

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Дослідження енергоефективності системи охолодження птахофабрики у с.м.т.
Доброслав Одеської області

Здобувача Харітонов М. А.
2 курсу ХМ-161М групи
Керівник к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
Консультанти: к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
к.т.н.доц. Когут В. О.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 31.05.2024 протокол № 12
Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-наукова програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.
«___» _____ р.

З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Харітонов Микита Андрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Дослідження енергоефективності системи охолодження птахофабрики у с.м.т. Доброслав Одеської області».

Затверджена наказом академії від 31.10.2023р. наказ № № 784-03.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 01.12.2023

3. Вихідні дані роботи: с.м.т. Доброслав, птахофабрика, температура повітря в приміщенні в літку +26 °С, температура повітря в приміщенні в зимку +28°С, температура зовнішнього повітря 10°С.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, методи дослідження.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 01.09.2023

Керівник _____ Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Харітонов М.А.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	27.03-03.04	Виконано
2.	Огляд існуючих рішень підтримки мікроклімату.	04.04-10.04	Виконано
3.	Розрахунок теплопритоків для систем вентиляції.	11.04-18.04	Виконано
4.	Наукове обґрунтування вибору і підбір обладнання.	18.04-27.04	Виконано
5.	Охорона праці та безпека в системах вентиляції та економічна частина.	29.04-17.05	Виконано
6.	Висновки.	18.05-31.05	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Харітонов М.А.

Керівник роботи _____ Жихарєва Н.В.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Харітонов Микита Андрійович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра Харітонова Микити Андрійовича під назвою "Дослідження енергоефективності системи охолодження птахофабрики у с.м.т. Доброслав Одеської області " включає 77 сторінок тексту, 11 рис. 5 таблиць та 27 літературних джерела.

У роботі досліджується система вентиляції повітря та підтримки мікроклімату у приміщення де містяться птахи. Розглянуто теоретичні основи забезпечення оптимального мікроклімату. Здійснено розрахунок параметрів і характеристик систем вентиляції повітря. Підібрана система вентиляції.

Розроблена термoeкономічна модель одноступенчатої холодильної установки птахофабрики, в якій температурний напор температури охолоджуємого або нагріваємого середовища в одному теплообмінному апараті є залежними змінними. На підставі розробленої термoeкономічної моделі була проведена оптимізація режиму роботи одноступенчатої холодильної установки птахофабрики.

Розроблена методика розрахунку форсуночних зволожувачів птахофабрики та проведений експериментальний аналіз.

Ключові слова: птахофабрика, птах, вентиляції, мікроклімат.

ANNOTATION

The master's thesis of Nikita Andriyovych Kharitonov entitled "Investigation of the energy efficiency of the cooling system of the poultry farm in the village of Dobroslav, Odesa region" includes 77 pages of text, 11 illustrations, 5 tables and 27 literary sources.

The work examines the system of air ventilation and microclimate maintenance in rooms where birds are kept. The theoretical foundations of ensuring an optimal microclimate are considered. The parameters and characteristics of air ventilation systems were calculated. Selected ventilation system.

A thermo-economic model of a single-stage refrigerating unit of a poultry farm was developed, in which the temperature pressure of the temperature of the cooled or heated medium in one heat exchanger is the dependent variable. On the basis of the developed thermo-economic model, the optimization of the operation mode of the single-stage refrigerating unit of the poultry farm was carried out.

The method of calculation of nozzle humidifiers of the poultry farm was developed and the experimental analysis was carried out.

Key words: poultry farm, bird, ventilation, microclimate.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	6
1. Особливості формування мікроклімату у приміщеннях сільськогосподарських будівель	8
1.1. Особливості формування мікроклімату у приміщеннях сільськогосподарських будівель	8
1.2 Аналіз технологічних процесів на птахофабриці.	10
1.3 Поняття про вентиляцію на птахофабриках	11
2. Оптимізація системи підтримання умов мікроклімату.....	13
2.1 Комплексна модель оптимізації системи підтримки мікроклімату птахофабрики	13
2.2 Термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки для птахофабрики	17
2.3 Математичні аспекти мінімізації приведених витрат	24
2.4 Оптимізація повітроохолоджувачів птахофабрики	37
2.5 Висновки розділу	47
3. Підвищення ефективності системи підтримки умов мікроклімату у зоні зросту птахів	48
4. Охорона праці	55
5. Вентиляція приміщень	58
5.1 Вентиляція приміщень із забрудненою повітряною середою	58
5.2 Види вентиляції промислових цехів.....	59
6.Зволожувачі на птахофабриках.....	63
7. Висновки.....	72
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	75

