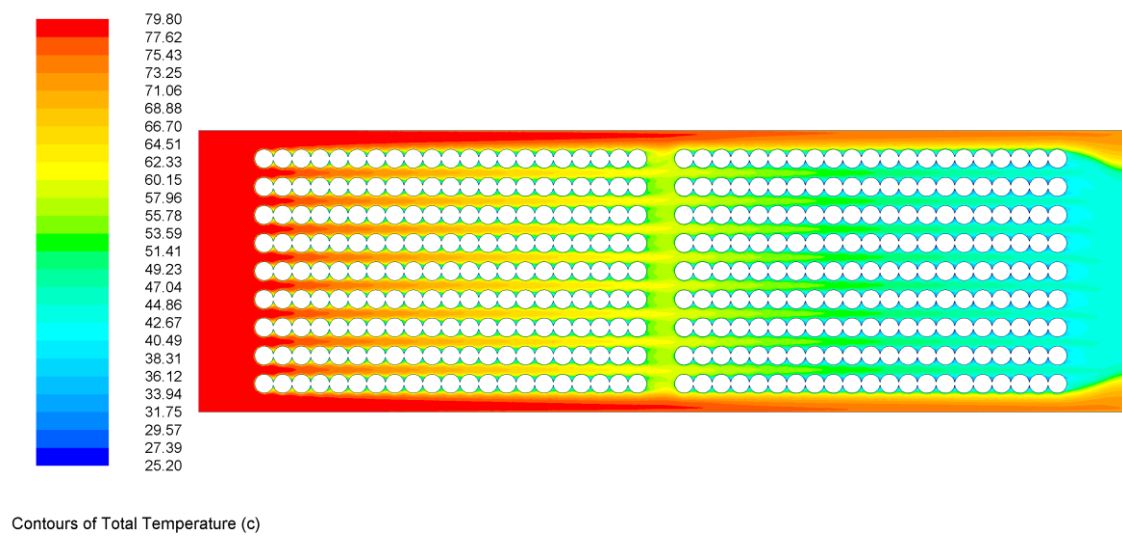


Рис. Б.9. Зміна температури в каналах пучків труб, °C

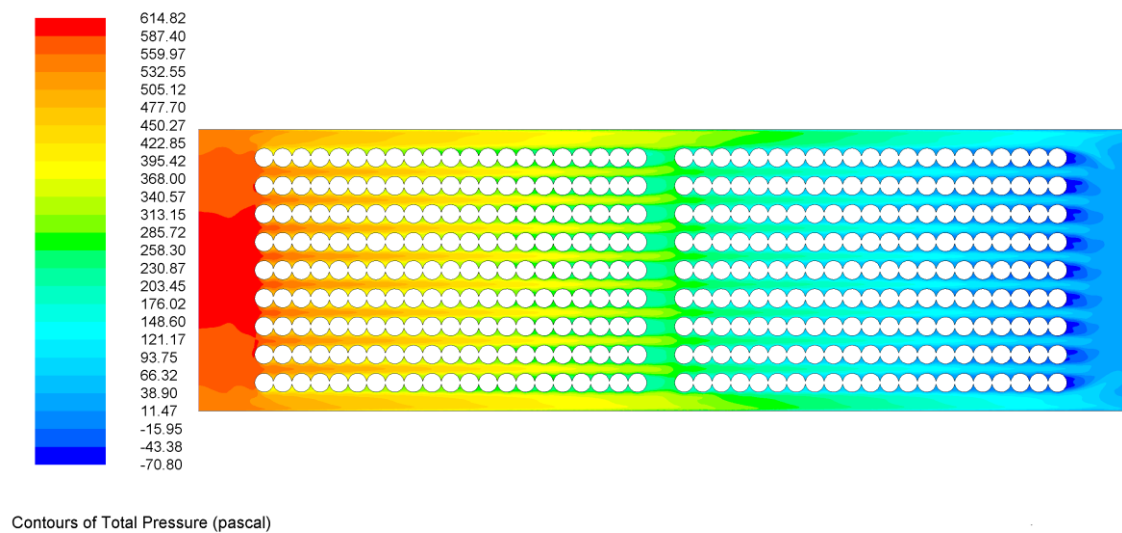


Рис. Б.10. Перепад тиску в каналах пучків труб, Па

Результати моделювання теплообміну досліджуваних пучків $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 4809$; $Pr = 0,699$ ($n = 1000$ об/хв)