ВСТУП

В сучасному світі, де зростає увага до екологічних проблем і раціонального використання ресурсів, питання енергоефективності систем охолодження стає все більш актуальним. Особливо важливою стає ця проблема для промислових об'єктів, таких як птахофабрики, де забезпечення оптимальних умов збереження продуктивності та здоров'я тварин є пріоритетом.

У селі міського типу Доброслав Одеської області знаходиться птахофабрика, яка є важливим ланком в галузі виробництва продуктів харчування. З урахуванням унікальних кліматичних умов регіону та специфіки виробництва, питання енергоефективності систем охолодження стає особливо актуальним.

Ця кваліфікаційна робота спрямована на дослідження та оцінку ефективності системи охолодження птахофабрики у с.м.т. Доброслав. Головною метою дослідження є виявлення можливостей оптимізації використання енергії та ресурсів у процесі охолодження, зокрема, шляхом впровадження енергоефективних технологій.

Дослідження буде базуватися на якісному аналізі та експериментальних дослідженнях, спрямованих на вдосконалення процесів охолодження у птахофабриці. Результати даної роботи сприятимуть підвищенню продуктивності та зниженню енерговитрат, що є важливими чинниками для сталого розвитку агропромислового сектору.

Очікується, що висновки та рекомендації, отримані в результаті дослідження, стануть основою для подальших практичних застосувань у виробничій діяльності птахофабрики та сприятимуть оптимізації енергоефективності системи мікроклімату.

Мета роботи та задачі дослідження.

Мета цієї кваліфікаційної роботи полягає у дослідженні та розробці ефективної системи кондиціонування повітря для птахофабрики с.м.т. Доброслав.

Методи дослідження.

Ескізне проектування системи, експериментальна оцінка ефективності, розрахунки для визначення параметрів, оптимізація для досягнення балансу між вартістю та продуктивністю.

Теоретична цінність.

Дослідження сприяє розумінню на що потрібно звернути увагу при проектуванні системи кондиціонування повітря для птахофабрик.

Фактологічна база.

Для дослідження використовуються дані про кліматичні умови околиці с.м.т. Доброслав, стандарти якості повітря на птахофабриці, а також технічні характеристики існуючих прикладів систем кондиціонування.

Структура роботи.

Дипломна робота буде складатися з кількох розділів, які охоплюють запропонованні варіанти побудови системи підтримання мікроклімату на птахофабриці, методологію досліджень, практичну реалізацію в системах кондиціонування, а також аналіз отриманих результатів і рекомендації для майбутнього використання.

Задачі дослідження.

Дослідити систему підтримання параметрів мікроклімату у будівлі птахофабрики. Розрахувати та підібрати систему кондиціонування

1. Особливості формування мікроклімату у приміщеннях сільськогосподарських будівель

1.1. Особливості формування мікроклімату у приміщеннях сільськогосподарських будівель

Мікроклімат відноситься до місцевих кліматичних умов, яким піддаються організми та екосистеми. У наземних екосистемах мікроклімат часто сильно відрізняється від макроклімату, тобто клімату, характерного для великого географічного регіону. Мікроклімат дозволяє організмам розвиватися, виживати та розмножуватися, наприклад, під і поблизу поверхні ґрунту, а також у кронах дерев і в порожнинах у невідповідному макрокліматі. І навпаки, ті самі організми можуть бути відсутніми в місцях і в часи, коли мікрокліматичні екстремуми перевищують свої межі. Крім того, мікроклімат визначає багато функцій і процесів екосистеми.

Формування мікроклімату в приміщеннях сільськогосподарських будівель є ключовим фактором, що впливає на здоров'я і продуктивність тварин, а також на збереження сільськогосподарської продукції. Мікроклімат включає параметри температури, вологості, швидкості повітря, рівня газових домішок і освітленості. Оптимізація цих параметрів сприяє створенню сприятливих умов для утримання тварин і зберігання продукції, що в кінцевому підсумку впливає на економічну ефективність сільськогосподарського виробництва.

Температурний режим у приміщеннях сільськогосподарських будівель безпосередньо впливає на обмін речовин тварин. Різні види тварин мають свої оптимальні діапазони температур. Наприклад, для великої рогатої худоби оптимальна температура 8-15°C, для свиней – 18-22°C, а для птиці – 18-24°C. Перегрів або переохолодження можуть викликати у тварин стрес, знизити їхню продуктивність і збільшити захворюваність.

Оптимальна відносна вологість повітря в приміщеннях для утримання тварин становить 60-75%. Надмірна вологість може призвести до розвитку цвілі і грибків, що негативно позначається на здоров'ї тварин і стані будівельних конструкцій. Занадто низька вологість, у свою чергу, призводить до пересихання слизових оболонок дихальних шляхів у тварин, що також підвищує ризик захворювання.

Швидкість руху повітря впливає на теплообмін між тілом тварин і навколишнім середовищем. Важливо підтримувати оптимальну швидкість, яка повинна бути достатньо низькою, щоб уникнути протягів, але достатньо високою, щоб забезпечити ефективне видалення вологи та газоподібних домішок. Зазвичай рекомендована швидкість повітря 0,2-0,5 м/с.

У сільськогосподарських будівлях важливо контролювати рівні аміаку, вуглекислого газу та сірководню, які можуть накопичуватися в результаті діяльності тварин. Високі концентрації цих газів негативно впливають на здоров'я тварин і можуть призвести до зниження їх продуктивності. Наприклад, рівень аміаку не повинен перевищувати 10-15 ppm, а рівень вуглекислого газу не повинен перевищувати 3000 ppm.

Освітлення в приміщеннях для утримання тварин повинно відповідати їх біологічним потребам. Наприклад, птаху необхідний 14-16 годинний світловий день при освітленості 20-30 лк. Нестача світла може негативно позначитися на рості і репродуктивних функціях тварин.

Для підтримки оптимальних параметрів мікроклімату використовуються різні технічні засоби та інженерні рішення:

Системи вентиляції - для забезпечення притоку свіжого повітря і видалення відпрацьованого. Системи опалення - для підтримки необхідної температури в холодну пору року. Системи зволоження та осушення повітря - для регулювання вологості. Автоматизовані системи контролю мікроклімату дозволяють з високою точністю підтримувати задані параметри мікроклімату.

1.2 Аналіз технологічних процесів на птахофабриці

Аналіз технологічних процесів на птахофабриці - це комплексне обстеження всіх етапів виробництва, від інкубації яєць до переробки продукту. Розуміння та оптимізація цих процесів може підвищити ефективність птахофабрик, покращити якість продукції та забезпечити здоров'я та добробут птахів. Розглянемо основні аспекти технологічних процесів на птахофабриці.

Інкубація - перший і один з найважливіших етапів виробництва. Він включає контроль температури, вологості, вентиляції та ротації яєць. Оптимальні умови в інкубаторах сприяють високому відсотку виведення здорових курчат. Технологічні параметри повинні дотримуватися з високою точністю, щоб не допустити перегріву або переохолодження яєць і забезпечити рівномірний розвиток ембріонів.

Після вилуплення пташенят переводять в інкубаційні цехи, де створюються оптимальні умови для їх росту і розвитку. Важливими характеристиками є температура, вологість, освітленість і вентиляція. У перші дні життя пташенят температура повинна бути близько 32-35°C, а потім поступово знижуватися. Правильне освітлення стимулює активність і розвиток птахів. Вентиляція забезпечує свіже повітря та видаляє надлишкову вологу та газоподібні забруднювачі.

Раціональна годівля та забезпечення птахів чистою питною водою є основними аспектами догляду за птахами. Сучасні системи годівлі та напування автоматизують процес, забезпечуючи рівномірний розподіл корму та води. Щоб птахи були здоровими і продуктивними, корми повинні бути збалансованими за вмістом поживних речовин, вітамінів і мінералів.