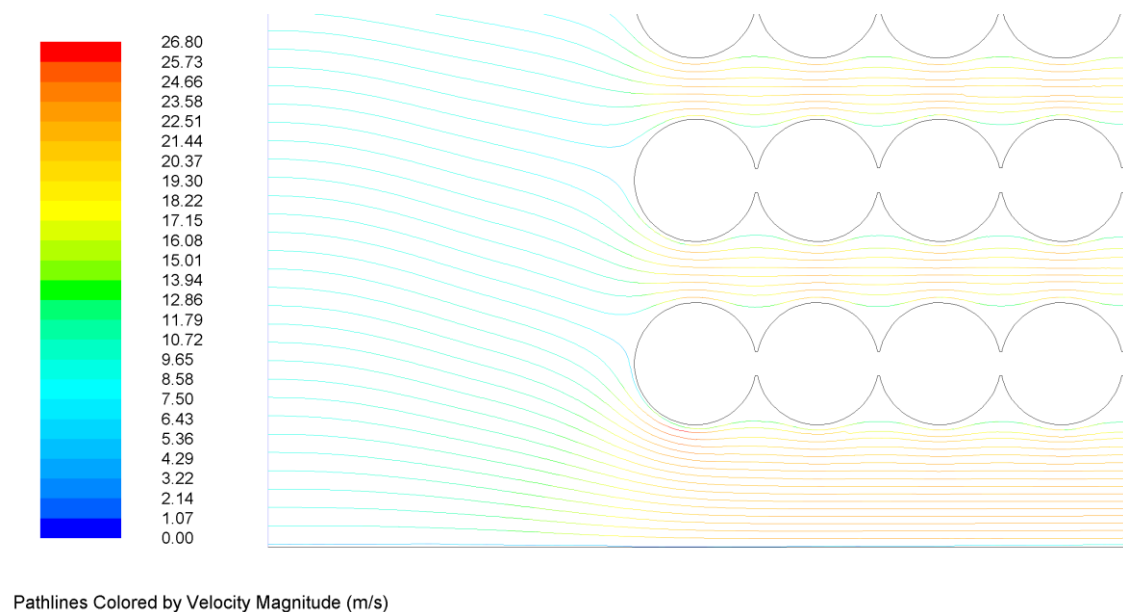


Рис. Б.11. Лінії струму, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

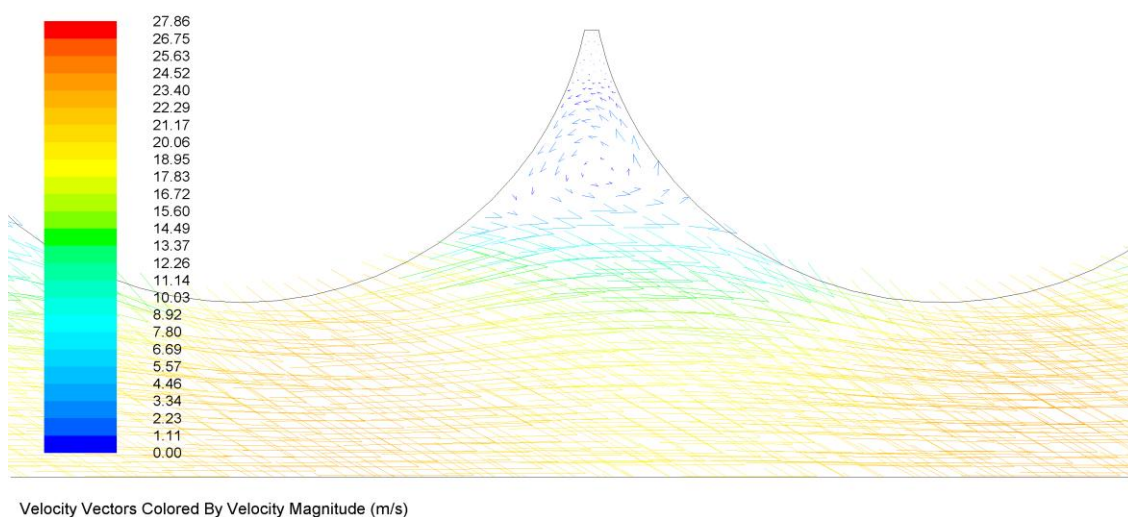


Рис. Б.12. Вектор швидкості в області зіткнення трубок, м/с

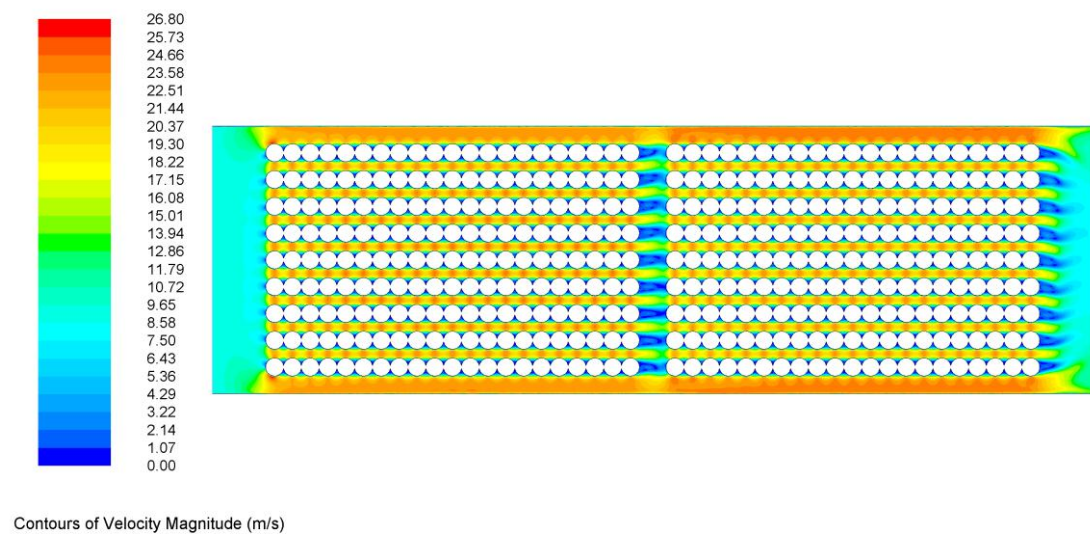


Рис.Б.13. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

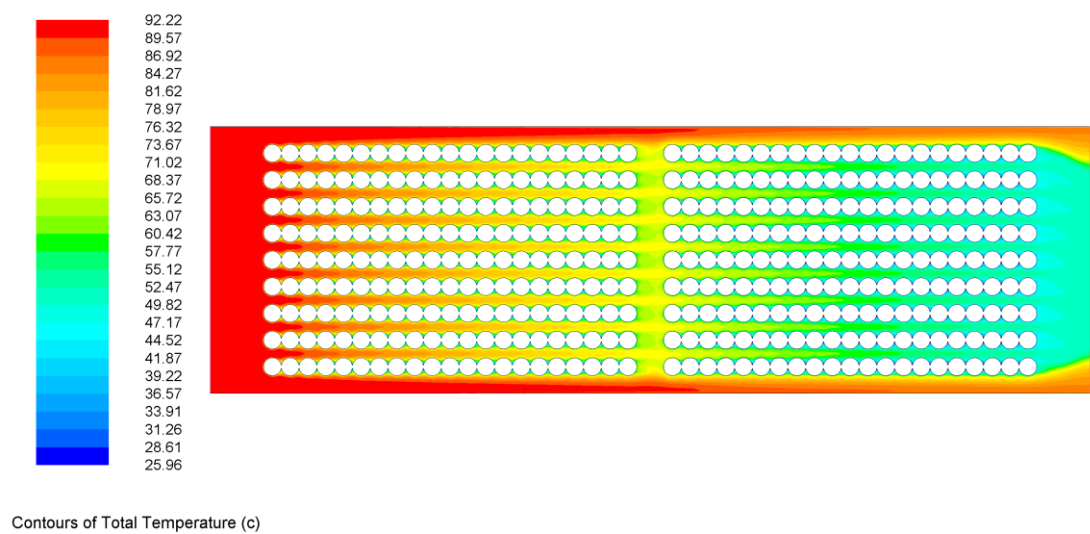


Рис. Б.14. Зміна температури в каналах пучків труб, оС

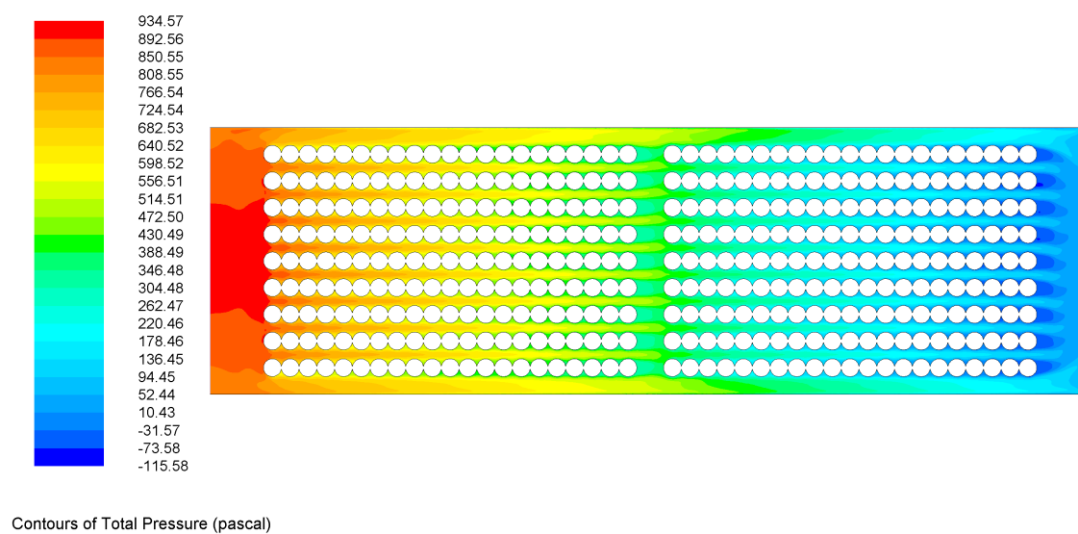


Рис. Б.15. Перепад тиску в каналах пучків труб, Па

Результати моделювання теплообміну досліджуваних пучків $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 5213$ $Pr = 0,697$ ($n = 1200$ об / хв)