Підтримання оптимального мікроклімату в пташниках має вирішальне значення для здоров'я та продуктивності птахів. Це включає в себе контроль температури, вологості, вентиляції та рівня слідів газу. Сучасні системи контролю мікроклімату оснащені датчиками та автоматичними регуляторами,

які допомагають підтримувати стабільні умови, запобігаючи стресу та захворюванням птахів.

Біозахист включає заходи щодо запобігання поширенню інфекційних хвороб на птахофабриці. Це дезінфекція приміщень та обладнання, контроль доступу на птахофабрику, карантин нової птиці та регулярні ветеринарні огляди. Високий рівень біозахисту допомагає знизити ризик захворювання та підвищити загальну продуктивність.

Завершальним етапом є забій і переробка птиці. Сучасні птахофабрики використовують автоматизовані лінії забою, обскубування, патрання та пакування продукції. Важливим аспектом є дотримання санітарних норм та стандартів якості для забезпечення безпеки та високої якості кінцевого продукту.

1.3. Поняття про вентиляцію на птахофабриках

Обов'язковою умовою для ідеального контролю мікроклімату птиці, особливо в пташниках з примусовою вентиляцією, є встановлення сучасної достатньо великої системи вентиляції та відповідної технології контролю .

Сучасні породи несучок мають дуже високий генетичний потенціал. Окрім потреби в самозбереженні, з цієї причини вони також мають високу потребу в продуктивності. Друга потреба проявляється у більшій метаболічній активності. Це означає, що нинішні несучі породи виробляють велику кількість тепла, водяної пари та вуглекислого газу. Швидкість обміну повітря, наведена в DIN 18910, зазвичай достатня для розсіювання тепла тіла птахів – але не в спекотні літні дні. У такі дні для достатнього охолодження птахів потрібна витрата повітря не менше 4,5 м³ на годину і кг живої ваги. Швидкість повітрообміну повинна відповідати цій вимозі.

Тому ми рекомендуємо встановити систему літньої вентиляції з

використанням великих повітрязбірників. Сьогодні це звичайне доповнення до системи вентиляції, коли свіже повітря надходить через стінні припливні отвори, а витяжне повітря виводиться через димоходи, які розміщені на даху.

У цьому випадку принаймні дві третини повітрообміну повинні бути розроблені як поздовжня вентиляція, оскільки поздовжня вентиляція створює найбільший рух повітря

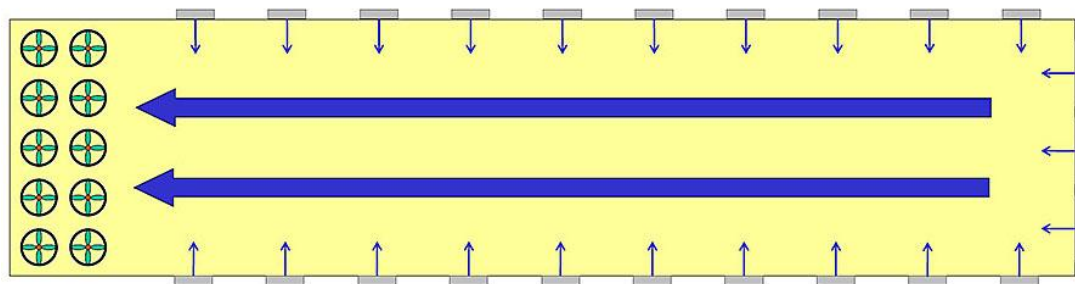


Рис. 1 Принципова схема центрального відводу відпрацьованого повітря через димоходи

Для нових сараїв має сенс встановити так звану систему вентиляції CombiTunnel. Якщо в спекотний літній день температура піднімається вище 25 °С, кліматичний комп'ютер перемикається з бокової вентиляції на тунельну вентиляцію за допомогою цієї системи. Усе свіже повітря тече поздовжньо через комору, щоб досягти максимальної швидкості повітря, що викликає охолодження. Такого ефекту можна легко досягти, встановивши димоходи витяжного повітря, об'єднані на дах або башту витяжного повітря.

2. Оптимізація системи підтримання умов мікроклімату

2.1 Комплексна модель оптимізації системи підтримки мікроклімату птахофабрики

Аналіз літературних джерел з підтримки умов мікроклімату для птахів у приміщенні птахофабрики показують, що проблема оптимізації - комплексна і пов'язана з багатьма факторами технологічного та конструктивного порядку.