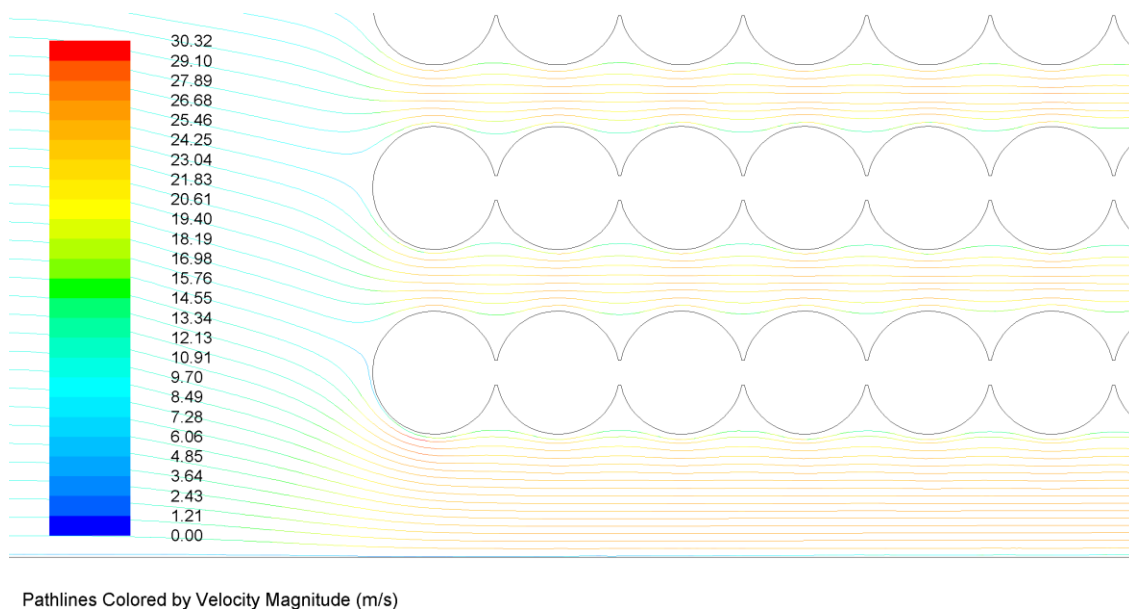


Рис. Б.16. Лінії струму, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

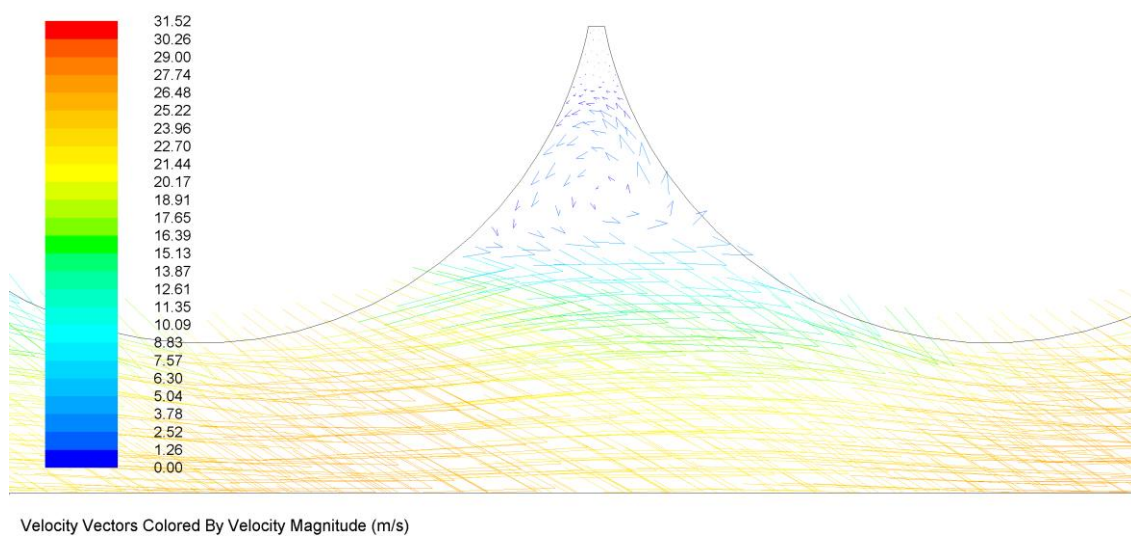


Рис.Б.17. Вектор швидкості в області зіткнення трубок, м/с

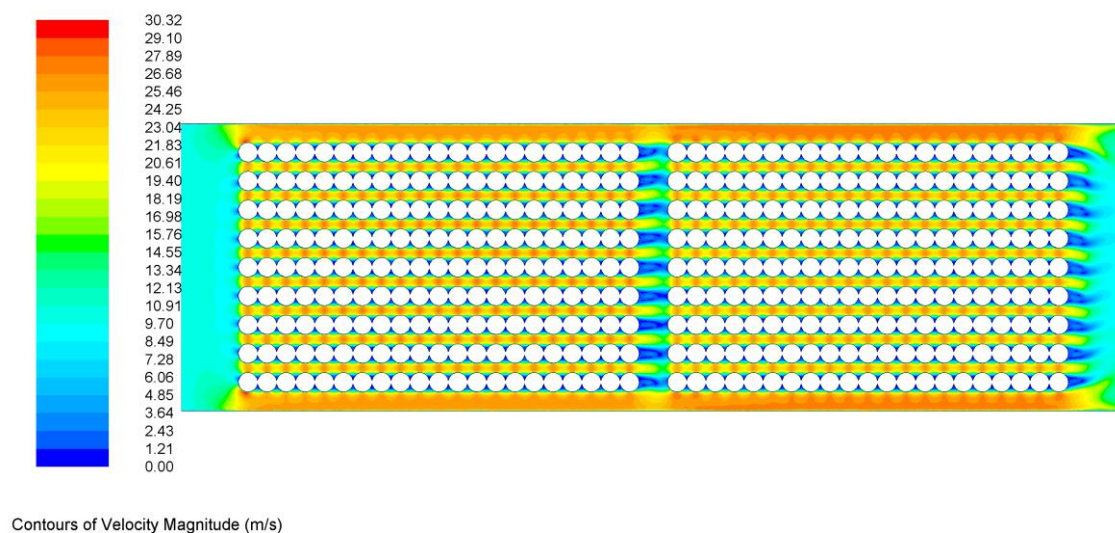


Рис. Б.18. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

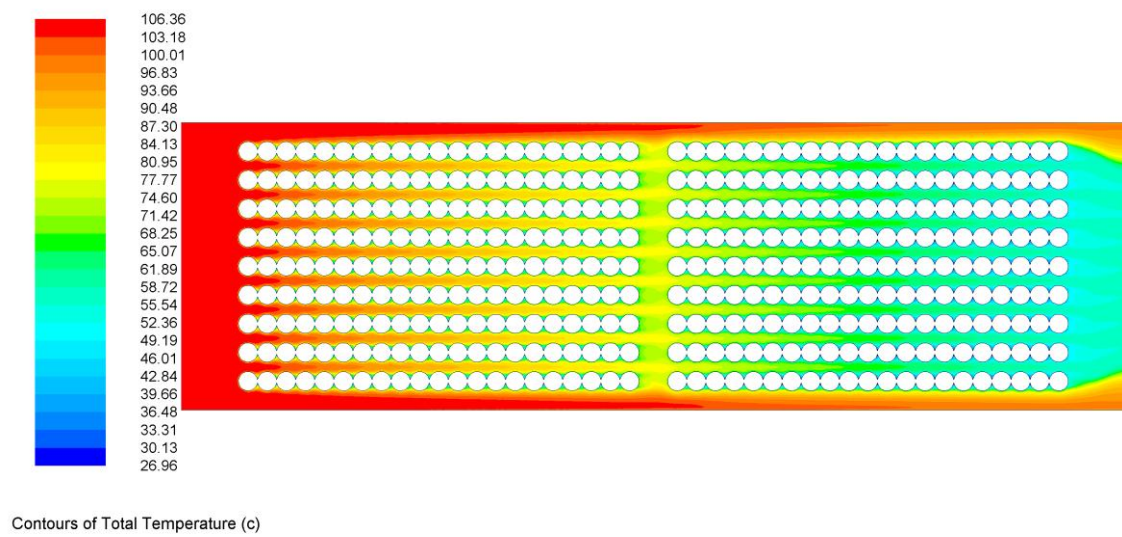


Рис. Б.19. Зміна температури в каналах пучків труб, °C

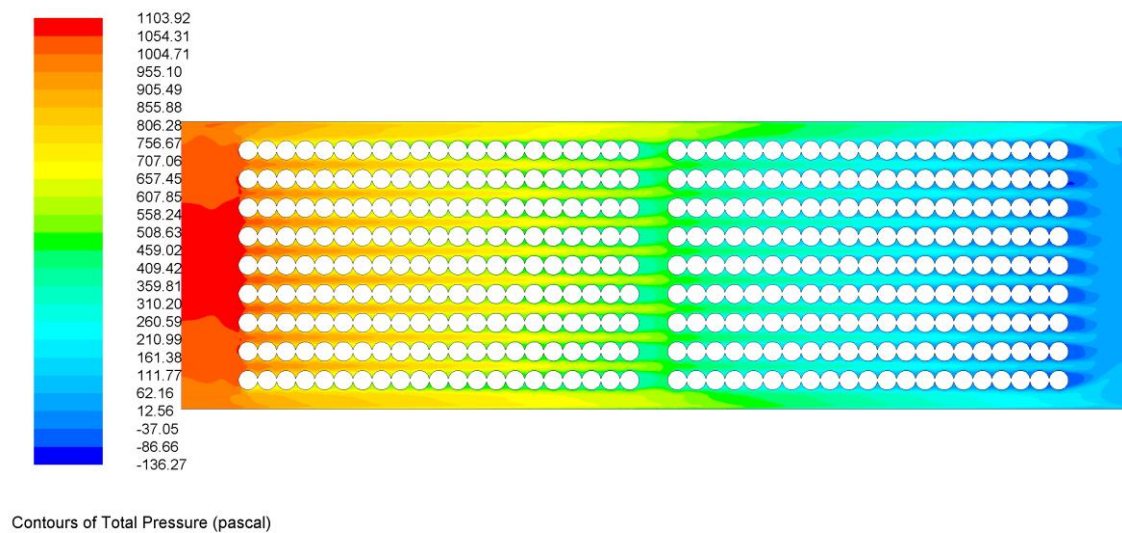


Рис. Б.20. Перепад тиску в каналах пучків труб, Па

ДОДАТОК В. ДАНІ ДЛЯ НАВЧАННЯ НЕ ЧІТКОЇ НЕЙРОІНФОРМАЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Training data

№ п/п	Зовнішня температура повітря, °С	Внутрішня температура повітря, °С	Потік вільної теплоти від птиці, Вт	Витрага повітря, м ³ /год	Витрага води, м ³ /год
1	29,783	16,7616	8,97616	136,73	28,63678
2	31,037	16,9024	8,99024	143,109	36,30717
3	29,441	16,7232	8,97232	134,784	26,77295
4	35,654	17,4208	9,04208	159,579	69,70003
5	34,4	17,28	9,028	155,923	60,3522
6	38,39	17,728	9,0728	166,133	89,63947
7	24,995	16,224	8,9224	96,015	15,88587
8	34,742	17,3184	9,03184	156,968	62,90114
9	28,358	16,6016	8,96016	127,91	21,72131
10	25,736	16,3072	8,93072	104,935	16,25805
11	35,882	17,4464	9,04464	160,194	71,39316
12	35,141	17,3632	9,03632	158,141	65,87853
13	39,131	17,8112	9,08112	167,642	94,84753
14	35,255	17,376	9,0376	158,467	66,72818
15	30,125	16,8	8,98	138,582	30,60868
16	29,327	16,7104	8,97104	134,113	26,17761
17	28,643	16,6336	8,96336	129,833	22,9117

18	33,659	17,1968	9,01968	153,519	54,84846
19	33,203	17,1456	9,01456	151,936	51,48978
20	37,079	17,5808	9,05808	163,205	80,20574
21	32,747	17,0944	9,00944	150,267	48,1686
22	31,892	16,9984	8,99984	146,881	42,09362
23	38,789	17,7728	9,07728	166,958	92,45706
24	29,726	16,7552	8,97552	136,412	28,31793
25	25,964	16,3328	8,93328	107,413	16,37818
26	30,923	16,8896	8,98896	142,573	35,564
27	24,368	16,1536	8,91536	87,233	14,76138
28	31,322	16,9344	8,99344	144,413	38,19574
29	26,591	16,4032	8,94032	113,677	16,97639
30	33,146	17,1392	9,01392	151,732	51,07187
31	24,539	16,1728	8,91728	89,756	15,2264
32	40,1	17,92	9,092	169,474	101,4973
33	39,416	17,8432	9,08432	168,196	96,82021
34	34,514	17,2928	9,02928	156,276	61,20244
35	38,675	17,76	9,076	166,725	91,65407
36	29,27	16,704	8,9704	133,773	25,88494
37	37,706	17,6512	9,06512	164,649	84,7491
38	29,897	16,7744	8,97744	137,357	29,28221
39	25,166	16,2432	8,92432	98,202	16,00516
40	34,571	17,2992	9,02992	156,45	61,62557
41	39,53	17,856	9,0856	168,414	97,6055
42	33,602	17,1904	9,01904	153,325	54,4257

43	31,151	16,9152	8,99152	143,636	37,05655
44	28,073	16,5696	8,95696	125,896	20,64103
45	23,684	16,0768	8,90768	76,018	10,47426
46	34,058	17,2416	9,02416	154,838	57,80687
47	29,555	16,736	8,9736	135,443	27,38096
48	31,208	16,9216	8,99216	143,897	37,43462
49	31,493	16,9536	8,99536	145,172	39,34868
50	27,731	16,5312	8,95312	123,35	19,49872
51	26,648	16,4096	8,94096	114,21	17,05589
52	23,627	16,0704	8,90704	74,993	9,851467
53	37,478	17,6256	9,06256	164,134	83,10462
54	33,83	17,216	9,0216	154,091	56,11331
55	39,929	17,9008	9,09008	169,162	100,3391
56	27,674	16,5248	8,95248	122,911	19,32518
57	24,938	16,2176	8,92176	95,268	15,83522
58	36,965	17,568	9,0568	162,933	79,37327
59	32,519	17,0688	9,00688	149,399	46,52814
60	27,845	16,544	8,9544	124,215	19,8603
61	27,275	16,48	8,948	119,716	18,25038
62	39,188	17,8176	9,08176	167,754	95,24369
63	37,022	17,5744	9,05744	163,069	79,78859
64	34,97	17,344	9,0344	157,644	64,60184
65	35,996	17,4592	9,04592	160,496	72,23765
66	28,985	16,672	8,9672	132,029	24,47602
67	33,317	17,1584	9,01584	152,34	52,32738

68	24,767	16,1984	8,91984	92,967	15,6375
69	31,436	16,9472	8,99472	144,921	38,96297
70	27,617	16,5184	8,95184	122,468	19,15669
71	24,083	16,1216	8,91216	82,791	13,55365
72	28,928	16,6656	8,96656	131,671	24,20542
73	29,384	16,7168	8,97168	134,45	26,47365
74	38,846	17,7792	9,07792	167,073	92,8555
75	31,721	16,9792	8,99792	146,159	40,90847
76	27,446	16,4992	8,94992	121,113	18,68115
77	26,933	16,4416	8,94416	116,791	17,52469
78	27,503	16,5056	8,95056	121,569	18,83463
79	35,312	17,3824	9,03824	158,629	67,15402
80	39,872	17,8944	9,08944	169,056	99,94799
81	31,949	17,0048	9,00048	147,118	42,4909
82	36,053	17,4656	9,04656	160,646	72,66032
83	27,047	16,4544	8,94544	117,786	17,74651
84	27,104	16,4608	8,94608	118,276	17,86495
85	27,332	16,4864	8,94864	120,186	18,38883
86	25,508	16,2816	8,92816	102,339	16,16258
87	26,021	16,3392	8,93392	108,015	16,41449
88	27,902	16,5504	8,95504	124,641	20,04822
89	31,664	16,9728	8,99728	145,915	40,51642
90	34,343	17,2736	9,02736	155,745	59,92761
91	33,887	17,2224	9,02224	154,28	56,53731
92	30,239	16,8128	8,98128	139,179	31,28724

93	39,302	17,8304	9,08304	167,976	96,0329
94	23,171	16,0192	8,90192	66,203	2,43062
95	25,394	16,2688	8,92688	100,993	16,11609
96	28,871	16,6592	8,96592	131,31	23,9388
97	36,11	17,472	9,0472	160,795	73,08229
98	30,98	16,896	8,9896	142,842	35,93459
99	34,115	17,248	9,0248	155,021	58,22903
100	36,509	17,5168	9,05168	161,815	76,02817
101	33,089	17,1328	9,01328	151,527	50,6553
102	32,918	17,1136	9,01136	150,904	49,41001
103	32,804	17,1008	9,01008	150,481	48,58208
104	33,773	17,2096	9,02096	153,901	55,69011
105	36,851	17,5552	9,05552	162,658	78,53908
106	24,311	16,1472	8,91472	86,369	14,56818
107	31,607	16,9664	8,99664	145,669	40,12547
108	26,534	16,3968	8,93968	113,138	16,90146
109	28,757	16,6464	8,96464	130,578	23,41713
110	35,084	17,3568	9,03568	157,976	65,45219
111	28,13	16,576	8,9576	126,306	20,84777
112	31,094	16,9088	8,99088	143,373	36,68024
113	24,425	16,16	8,916	88,086	14,93447
114	33,716	17,2032	9,02032	153,711	55,26996
115	36,338	17,4976	9,04976	161,383	74,76826
116	36,224	17,4848	9,04848	161,09	73,92399
117	24,824	16,2048	8,92048	93,744	15,71203

118	36,395	17,504	9,0504	161,527	75,18622
119	33,431	17,1712	9,01712	152,738	53,16559
120	23,228	16,0256	8,90256	67,363	3,644082
121	35,939	17,4528	9,04528	160,345	71,81432
122	30,182	16,8064	8,98064	138,882	30,947
123	29,954	16,7808	8,97808	137,667	29,60963
124	31,55	16,96	8,996	145,422	39,73724
125	23,969	16,1088	8,91088	80,925	12,87014
126	37,364	17,6128	9,06128	163,872	82,2783
127	32,576	17,0752	9,00752	149,618	46,93652
128	23,342	16,0384	8,90384	69,627	5,796075
129	25,28	16,256	8,9256	99,615	16,06521
130	24,197	16,1344	8,91344	84,605	14,11345
131	26,363	16,3776	8,93776	111,487	16,70341
132	32,291	17,0432	9,00432	148,505	44,89915
133	34,685	17,312	9,0312	156,797	62,47742
134	38,504	17,7408	9,07408	166,372	90,44838
135	32,861	17,1072	9,01072	150,693	48,99525
136	35,027	17,3504	9,03504	157,811	65,02833
137	28,814	16,6528	8,96528	130,946	23,67625
138	34,001	17,2352	9,02352	154,653	57,38301
139	37,136	17,5872	9,05872	163,34	80,62164
140	37,592	17,6384	9,06384	164,393	83,92829
141	25,223	16,2496	8,92496	98,912	16,03661
142	32,975	17,12	9,012	151,113	49,82431