Для скорочення технологічних витрат і енерговитрат при холодильній підтримці умов (особливо при зростанні курки) ставиться задача розробки методології оптимізації як охолоджуючої системи в цілому, так і її окремих елементів.

Цільовою функцією оптимізації охолоджуючої системи обрана мінімізація приведених витрат з забезпеченням найменших природних витрат продукції.

З позицій системного аналізу вирішуються задачі математичного моделювання на ЕОМ, при цьому повна математична модель холодильного контуру підтримки мікроклімату виконана у вигляді структурної ієрархічної моделі, де на кожному рівні описується свій клас процесів, підсистем і установок.

Для створення комплексної моделі забезпечення кліматичних умов для вирощування птиці були вирішені такі задачі:

- проведені дослідження процесу тепломасообміну і формування температурно-вологісних полів у приміщенні птахофабрики
- проведена статична оптимізація режимів роботи холодильної установки на підставі розробленої термoeкономічної моделі;
- проведені дослідження процесу тепломасообміну і формування температурно-вологісних полів;
- встановлені оптимальні кліматичні та вологісні умови; визначений
- встановлений взаємозв'язок між параметрами повітря навколишнього середовища;

- проведений розрахунок економічно-доцільної товщини шару теплоізоляції з врахуванням способу повітрозподілення при різній кількості птахів в умовах динамічно змінюваної температури зовнішнього повітря;
- проведений розрахунок за створеними розрахунковими математичними моделями елементів охолоджуючої системи;
- проведена оптимізація конструктивних елементів та режимів роботи повітроохолоджувачів для плодоовочесховищ, із застосуванням комплексних критеріїв.

Блок-схема комплексної оптимізації системи підтримки мікроклімату приведена на рис.2.1.

Використовуючи досвід оптимального проектування складних систем використовуємо екстремальний метод на нижніх рівнях ієрархії системи , а варіантний метод – при встановленні критерія оптимальності на верхніх ієрархічних рівнях .

Техніко-економічному порівнянню варіантів повинно передувати приведення їх у порівняний вид є: техніко-економічне обґрунтування порівнюваних варіантів; кількісний і якісний аналіз варіантів; обґрунтування тотожності урахування чинників, що впливають. Завдання економії сировини, електроенергії й водних ресурсів, яка коштує перед промисловістю будь-якої країни, актуальна також для виробництва штучного холоду.



Рис2.1. Блок-схема комплексної оптимізації системи підтримання умов мікроклімату

При сучасних масштабах застосування холодильної техніки на підприємствах агропромислового комплексу навіть невелике скорочення капітальних витрат або підвищення енергетичної ефективності холодильних систем може дати істотний по абсолютній величині економічний ефект.

Скорочення витрат електроенергії й води, якою охолоджуємо, може бути досягнуте як модернізацією устаткування, так і оптимізацією режиму роботи холодильної установки, укомплектованої серійним обладнанням. Таким чином, ефективність холодильної машини або установки може бути підвищена як шляхом удосконалювання процесів, що відбуваються в її окремих елементах, так і вибором найбільш раціональних режимних параметрів. Другий із цих режимів вивчений менше, хоча саме він досить перспективний і може привести до істотного економічного ефекту.

Оптимізація режиму роботи холодильної установки базується на конкуруючих властивостях системи. Збільшення температурних напорів у теплообмінних апаратах приводить до скорочення капітальних витрат і одночасному збільшенню витрати енергії, тобто до збільшення змінної частини експлуатаційних витрат, і навпаки. Такий характер закономірностей дозволяє знайти найбільш доцільну комбінацію капітальних і експлуатаційних витрат. При цьому загальний економічний ефект від оптимізації режиму роботи холодильного устаткування повинен оцінюватися величиною, що враховує як капітальні, так і експлуатаційні витрати.

Параметри роботи окремих елементів холодильної установки взаємозв'язані, тому при розв'язку завдання оптимізації необхідно комплексно розглядати всю систему в цілому.

Використовуючи метод математичного моделювання процесів холодильної установки можливо визначити оптимальний режим у зв'язку із широким діапазоном можливих змін температур охолоджуючого об'єкту й зовнішнього середовища.