143	26,306	16,3712	8,93712	110,924	16,6458
144	30,011	16,7872	8,97872	137,975	29,94045
145	40,043	17,9136	9,09136	169,37	101,11
146	39,017	17,7984	9,07984	167,416	94,0522
147	30,524	16,8448	8,98448	140,632	33,02934
148	26,249	16,3648	8,93648	110,355	16,59221
149	23,57	16,064	8,9064	73,952	9,171615
150	30,866	16,8832	8,98832	142,302	35,19548
151	38,276	17,7152	9,07152	165,892	88,82981
152	34,856	17,3312	9,03312	157,308	63,75139
153	30,695	16,864	8,9864	141,477	34,10305
154	29,612	16,7424	8,97424	135,769	27,69042
155	32,234	17,0368	9,00368	148,278	44,49518
156	25,109	16,2368	8,92368	97,482	15,97003
157	37,82	17,664	9,0664	164,903	85,57008
158	28,586	16,6272	8,96272	129,455	22,66489
159	28,244	16,5888	8,95888	127,116	21,2758
160	30,467	16,8384	8,98384	140,346	32,67613
161	30,809	16,8768	8,98768	142,029	34,8291
162	29,213	16,6976	8,96976	133,43	25,59572
163	38,732	17,7664	9,07664	166,842	92,05657
164	24,254	16,1408	8,91408	85,493	14,35284
165	28,472	16,6144	8,96144	128,69	22,18476
166	27,56	16,512	8,9512	122,021	18,99328
167	30,581	16,8512	8,98512	140,916	33,38516

168	39,986	17,9072	9,09072	169,266	100,7239
169	35,825	17,44	9,044	160,041	70,96862
170	26,705	16,416	8,9416	114,737	17,14001
171	31,265	16,928	8,9928	144,156	37,81438
172	23,513	16,0576	8,90576	72,896	8,431354
173	28,529	16,6208	8,96208	129,074	22,42255
174	25,337	16,2624	8,92624	100,308	16,09147
175	29,498	16,7296	8,97296	135,115	27,07542
176	31,778	16,9856	8,99856	146,401	41,30151
177	31,379	16,9408	8,99408	144,668	38,57863
178	26,819	16,4288	8,94288	115,775	17,32266
179	24,881	16,2112	8,92112	94,511	15,77759
180	25,451	16,2752	8,92752	101,67	16,13962
181	23,285	16,032	8,9032	68,504	4,763595
182	38,105	17,696	9,0696	165,526	87,61173
183	25,052	16,2304	8,92304	96,753	15,93053
184	27,161	16,4672	8,94672	118,761	17,98842
185	33,545	17,184	9,0184	153,131	54,00608
186	37,421	17,6192	9,06192	164,003	82,6906
187	29,042	16,6784	8,96784	132,384	24,75051
188	23,912	16,1024	8,91024	79,972	12,47556
189	38,162	17,7024	9,07024	165,649	88,01954
190	35,768	17,4336	9,04336	159,888	70,54628
191	26,135	16,352	8,9352	109,198	16,49641
192	37,25	17,6	9,06	163,607	81,44954

193	36,281	17,4912	9,04912	161,237	74,34653
194	32,006	17,0112	9,00112	147,353	42,88889
195	26,42	16,384	8,9384	112,043	16,76508
196	32,69	17,088	9,0088	150,052	47,75681
197	36,68	17,536	9,0536	162,24	77,28536
198	39,074	17,8048	9,08048	167,529	94,44919
199	25,907	16,3264	8,93264	106,804	16,34465
200	30,353	16,8256	8,98256	139,767	31,9766
201	39,245	17,824	9,0824	167,865	95,63764
202	38,618	17,7536	9,07536	166,608	91,253
203	26,078	16,3456	8,93456	108,61	16,45383
204	33,944	17,2288	9,02288	154,467	56,95982
205	37,991	17,6832	9,06832	165,279	86,79751
206	28,301	16,5952	8,95952	127,515	21,49641
207	39,758	17,8816	9,08816	168,844	99,16951
208	33,374	17,1648	9,01648	152,539	52,74486
209	27,959	16,5568	8,95568	125,064	20,24141
210	25,679	16,3008	8,93008	104,298	16,2328
211	33,488	17,1776	9,01776	152,935	53,58531
212	37,877	17,6704	9,06704	165,029	85,97979
213	32,348	17,0496	9,00496	148,731	45,30521
214	38,219	17,7088	9,07088	165,771	88,42558
215	35,426	17,3952	9,03952	158,949	68,00228
216	38,333	17,7216	9,07216	166,013	89,23556
217	35,369	17,3888	9,03888	158,789	67,57697

218	30,752	16,8704	8,98704	141,754	34,46493
219	26,99	16,448	8,9448	117,291	17,6331
220	26,876	16,4352	8,94352	116,285	17,42109
221	25,622	16,2944	8,92944	103,652	16,2087
222	25,565	16,288	8,9288	102,999	16,18544
223	24,653	16,1856	8,91856	91,383	15,4571
224	32,063	17,0176	9,00176	147,587	43,28924
225	39,473	17,8496	9,08496	168,306	97,21582
226	38,048	17,6896	9,06896	165,403	87,20548
227	35,483	17,4016	9,04016	159,108	68,42728
228	28,415	16,608	8,9608	128,302	21,95098
229	23,456	16,0512	8,90512	71,823	7,625004
230	34,172	17,2544	9,02544	155,204	58,65408
231	34,286	17,2672	9,02672	155,566	59,50342
232	36,737	17,5424	9,05424	162,38	77,70335
233	23,057	16,0064	8,90064	63,828	-0,30134
234	25,793	16,3136	8,93136	105,566	16,28493
235	32,405	17,056	9,0056	148,955	45,71149
236	35,198	17,3696	9,03696	158,304	66,30214
237	23,741	16,0832	8,90832	77,029	11,04496
238	39,359	17,8368	9,08368	168,086	96,42591
239	28,016	16,5632	8,95632	125,482	20,43888
240	30,068	16,7936	8,97936	138,279	30,2724
241	28,187	16,5824	8,95824	126,713	21,05955
242	35,54	17,408	9,0408	159,266	68,85193

243	29,669	16,7488	8,97488	136,092	28,00278
244	32,177	17,0304	9,00304	148,049	44,09158
245	39,701	17,8752	9,08752	168,738	98,7821
246	24,482	16,1664	8,91664	88,926	15,08876
247	36,623	17,5296	9,05296	162,099	76,86631
248	39,815	17,888	9,0888	168,951	99,56181
249	26,477	16,3904	8,93904	112,594	16,83114
250	34,229	17,2608	9,02608	155,385	59,07733
251	37,934	17,6768	9,06768	165,154	86,38785
252	31,835	16,992	8,9992	146,642	41,69712
253	34,913	17,3376	9,03376	157,477	64,17788
254	33,26	17,152	9,0152	152,138	51,90692
255	36,452	17,5104	9,05104	161,671	75,60619
256	27,389	16,4928	8,94928	120,652	18,53253
257	34,799	17,3248	9,03248	157,139	63,32747
258	37,307	17,6064	9,06064	163,74	81,86461
259	26,192	16,3584	8,93584	109,78	16,5425
260	27,218	16,4736	8,94736	119,241	18,1169
261	30,638	16,8576	8,98576	141,198	33,74352
262	25,85	16,32	8,932	106,189	16,3137
263	32,12	17,024	9,0024	147,819	43,69016
264	34,628	17,3056	9,03056	156,624	62,05139
265	26,762	16,4224	8,94224	115,259	17,22897
266	38,903	17,7856	9,07856	167,188	93,25534
267	29,156	16,6912	8,96912	133,084	25,31005

268	37,649	17,6448	9,06448	164,522	84,34107
269	39,644	17,8688	9,08688	168,631	98,39228
270	30,41	16,832	8,9832	140,058	32,32559
271	36,566	17,5232	9,05232	161,957	76,44626
272	33,032	17,1264	9,01264	151,321	50,2401
273	24,14	16,128	8,9128	83,704	13,84768
274	38,447	17,7344	9,07344	166,253	90,04487
275	37,535	17,632	9,0632	164,264	83,5172
276	23,114	16,0128	8,90128	65,025	1,118028
277	24,026	16,1152	8,91152	81,865	13,22875
278	23,399	16,0448	8,90448	70,734	6,748742
279	32,462	17,0624	9,00624	149,178	46,11977
280	24,596	16,1792	8,91792	90,575	15,34871
281	36,167	17,4784	9,04784	160,943	73,50352
282	23,798	16,0896	8,90896	78,024	11,56601
283	24,71	16,192	8,9192	92,18	15,55291
284	29,84	16,768	8,9768	137,045	28,95824
285	37,193	17,5936	9,05936	163,474	81,03625
286	36,794	17,5488	9,05488	162,519	78,12026
287	27,788	16,5376	8,95376	123,785	19,67725
288	29,099	16,6848	8,96848	132,736	25,02883
289	36,908	17,5616	9,05616	162,796	78,95676
290	39,587	17,8624	9,08624	168,523	98,00007
291	38,96	17,792	9,0792	167,302	93,65308
292	23,855	16,096	8,9096	79,005	12,04183

293	30,296	16,8192	8,98192	139,475	31,63164
294	28,7	16,64	8,964	130,207	23,16226
295	35,711	17,4272	9,04272	159,734	70,1234
296	32,633	17,0816	9,00816	149,836	47,34672
297	37,763	17,6576	9,06576	164,777	85,162
298	35,597	17,4144	9,04144	159,422	69,27348
299	34,457	17,2864	9,02864	156,1	60,77715
300	38,561	17,7472	9,07472	166,49	90,84996

Testing data

№ п/п	Зовнішня температура повітря, °C	Внутрішня температура повітря, °C	Потік вільної теплоти від птиці, Вт	Витрата повітря, м³/год	Витрата води, м³/год
1	31,664	16,9728	8,99728	140,951	35,25486
2	32,006	17,0112	9,00112	142,613	36,86226
3	39,929	17,9008	9,09008	167,238	96,18486
4	26,591	16,4032	8,94032	102,378	14,76613
5	31,721	16,9792	8,99792	141,234	35,51943
6	32,234	17,0368	9,00368	143,68	37,96156
7	23,627	16,0704	8,90704	52,509	2,484476
8	38,39	17,728	9,0728	163,882	80,28236
9	33,431	17,1712	9,01712	148,794	44,14504
10	37,478	17,6256	9,06256	161,656	72,05233
11	24,71	16,192	8,9192	75,176	7,227076

12	31,55	16,96	8,996	140,38	34,72957
13	27,56	16,512	8,9512	112,61	18,4793
14	29,156	16,6912	8,96912	125,905	24,6358
15	30,41	16,832	8,9832	134,132	29,72873
16	37,82	17,664	9,0664	162,514	75,04112
17	34,685	17,312	9,0312	153,409	51,49847
18	33,602	17,1904	9,01904	149,464	45,09095
19	39,758	17,8816	9,08816	166,888	94,2844
20	30,068	16,7936	8,97936	132,045	28,30482
21	33,944	17,2288	9,02288	150,764	47,0345
22	30,353	16,8256	8,98256	133,791	29,48928
23	30,581	16,8512	8,98512	135,136	30,45253
24	31,778	16,9856	8,99856	141,514	35,78531
25	36,566	17,5232	9,05232	159,222	64,62037
26	24,767	16,1984	8,91984	76,194	7,466638
27	34,115	17,248	9,0248	151,395	48,03312
28	34,97	17,344	9,0344	154,368	53,31399
29	30,923	16,8896	8,98896	137,07	31,92623
30	39,872	17,8944	9,08944	167,122	95,54751
31	27,674	16,5248	8,95248	113,691	18,91442
32	33,203	17,1456	9,01456	147,878	42,90959
33	25,679	16,3008	8,93008	90,662	11,19223
34	35,654	17,4208	9,04208	156,55	57,91307
35	34,286	17,2672	9,02672	152,013	49,05028
36	39,302	17,8304	9,08304	165,927	89,38389

37	34,571	17,2992	9,02992	153,016	50,78806
38	24,482	16,1664	8,91664	70,949	6,259674
39	37,649	17,6448	9,06448	162,088	73,53245
40	32,12	17,024	9,0024	143,151	37,40905
41	34,4	17,28	9,028	152,418	49,73892
42	34,913	17,3376	9,03376	154,178	52,9463
43	37,079	17,5808	9,05808	160,618	68,70697
44	33,26	17,152	9,0152	148,109	43,21575
45	36,281	17,4912	9,04912	158,414	62,44994
46	37,877	17,6704	9,06704	162,654	75,55044
47	29,84	16,768	8,9768	130,592	27,37153
48	31,151	16,9152	8,99152	138,307	32,92958
49	36,794	17,5488	9,05488	159,851	66,40755
50	30,695	16,864	8,9864	135,791	30,93977
51	23,399	16,0448	8,90448	46,759	1,433218
52	35,198	17,3696	9,03696	155,113	54,80823
53	30,239	16,8128	8,98128	133,102	29,01299
54	35,882	17,4464	9,04464	157,242	59,52597
55	36,11	17,472	9,0472	157,918	61,18072
56	28,073	16,5696	8,95696	117,301	20,43937
57	35,54	17,408	9,0408	156,197	57,12195
58	25,736	16,3072	8,93072	91,466	11,41929
59	23,684	16,0768	8,90768	53,885	2,744152
60	27,104	16,4608	8,94608	108,039	16,73734
61	31,322	16,9344	8,99344	139,21	33,69388

62	26,99	16,448	8,9448	106,831	16,30077
63	36,737	17,5424	9,05424	159,695	65,95645
64	32,747	17,0944	9,00944	145,967	40,52264
65	27,902	16,5504	8,95504	115,786	19,78521
66	27,161	16,4672	8,94672	108,633	16,9554
67	35,939	17,4528	9,04528	157,412	59,93569
68	32,918	17,1136	9,01136	146,696	41,40503
69	30,125	16,8	8,98	132,4	28,54006
70	37,136	17,5872	9,05872	160,769	69,17576
71	31,037	16,9024	8,99024	137,694	32,42572
72	29,042	16,6784	8,96784	125,072	24,18769
73	24,881	16,2112	8,92112	78,185	7,943143
74	35,426	17,3952	9,03952	155,84	56,34087
75	33,83	17,216	9,0216	150,337	46,37881
76	23,114	16,0128	8,90128	38,969	0,089547
77	24,083	16,1216	8,91216	62,898	4,528726
78	24,197	16,1344	8,91344	65,289	5,028486
79	33,659	17,1968	9,01968	149,684	45,41002
80	29,783	16,7616	8,97616	130,22	27,14004
81	26,477	16,3904	8,93904	101,037	14,32518
82	25,622	16,2944	8,92944	89,847	10,96459
83	29,897	16,7744	8,97744	130,96	27,60373
84	36,908	17,5616	9,05616	160,161	67,31849
85	33,317	17,1584	9,01584	148,339	43,5237
86	23,855	16,096	8,9096	57,876	3,51593

87	30,524	16,8448	8,98448	134,804	30,21034
88	28,529	16,6208	8,96208	121,121	22,19214
89	26,42	16,384	8,9384	100,354	14,1042
90	29,327	16,7104	8,97104	127,126	25,31176
91	39,701	17,8752	9,08752	166,77	93,6586
92	35,369	17,3888	9,03888	155,66	55,95405
93	23,456	16,0512	8,90512	48,235	1,697952
94	26,648	16,4096	8,94096	103,037	14,98614
95	29,384	16,7168	8,97168	127,525	25,53817
96	26,078	16,3456	8,93456	96,077	12,77015
97	30,752	16,8704	8,98704	136,115	31,18487
98	38,789	17,7728	9,07728	164,798	84,15272
99	36,851	17,5552	9,05552	160,006	66,86156
100	28,985	16,672	8,9672	124,65	23,96434
101	24,026	16,1152	8,91152	61,673	4,277213
102	25,337	16,2624	8,92624	85,607	9,816856
103	32,633	17,0816	9,00816	145,471	39,94257
104	38,276	17,7152	9,07152	163,615	79,20745
105	37,763	17,6576	9,06576	162,373	74,53503
106	39,359	17,8368	9,08368	166,049	89,98334
107	38,846	17,7792	9,07792	164,926	84,7196
108	25,793	16,3136	8,93136	92,259	11,64576
109	35,768	17,4336	9,04336	156,898	58,71436
110	27,959	16,5568	8,95568	116,297	20,00313
111	24,311	16,1472	8,91472	67,606	5,524011

112	23,513	16,0576	8,90576	49,685	1,961394
113	29,612	16,7424	8,97424	129,086	26,44969
114	38,105	17,696	9,0696	163,207	77,62031
115	37,535	17,632	9,0632	161,801	72,54256
116	34,628	17,3056	9,03056	153,213	51,14215
117	39,815	17,888	9,0888	167,005	94,91403
118	34,514	17,2928	9,02928	152,818	50,43617
119	37,25	17,6	9,06	161,068	70,12238
120	24,368	16,1536	8,91536	68,738	5,770231
121	25,508	16,2816	8,92816	88,185	10,50745
122	28,244	16,5888	8,95888	118,77	21,09496
123	24,938	16,2176	8,92176	79,16	8,180121
124	27,845	16,544	8,9544	115,271	19,5674
125	31,949	17,0048	9,00048	142,341	36,59097
126	32,063	17,0176	9,00176	142,883	37,13495
127	32,462	17,0624	9,00624	144,715	39,08436
128	39,473	17,8496	9,08496	166,292	91,1934
129	26,819	16,4288	8,94288	104,967	15,64451
130	35,825	17,44	9,044	157,07	59,11887
131	29,954	16,7808	8,97808	131,325	27,83667
132	26,762	16,4224	8,94224	104,331	15,42531
133	36,338	17,4976	9,04976	158,577	62,87847
134	37,307	17,6064	9,06064	161,216	70,60026
135	34,742	17,3184	9,03184	153,603	51,85702
136	24,995	16,224	8,9224	80,12	8,416274

137	27,617	16,5184	8,95184	113,153	18,69685
138	25,109	16,2368	8,92368	82,001	8,886174
139	32,576	17,0752	9,00752	145,221	39,65493
140	34,343	17,2736	9,02736	152,216	49,39353
141	37,364	17,6128	9,06128	161,364	71,08119
142	37,592	17,6384	9,06384	161,945	73,03593
143	25,85	16,32	8,932	93,043	11,87168
144	39,188	17,8176	9,08176	165,68	88,19603
145	35,597	17,4144	9,04144	156,374	57,51625
146	25,907	16,3264	8,93264	93,816	12,09706
147	30,296	16,8192	8,98192	133,448	29,2507
148	28,586	16,6272	8,96272	121,577	22,41241
149	32,861	17,1072	9,01072	146,455	41,10924
150	25,565	16,288	8,9288	89,022	10,73634
151	34,856	17,3312	9,03312	153,988	52,58092
152	23,285	16,032	8,9032	43,728	0,899803
153	39,074	17,8048	9,08048	165,432	87,02279
154	39,986	17,9072	9,09072	167,354	96,82611
155	38,333	17,7216	9,07216	163,749	79,74321
156	26,933	16,4416	8,94416	106,217	16,08222
157	26,306	16,3712	8,93712	98,964	13,66115
158	32,804	17,1008	9,01008	146,212	40,81512
159	28,928	16,6656	8,96656	124,224	23,74144
160	34,799	17,3248	9,03248	153,796	52,21783
161	23,171	16,0192	8,90192	40,585	0,361007

162	28,187	16,5824	8,95824	118,285	20,87624
163	28,814	16,6528	8,96528	123,359	23,2969
164	27,275	16,48	8,948	109,801	17,39117
165	28,301	16,5952	8,95952	119,25	21,3139
166	30,467	16,8384	8,98384	134,469	29,96908
167	33,716	17,2032	9,02032	149,903	45,73101
168	30,98	16,896	8,9896	137,383	32,17543
169	39,644	17,8688	9,08688	166,651	93,03662
170	26,363	16,3776	8,93776	99,663	13,88287
171	25,052	16,2304	8,92304	81,067	8,651619
172	23,912	16,1024	8,91024	59,163	3,770833
173	27,218	16,4736	8,94736	109,22	17,17334
174	31,607	16,9664	8,99664	140,667	34,99158
175	24,425	16,16	8,916	69,852	6,015446
176	25,166	16,2432	8,92432	82,921	9,119957
177	27,047	16,4544	8,94544	107,439	16,51914
178	36,452	17,5104	9,05104	158,901	63,74383
179	33,374	17,1648	9,01648	148,567	43,83346
180	33,887	17,2224	9,02224	150,551	46,70566
181	40,1	17,92	9,092	167,583	98,12032
182	33,146	17,1392	9,01392	147,645	42,6052
183	26,021	16,3392	8,93392	95,333	12,54628
184	23,741	16,0832	8,90832	55,238	3,002607
185	30,011	16,7872	8,97872	131,686	28,07036
186	38,048	17,6896	9,06896	163,07	77,09791

187	25,394	16,2688	8,92688	86,478	10,04773
188	25,451	16,2752	8,92752	87,338	10,27792
189	25,28	16,256	8,9256	84,724	9,585281
190	36,167	17,4784	9,04784	158,084	61,60108
191	36,623	17,5296	9,05296	159,381	65,06287
192	29,555	16,736	8,9736	128,701	26,22089
193	31,436	16,9472	8,99472	139,799	34,20929
194	27,503	16,5056	8,95056	112,06	18,26174
195	32,291	17,0432	9,00432	143,941	38,24001
196	30,638	16,8576	8,98576	135,465	30,69567
197	31,892	16,9984	8,99984	142,068	36,32107
198	37,421	17,6192	9,06192	161,51	71,56521
199	23,57	16,064	8,9064	51,109	2,223563
200	31,379	16,9408	8,99408	139,506	33,95098
201	28,871	16,6592	8,96592	123,793	23,51896
202	27,731	16,5312	8,95312	114,223	19,13202
203	37,193	17,5936	9,05936	160,919	69,64756
204	29,498	16,7296	8,97296	128,313	25,99271
205	24,539	16,1728	8,91728	72,03	6,502933
206	30,809	16,8768	8,98768	136,436	31,43096
207	35,255	17,376	9,0376	155,297	55,18774
208	31,265	16,928	8,9928	138,911	33,43795
209	36,965	17,568	9,0568	160,314	67,77835
210	38,561	17,7472	9,07472	164,279	81,9203
211	39,017	17,7984	9,07984	165,306	86,44161

212	25,964	16,3328	8,93328	94,579	12,32192
213	26,534	16,3968	8,93968	101,712	14,54582
214	28,7	16,64	8,964	122,477	22,85394
215	28,643	16,6336	8,96336	122,029	22,63301
216	37,991	17,6832	9,06832	162,932	76,57882
217	39,245	17,824	9,0824	165,804	88,78812
218	31,835	16,992	8,9992	141,792	36,05252
219	33,545	17,184	9,0184	149,242	44,77377
220	28,472	16,6144	8,96144	120,66	21,97217
221	26,876	16,4352	8,94352	105,596	15,86347
222	28,016	16,5632	8,95632	116,801	20,22118
223	40,043	17,9136	9,09136	167,469	97,47125
224	37,706	17,6512	9,06512	162,231	74,03215
225	36,224	17,4848	9,04848	158,249	62,02415
226	23,057	16,0064	8,90064	37,323	-0,18331
227	38,903	17,7856	9,07856	165,053	85,29003
228	23,969	16,1088	8,91088	60,428	4,024588
229	38,96	17,792	9,0792	165,18	85,86403
230	38,504	17,7408	9,07408	164,147	81,37089
231	34,229	17,2608	9,02608	151,808	48,70913
232	34,001	17,2352	9,02352	150,976	47,36534
233	26,705	16,416	8,9416	103,688	15,20586
234	28,757	16,6464	8,96464	122,92	23,07524
235	34,172	17,2544	9,02544	151,602	48,37009
236	24,254	16,1408	8,91408	66,457	5,276769

237	38,675	17,76	9,076	164,54	83,02952
238	33,773	17,2096	9,02096	150,121	46,05394
239	36,395	17,504	9,0504	158,74	63,30976
240	35,084	17,3568	9,03568	154,743	54,05638
241	24,596	16,1792	8,91792	73,094	6,745241
242	33,089	17,1328	9,01328	147,41	42,30257
243	24,14	16,128	8,9128	64,103	4,779144
244	23,798	16,0896	8,90896	56,568	3,259861
245	29,099	16,6848	8,96848	125,491	24,4115
246	36,053	17,4656	9,04656	157,75	60,76305
247	32,177	17,0304	9,00304	143,416	37,68458
248	25,223	16,2496	8,92496	83,829	9,352987
249	23,342	16,0384	8,90384	45,257	1,167174
250	29,213	16,6976	8,96976	126,316	24,86059
251	38,447	17,7344	9,07344	164,015	80,82491
252	35,141	17,3632	9,03632	154,929	54,43111
253	28,415	16,608	8,9608	120,195	21,75248
254	32,405	17,056	9,0056	144,459	38,80139
255	38,219	17,7088	9,07088	163,48	78,67506
256	31,208	16,9216	8,99216	138,611	33,18319
257	28,13	16,576	8,9576	117,796	20,65771
258	24,653	16,1856	8,91856	74,143	6,986616
259	27,332	16,4864	8,94864	110,375	17,6089
260	32,348	17,0496	9,00496	144,201	38,51995
261	27,389	16,4928	8,94928	110,943	17,82656

262	35,027	17,3504	9,03504	154,556	53,68401
263	32,519	17,0688	9,00688	144,969	39,36886
264	39,416	17,8432	9,08432	166,171	90,58651
265	30,866	16,8832	8,98832	136,754	31,67807
266	33,488	17,1776	9,01776	149,019	44,45848
267	30,182	16,8064	8,98064	132,752	28,77611
268	34,457	17,2864	9,02864	152,619	50,08646
269	39,587	17,8624	9,08624	166,532	92,41844
270	39,53	17,856	9,0856	166,412	91,80404
271	31,094	16,9088	8,99088	138,002	32,67709
272	37,934	17,6768	9,06768	162,793	76,063
273	33,032	17,1264	9,01264	147,174	42,00168
274	38,732	17,7664	9,07664	164,669	83,58936
275	29,441	16,7232	8,97232	127,921	25,76514
276	24,824	16,2048	8,92048	77,197	7,705321
277	26,192	16,3584	8,93584	97,538	13,21651
278	35,312	17,3824	9,03824	155,479	55,56968
279	27,446	16,4992	8,94992	111,504	18,04417
280	38,162	17,7024	9,07024	163,344	78,14602
281	32,975	17,12	9,012	146,936	41,7025
282	35,483	17,4016	9,04016	156,019	56,73017
283	36,509	17,5168	9,05168	159,062	64,18069
284	38,618	17,7536	9,07536	164,41	82,47317
285	36,68	17,536	9,0536	159,538	65,50823
286	23,228	16,0256	8,90256	42,171	0,631087

287	29,669	16,7488	8,97488	129,467	26,67914
288	35,711	17,4272	9,04272	156,724	58,31243
289	35,996	17,4592	9,04592	157,582	60,34804
290	34,058	17,2416	9,02416	151,186	47,69821
291	29,27	16,704	8,9704	126,723	25,08591
292	32,69	17,088	9,0088	145,72	40,2318
293	28,358	16,6016	8,96016	119,724	21,53306
294	26,135	16,352	8,9352	96,812	12,99356
295	31,493	16,9536	8,99536	140,091	34,46881
296	27,788	16,5376	8,95376	114,75	19,34967
297	26,249	16,3648	8,93648	98,255	13,43904
298	29,726	16,7552	8,97552	129,846	26,90925
299	37,022	17,5744	9,05744	160,467	68,24117
300	39,131	17,8112	9,08112	165,556	87,60759

Checking data

№ п/п	Зовнішня температура повітря, °С	Внутрішня температура повітря, °С	Потік вільної теплоти від птиці, Вт	Витрата повітря, м³/год	Витрата води, м³/год
1	31,493	16,9536	8,99536	134,15	34,33722
2	32,291	17,0432	9,00432	138,639	39,30909
3	25,223	16,2496	8,92496	64,375	6,962109
4	37,991	17,6832	9,06832	160,278	71,82971
5	28,016	16,5632	8,95632	106,247	14,30737

6	32,576	17,0752	9,00752	140,123	41,07659
7	34,913	17,3376	9,03376	150,404	55,12455
8	39,644	17,8688	9,08688	164,421	79,85753
9	33,602	17,1904	9,01904	145,016	47,35978
10	38,903	17,7856	9,07856	162,645	76,33952
11	38,96	17,792	9,0792	162,786	76,61459
12	28,415	16,608	8,9608	110,395	16,25898
13	27,332	16,4864	8,94864	98,31	11,3747
14	25,907	16,3264	8,93264	77,365	7,545755
15	37,193	17,5936	9,05936	158,022	67,7178
16	28,187	16,5824	8,95824	108,064	15,12449
17	35,54	17,408	9,0408	152,696	58,70911
18	25,337	16,2624	8,92624	66,708	7,010961
19	37,763	17,6576	9,06576	159,652	70,67066
20	37,535	17,632	9,0632	159,011	69,49827
21	29,612	16,7424	8,97424	121,13	22,85404
22	28,472	16,6144	8,96144	110,962	16,55003
23	32,006	17,0112	9,00112	137,094	37,53513
24	32,747	17,0944	9,00944	140,985	42,13231
25	35,939	17,4528	9,04528	154,072	60,94444
26	31,037	16,9024	8,99024	131,339	31,50026
27	27,959	16,5568	8,95568	105,627	14,04161
28	27,218	16,4736	8,94736	96,873	10,94587
29	23,057	16,0064	8,90064	31,5	5,525319
30	25,052	16,2304	8,92304	60,734	6,914092

31	24,14	16,128	8,9128	37,89	6,398279
32	34,172	17,2544	9,02544	147,466	50,77758
33	39,245	17,824	9,0824	163,48	77,97907
34	30,353	16,8256	8,98256	126,732	27,28773
35	34,286	17,2672	9,02672	147,935	51,45313
36	39,587	17,8624	9,08624	164,289	79,59205
37	38,504	17,7408	9,07408	161,635	74,3904
38	33,317	17,1584	9,01584	143,722	45,62879
39	24,368	16,1536	8,91536	44,215	6,698914
40	30,809	16,8768	8,98768	129,858	30,08801
41	36,224	17,4848	9,04848	155,017	62,51639
42	33,773	17,2096	9,02096	145,769	48,39052
43	26,306	16,3712	8,93712	83,954	8,259774
44	24,482	16,1664	8,91664	47,21	6,777464
45	34,343	17,2736	9,02736	148,168	51,79132
46	31,265	16,928	8,9928	132,769	32,91753
47	30,239	16,8128	8,98128	125,915	26,59526
48	32,918	17,1136	9,01136	141,828	43,18567
49	29,384	16,7168	8,97168	119,259	21,53191
50	38,618	17,7536	9,07536	161,927	74,9501
51	31,835	16,992	8,9992	136,137	36,46962
52	36,11	17,472	9,0472	154,643	61,89066
53	37,307	17,6064	9,06064	158,356	68,31525
54	34,514	17,2928	9,02928	148,855	52,79846
55	30,695	16,864	8,9864	129,098	29,38488

56	32,861	17,1072	9,01072	141,55	42,836
57	30,068	16,7936	8,97936	124,659	25,56177
58	32,177	17,0304	9,00304	138,028	38,59954
59	23,342	16,0384	8,90384	31,5	6,8992
60	38,162	17,7024	9,07024	160,738	72,69032
61	28,871	16,6592	8,96592	114,763	18,66007
62	39,701	17,8752	9,08752	164,553	80,12366
63	33,716	17,2032	9,02032	145,52	48,04775
64	35,996	17,4592	9,04592	154,263	61,25973
65	29,042	16,6784	8,96784	116,308	19,59959
66	35,027	17,3504	9,03504	150,833	55,78244
67	32,348	17,0496	9,00496	138,94	39,66252
68	34,685	17,312	9,0312	149,528	53,79964
69	27,56	16,512	8,9512	101,082	12,28692
70	39,359	17,8368	9,08368	163,752	78,51868
71	23,969	16,1088	8,91088	32,83	5,978592
72	34,229	17,2608	9,02608	147,701	51,11521
73	25,508	16,2816	8,92816	70,075	7,116648
74	34,97	17,344	9,0344	150,62	55,45505
75	36,908	17,5616	9,05616	157,17	66,2114
76	37,877	17,6704	9,06704	159,966	71,25029
77	30,752	16,8704	8,98704	129,48	29,73648
78	35,768	17,4336	9,04336	153,49	59,99126
79	30,923	16,8896	8,98896	130,605	30,79334
80	39,929	17,9008	9,09008	165,072	81,17633

81	33,203	17,1456	9,01456	143,191	44,93307
82	33,659	17,1968	9,01968	145,269	47,70416
83	26,363	16,3776	8,93776	84,844	8,385597
84	39,074	17,8048	9,08048	163,066	77,16297
85	27,389	16,4928	8,94928	99,016	11,59622
86	39,188	17,8176	9,08176	163,343	77,70831
87	30,524	16,8448	8,98448	127,931	28,33327
88	38,048	17,6896	9,06896	160,432	72,11698
89	36,623	17,5296	9,05296	156,292	64,68536
90	35,711	17,4272	9,04272	153,293	59,67119
91	34,001	17,2352	9,02352	146,749	49,75811
92	26,762	16,4224	8,94224	90,749	9,428289
93	29,897	16,7744	8,97744	123,367	24,53731
94	31,094	16,9088	8,99088	131,701	31,85402
95	25,679	16,3008	8,93008	73,292	7,267284
96	23,684	16,0768	8,90768	31,5	10,69945
97	34,4	17,28	9,028	148,398	52,12684
98	31,436	16,9472	8,99472	133,809	33,98196
99	24,881	16,2112	8,92112	56,912	6,884681
100	24,311	16,1472	8,91472	42,676	6,644515
101	26,591	16,4032	8,94032	88,286	8,947351
102	38,732	17,7664	9,07664	162,217	75,50903
103	23,285	16,032	8,9032	31,5	12,98681
104	33,488	17,1776	9,01776	144,504	46,66881
105	39,53	17,856	9,0856	164,156	79,32521

106	35,141	17,3632	9,03632	151,257	56,43853
107	26,135	16,352	8,9352	81,209	7,91794
108	33,146	17,1392	9,01392	142,923	44,58514
109	30,011	16,7872	8,97872	124,232	25,21889
110	35,198	17,3696	9,03696	151,467	56,76565
111	32,804	17,1008	9,01008	141,269	42,48486
112	24,026	16,1152	8,91152	34,549	6,142215
113	39,986	17,9072	9,09072	165,201	81,43954
114	29,669	16,7488	8,97488	121,586	23,18799
115	28,244	16,5888	8,95888	108,657	15,40377
116	28,586	16,6272	8,96272	112,077	17,14005
117	38,447	17,7344	9,07344	161,488	74,1098
118	31,322	16,9344	8,99344	133,119	33,27256
119	23,171	16,0192	8,90192	31,5	21,35491
120	28,7	16,64	8,964	113,169	17,74097
121	27,161	16,4672	8,94672	96,141	10,73854
122	26,876	16,4352	8,94352	92,339	9,776518
123	37,82	17,664	9,0664	159,81	70,96188
124	34,628	17,3056	9,03056	149,305	53,46629
125	26,021	16,3392	8,93392	79,314	7,719914
126	35,483	17,4016	9,04016	152,495	58,38786
127	36,167	17,4784	9,04784	154,831	62,20461
128	39,758	17,8816	9,08816	164,684	80,38842
129	36,566	17,5232	9,05232	156,114	64,37921
130	23,456	16,0512	8,90512	31,5	30,221

131	35,654	17,4208	9,04208	153,096	59,35241
132	34,742	17,3184	9,03184	149,749	54,13156
133	25,565	16,288	8,9288	71,164	7,161616
134	28,757	16,6464	8,96464	113,706	18,04499
135	40,1	17,92	9,092	165,455	81,95961
136	25,964	16,3328	8,93328	78,346	7,629831
137	37,592	17,6384	9,06384	159,173	69,79319
138	38,276	17,7152	9,07152	161,04	73,25946
139	29,213	16,6976	8,96976	117,806	20,5575
140	31,55	16,96	8,996	134,488	34,69243
141	23,798	16,0896	8,90896	31,5	42,15087
142	27,902	16,5504	8,95504	105	13,77947
143	31,379	16,9408	8,99408	133,465	33,62671
144	33,032	17,1264	9,01264	142,38	43,88672
145	23,228	16,0256	8,90256	31,5	47,33807
146	28,643	16,6336	8,96336	112,626	17,43928
147	32,462	17,0624	9,00624	139,536	40,36993
148	31,208	16,9216	8,99216	132,416	32,56272
149	25,622	16,2944	8,92944	72,236	7,211764
150	37,364	17,6128	9,06128	158,521	68,61184
151	32,12	17,024	9,0024	137,72	38,24585
152	38,675	17,76	9,076	162,073	75,23111
153	26,819	16,4288	8,94288	91,549	9,599677
154	30,182	16,8064	8,98064	125,5	26,24964
155	34,856	17,3312	9,03312	150,187	54,79405

156	37,136	17,5872	9,05872	157,854	67,41876
157	37,706	17,6512	9,06512	159,493	70,37849
158	30,296	16,8192	8,98192	126,325	26,94076
159	29,099	16,6848	8,96848	116,813	19,91729
160	27,047	16,4544	8,94544	94,649	10,3385
161	38,219	17,7088	9,07088	160,889	72,97448
162	23,399	16,0448	8,90448	31,5	75,09051
163	36,281	17,4912	9,04912	155,203	62,82935
164	31,664	16,9728	8,99728	135,156	35,40347
165	36,794	17,5488	9,05488	156,822	65,60336
166	31,151	16,9152	8,99152	132,06	32,20819
167	39,815	17,888	9,0888	164,814	80,65178
168	25,109	16,2368	8,92368	61,967	6,927307
169	30,467	16,8384	8,98384	127,535	27,98407
170	29,726	16,7552	8,97552	122,038	23,52362
171	36,965	17,568	9,0568	157,343	66,51523
172	24,083	16,1216	8,91216	36,235	6,281116
173	34,457	17,2864	9,02864	148,627	52,46256
174	31,721	16,9792	8,99792	135,486	35,75919
175	27,617	16,5184	8,95184	101,754	12,52558
176	32,519	17,0688	9,00688	139,83	40,72263
177	39,416	17,8432	9,08432	163,888	78,78951
178	28,529	16,6208	8,96208	111,523	16,84395
179	30,41	16,832	8,9832	127,136	27,63611
180	28,985	16,672	8,9672	115,799	19,2847

181	26,933	16,4416	8,94416	93,119	9,95869
182	35,597	17,4144	9,04144	152,897	59,03171
183	32,975	17,12	9,012	142,105	43,53635
184	32,063	17,0176	9,00176	137,408	37,89026
185	24,938	16,2176	8,92176	58,207	6,893395
186	23,912	16,1024	8,91024	31,5	132,539
187	24,596	16,1792	8,91792	50,102	6,826316
188	33,431	17,1712	9,01712	144,245	46,32231
189	33,83	17,216	9,0216	146,017	48,7338
190	37,649	17,6448	9,06448	159,333	70,08539
191	24,539	16,1728	8,91728	48,669	6,804891
192	24,425	16,16	8,916	45,726	6,742661
193	35,084	17,3568	9,03568	151,046	56,1113
194	38,561	17,7472	9,07472	161,782	74,67178
195	28,928	16,6656	8,96656	115,284	18,97147
196	26,534	16,3968	8,93968	87,442	8,798116
197	25,166	16,2432	8,92432	63,181	6,943162
198	30,866	16,8832	8,98832	130,233	30,44032
199	25,28	16,256	8,9256	65,551	6,984593
200	29,498	16,7296	8,97296	120,204	22,19008
201	26,249	16,3648	8,93648	83,051	8,139787
202	23,114	16,0128	8,90128	31,5	184,8116
203	29,441	16,7232	8,97232	119,734	21,86031
204	24,995	16,224	8,9224	59,481	6,902984
205	23,627	16,0704	8,90704	31,5	195,9978

206	27,674	16,5248	8,95248	102,419	12,76868
207	36,68	17,536	9,0536	156,47	64,99259
208	29,84	16,768	8,9768	122,928	24,198
209	35,369	17,3888	9,03888	152,088	57,74145
210	24,767	16,1984	8,91984	54,257	6,866931
211	35,825	17,44	9,044	153,685	60,30936
212	30,638	16,8576	8,98576	128,712	29,0333
213	38,846	17,7792	9,07792	162,503	76,06324
214	26,192	16,3584	8,93584	82,137	8,025952
215	29,27	16,704	8,9704	118,295	20,8804
216	23,513	16,0576	8,90576	31,5	241,0206
217	28,13	16,576	8,9576	107,465	14,84874
218	33,944	17,2288	9,02288	146,507	49,41763
219	39,473	17,8496	9,08496	164,022	79,05703
220	27,731	16,5312	8,95312	103,075	13,01536
221	33,26	17,152	9,0152	143,458	45,28184
222	23,57	16,064	8,9064	31,5	268,3494
223	30,581	16,8512	8,98512	128,324	28,68364
224	38,39	17,728	9,0728	161,339	73,82619
225	25,793	16,3136	8,93136	75,358	7,395026
226	34,058	17,2416	9,02416	146,99	50,09899
227	24,824	16,2048	8,92048	55,596	6,876128
228	37,478	17,6256	9,06256	158,849	69,20427
229	31,949	17,0048	9,00048	136,778	37,18051
230	25,736	16,3072	8,93072	74,333	7,328358

231	35,882	17,4464	9,04464	153,879	60,62709
232	27,275	16,48	8,948	97,596	11,15797
233	24,254	16,1408	8,91408	41,11	6,577681
234	36,509	17,5168	9,05168	155,934	64,07074
235	34,115	17,248	9,0248	147,229	50,43882
236	27,446	16,4992	8,94992	99,713	11,8221
237	26,705	16,416	8,9416	89,939	9,262464
238	36,737	17,5424	9,05424	156,647	65,29917
239	35,426	17,3952	9,03952	152,292	58,06476
240	39,302	17,8304	9,08304	163,617	78,25052
241	34,799	17,3248	9,03248	149,969	54,46355
242	39,872	17,8944	9,08944	164,943	80,91375
243	24,197	16,1344	8,91344	39,515	6,496345
244	29,156	16,6912	8,96912	117,312	20,23643
245	27,503	16,5056	8,95056	100,401	12,05215
246	25,85	16,32	8,932	76,369	7,467495
247	29,954	16,7808	8,97808	123,802	24,8779
248	40,043	17,9136	9,09136	165,328	81,69927
249	39,017	17,7984	9,07984	162,926	76,88842
250	30,98	16,896	8,9896	130,974	31,147
251	36,851	17,5552	9,05552	156,997	65,9086
252	24,71	16,192	8,9192	52,896	6,856228
253	37,25	17,6	9,06	158,189	68,01604
254	29,783	16,7616	8,97616	122,485	23,86008
255	26,99	16,448	8,9448	93,889	10,14606

256	28,814	16,6528	8,96528	114,237	18,35121
257	29,555	16,736	8,9736	120,669	22,52112
258	23,741	16,0832	8,90832	31,5	477,9915
259	27,788	16,5376	8,95376	103,724	13,2662
260	27,104	16,4608	8,94608	95,399	10,53586
261	25,394	16,2688	8,92688	67,848	7,041585
262	31,778	16,9856	8,99856	135,813	36,1146
263	37,421	17,6192	9,06192	158,685	68,90758
264	32,405	17,056	9,0056	139,239	40,01615
265	38,333	17,7216	9,07216	161,19	73,54337
266	36,452	17,5104	9,05104	155,753	63,76166
267	28,358	16,6016	8,96016	109,822	15,97092
268	32,633	17,0816	9,00816	140,412	41,42814
269	36,395	17,504	9,0504	155,571	63,45201
270	37,079	17,5808	9,05808	157,684	67,11717
271	34,571	17,2992	9,02992	149,081	53,13306
272	37,934	17,6768	9,06768	160,123	71,54142
273	33,374	17,1648	9,01648	143,985	45,97651
274	32,69	17,088	9,0088	140,7	41,78088
275	38,789	17,7728	9,07728	162,36	75,78576
276	35,255	17,376	9,0376	151,675	57,09108
277	28,073	16,5696	8,95696	106,859	14,57617
278	33,887	17,2224	9,02224	146,263	49,07618
279	27,845	16,544	8,9544	104,366	13,52109
280	39,131	17,8112	9,08112	163,205	77,43627

281	37,022	17,5744	9,05744	157,514	66,81658
282	30,125	16,8	8,98	125,081	25,90484
283	32,234	17,0368	9,00368	138,335	38,95475
284	28,301	16,5952	8,95952	109,243	15,68596
285	33,545	17,184	9,0184	144,761	47,01465
286	23,855	16,096	8,9096	31,5	702,3649
287	24,653	16,1856	8,91856	51,511	6,843043
288	36,338	17,4976	9,04976	155,387	63,14011
289	33,089	17,1328	9,01328	142,652	44,23548
290	26,078	16,3456	8,93456	80,268	7,815921
291	26,42	16,384	8,9384	85,722	8,517318
292	25,451	16,2752	8,92752	68,97	7,076723
293	26,648	16,4096	8,94096	89,118	9,102112
294	38,105	17,696	9,0696	160,585	72,40323
295	31,607	16,9664	8,99664	134,824	35,04857
296	26,477	16,3904	8,93904	86,588	8,654856
297	36,053	17,4656	9,04656	154,454	61,57625
298	35,312	17,3824	9,03824	151,882	57,41635
299	31,892	16,9984	8,99984	136,459	36,82531
300	29,327	16,7104	8,97104	118,78	21,20569

ДОДАТОК Г. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДАНІ ЕЛЕКТРИЧНИХ ТА ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКО ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ

№ п.п.	Витрата води, л/хв	Частота струму ел. дв., Гц	Швидкість повітря на вході, м/с	Температура стінок теплообмінника, °С														
				Груба дошка														
				Стінка					Повітря					Стінка				
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	53	50	12,85	13,12	13,37	14,12	13,12	13,43	12,93	13,37	13,81	14,37	12,75	13,18	12,75	14,25		
2	53	45	11,1	13	13,5	14	13	13	13	13	14	14,5	12,5	13	12,5	14,5		
3	53	40	9,25	13	13,5	14	13	13	13	13	14	14,5	13	13,5	12,5	15		
4	53	50	12,85	13,31	13,56	14,31	13,07	13,5	13,12	13,56	14,06	14,56	12,93	13,31	12,5	14,5		
5	53	45	11,1	12,93	13,18	13,93	12,87	13,25	12,62	13,12	13,5	14,12	12,62	12,87	12,5	13,68		
6	53	40	9,25	12,5	12,75	13,56	12,43	12,81	12,31	12,68	13,25	13,75	12,15	12,56	12,18	12,87		
7	53	50	12,85	12,62	12,87	13,81	12,56	12,93	12,31	12,87	13,31	14	12,12	12,56	12,06	14,56		
8	53	45	11,1	12,18	12,43	13,37	12,12	12,43	11,87	12,43	12,87	13,56	11,75	12,18	11,62	13,75		
9	53	40	9,25	12,31	12,56	13,25	12,5	13,18	12	12,5	12,87	13,56	11,93	12,25	11,87	14		
10	45	50	12,85	12,87	13,06	14	12,81	13,18	12,56	13,12	13,5	14,25	12,37	12,81	12,25	14,93		
11	45	45	11,1	12,75	13,06	13,84	12,68	13,06	12,43	13	13,75	14,06	12,25	12,75	12,18	15,18		
12	45	40	9,25	12,5	12,81	13,5	12,37	12,75	12,25	12,68	13,12	13,87	12,12	12,43	12	14,25		
13	45	50	12,85	12,75	13	13,68	12,37	13,12	12,06	12,62	13,06	13,81	11,93	12,37	11,81	13,5		
14	45	45	11,1	12,43	12,68	13,56	12,31	12,75	12,12	12,62	13,06	13,75	12	12,37	11,93	13,43		
15	45	40	9,25	12,31	12,62	13,56	12,62	12,68	12,37	13	13,43	12,87	12,25	12,62	12,18	13,31		
16	45	50	12,85	13,37	13,75	14,3	13,5	13,81	13,25	13,68	14,12	14,68	13,06	13,43	12,93	14,18		
17	45	45	11,1	13,31	13,56	14,31	13,25	13,62	13,12	13,56	13,87	14,43	12,93	13,31	12,81	13,56		
18	45	40	9,25	13,18	13,43	14,06	13	13,37	12,87	13,37	13,18	14,25	12,81	13,18	12,75	14,18		
19	40	50	12,85	13,37	13,68	14,31	13,37	13,75	13,06	13,62	14,06	14,75	12,93	13,37	12,81	14,93		
20	40	45	11,1	13,31	13,56	14,18	13,18	13,62	13	13,5	13,93	13,31	12,87	13,25	12,81	15,25		
21	40	40	9,25	13,25	13,43	14,05	13,06	13,43	12,93	13,17	13,81	14,43	12,81	13,18	12,75	15,93		
22	40	50	12,85	13,37	13,68	14,43	13,37	13,75	13,12	13,62	14	14,68	12,93	13,37	12,81	14,37		
23	40	45	11,1	13,8	13,05	14,31	13,18	13,56	12,93	13,43	13,87	14,5	12,81	13,18	12,68	14,31		
24	40	40	9,25	13,06	13,31	14,06	12,93	13,31	12,81	13,25	13,68	14,31	12,68	13,06	12,56	13,56		
25	40	50	12,85	13,12	13,5	14,37	13,25	13,62	12,93	13,43	13,93	14,56	12,68	13,12	12,56	13,56		
26	40	45	11,1	13,06	13,37	14,18	13,06	13,43	12,81	13,31	13,75	14,31	12,68	13,06	12,56	13,62		
27	40	40	9,25	13	13,31	14,06	12,93	13,31	12,75	13,25	13,62	14,18	12,62	13,06	12,56	13,06		

№ п.п.	Витрата води, л/хв	Частота струму ел. дв., Гц	Швидкість повітря на вході, м/с	Температура стінок теплообмінника, °С									
				Зовнішня стінка кожуха			Повітря			Вода			
				Вхід	Середина	Вихід	Вхід	Вихід	Вхід	Ниж. кол.	Вер. кол.	Вихід	
				14	15	16	17	18	19	20	21	22	
1	53	50	12,85	27,43	25,93	23,06	31,5	19,62	12,62	12,87	12,93	13,31	
2	53	45	11,1	27,06	25,5	22,56	32,5	19,5	12,5	12,5	13	13	
3	53	40	9,25	26,68	25,18	21,81	34,5	19	13	13,06	13,1	13,5	
4	53	50	12,85	24,06	23,06	21,43	27,4	20,12	12,75	12,93	13,12	13,51	
5	53	45	11,1	23,5	22,5	20,62	27,16	19,93	12,5	12,5	12,56	12,87	
6	53	40	9,25	23	21,81	19,81	27	19,62	12	12	12,37	12,62	
7	53	50	12,85	30,06	28,25	25,8	41,3	20,43	12	12	12,31	12,5	
8	53	45	11,1	29,75	28,43	24,62	41,5	20,43	11,5	12	12,31	12,5	
9	53	40	9,25	29,56	27,87	24,5	40,46	19,38	12	12	12,25	12,75	
10	45	50	12,85	30,1	28,1	25	41,3	20,75	12	12,5	12,5	12,93	
11	45	45	11,1	29,6	28,23	24,68	42	20,5	12,5	12,5	12,63	13	
12	45	40	9,25	29,41	27,65	24,42	41,7	20,25	12	12	12,25	12,87	
13	45	50	12,85	28,03	26,1	24,4	32,5	20,43	11,5	12	12,06	12,56	
14	45	45	11,1	27	25,8	23,22	31	20,18	12	12	12,25	12,62	
15	45	40	9,25	27,1	25,41	23,03	31,37	20,18	12	12,5	12,62	12,87	
16	45	50	12,85	23,43	22,25	21,18	26,68	20,62	13	13	13,25	13,5	
17	45	45	11,1	23,68	22,56	21,5	26,3	20,25	13	13	13,12	13,43	
18	45	40	9,25	24	22,87	20,93	26,68	19,87	12,5	13	13,05	13,25	
19	40	50	12,85	30,21	27,63	24,21	41,56	20,81	13	13	13,06	14,12	
20	40	45	11,1	28,87	27,52	24,02	41,68	20,68	13	13	13,12	14,5	
21	40	40	9,25	28,8	27,06	23,89	40,75	20,25	13	13	13,06	14,5	
22	40	50	12,85	27,1	25,84	23	32,5	20,62	13	13	13,12	14,68	
23	40	45	11,1	27	25,42	22,43	31,5	20,56	13	13	13	14,25	
24	40	40	9,25	26,57	25,15	21,64	32,06	20,12	12,5	12,5	13,87	14,68	
25	40	50	12,85	24	22,93	21,31	26,68	20,87	12,43	12,5	12,81	13,25	
26	40	45	11,1	23,61	22,12	21	26,93	20,63	12,5	12,51	12,81	13,81	
27	40	40	9,25	24	22	17,5	25,68	20,18	12,5	12,6	13,87	14,18	

V.I. Trokhaniak

POWER SAVING SYSTEM IN POULTRY-HOUSES WITH USAGE OF SOIL LOW-POTENTIAL ENERGY

The monograph

Reviewers:

A.O. Avramenko, Doctor of Engineering Science, Professor, Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Honored Worker of Science and Engineering of Ukraine, Laureate of the State Prize of Ukraine in Science and Technology, head of Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in Heat Power Equipment department of Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Science of Ukraine

O.Ya. Zachariv, Doctor of Agricultural Sciences, Professor of Department of Ecology, Environmental Protection and Balanced Nature Management, Separated subdivision of NULES “Berezhany agrotechnical institute”

S.A. Shvorov, Doctor of Engineering Science, Professor of Department of Automation and Robotic Systems named after I.I. Martynenko NULES

Trokhaniak V.I.

T70 Power saving system in poultry-houses with usage of soil low-potential energy: [Monograph] / Trokhaniak V.I.– Kyiv: «PC «Komprint», 2018. – 386 p.

ISBN 978-966-929-860-7

This monograph is dedicated to the scientific and applied task for electrotechnical complex improving for normal climate- control support in poultry-houses premises with soil's low-grade energy and heat-exchangers- recuperators usage for cooling and partial heating of supply air.

The different ways of air's treating for the present systems of automation and the ways for control of ventilating – heating equipment for support of normalized air exchange in poultry-houses are observed.

The numerical simulation was provide for the ventilating air run in poultry-houses premises with or without cooling system usage for the supply air. The program software ANSYS Fluent was used for the receiving field velocities, temperature and pressure in channels of new heat exchangers and poultry-houses' premises. The new electrotechnical system for climate-control support in poultry-house premises was proposed on the base of theoretical and experienced researches.

СИСТЕМА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У ПТАШНИКАХ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ГРУНТУ

МОНОГРАФІЯ

ТРОХАНЯК Віктор Іванович

Формат 60x84/16. Тираж 300 пр. Ум. друк. арк. 26,0. Зам № 581

Виготовляч ТОВ «ЦП «КОМПРИНТ»
03150, м. Київ, вул. Предславинська, 28
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 4131 від 04.08.2011 р.