2.2 Термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки для птахофабрики

Для оптимiзацiї таких складних систем, як холодильнi установки, можна з успіхом використовувати термoeкономiчний метод, розроблений В.В. Оносовським та Tribus M.

Головна iдея методу полягає в побудовi термoeкономiчної моделi, що дозволяє представити замкнену схему холодильної установки зi зворотними зв'язками у виглядi ланцюжка окремих зон або розгалуженого ланцюжка, що значно спрощує розрахунки.

При такому пiдходi неминуче повиннi бути порушенi деякi зв'язки, що iснують у замкненiй схемi. Для того, щоб не спотворювалися фiзичнi закономірностi, у термoeкономiчнiй моделi потрiбно використовувати такi параметри, якi iнваріантнi щодо виконуваних перетворень. При цьому потрiбно також ураховувати, що енергiя в холодильнiй установцi може передаватися як у формi теплоти, так i у формi механiчної роботи. Цi особливостi можуть бути врахованi, якщо в ролi єдиного носiя iнформацiї про перетворення енергiї в холодильнiй установцi використовувати потiк ексергiї.

Термoeкономiчна модель холодильної установки вiдбиває змiни та перетворення основного потоку ексергiї, що забезпечує одержання кiнцевого ефекту. Вона зображує будь-яку холодильну установку у виглядi послiдовно з'єднаних зон, у яких вiдбувається дисипацiя енергiї. Ця iдея з успіхом була реалiзована в цiлому рядi робiт В.В. Оносовського для рiзних холодильних машин i установок у iхньому стацiонарному й динамiчному режимах роботи. Надалi саме цi iдеї використовуються для вибору оптимальних режимiв роботи холодильних установок.

Ексергія теплоти Q (коли температура речовини T більша, ніж температура довкілля T_{oc}), визначається виразом:

$$e = Q \cdot \left(\frac{T - T_{oc}}{T} \right) = Q \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right) \quad (2.1)$$

Аналогічно, ексергія холоду:

$$e = Q \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T} - 1 \right) \quad (2.2)$$

Термoeкономічна модель холодильної установки, з врахуванням зроблених допущень, може бути змальована у вигляді послідовних сполучених трьох зон, в яких відбувається дисипація енергії. Зона 1 включає компресор (11) з електродвигуном, конденсатор (12), насос охолоджуючої води з електродвигуном (13) і регулюючий вентиль (РВ); зона 2 – випарник(21) для охолодження проміжного холодоносія і насос з електродвигуном (22), що забезпечує циркуляцію холодоносія; зона 3 - пристрої з вільним або примусовим рухом повітря, що охолоджують(31), і вентилятор з електродвигуном(32), а також плівковий зволожувач (41) і насос з електродвигуном для забору води (42) (рис.2.2).

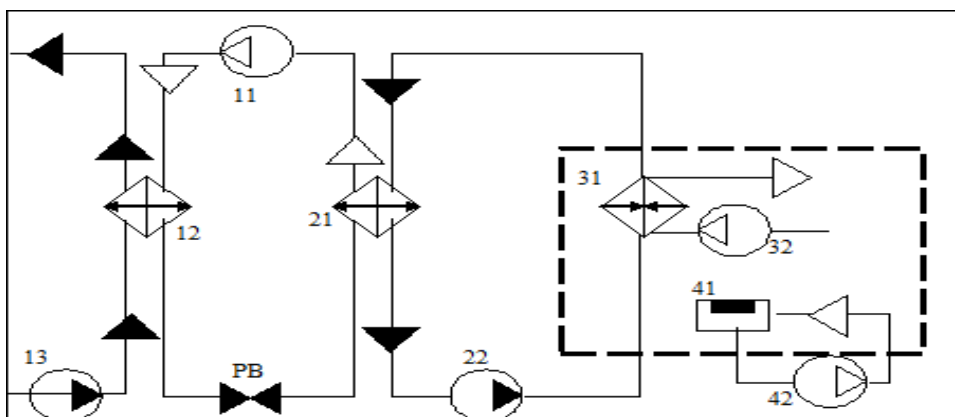


Рис 2.2. Схема одноступеневої холодильної установки

У кожній зоні враховуються питомі амортизаційні відрахування і затрати на поточний ремонт Z_{ij} відповідних елементів устаткування визначаються за формулою:

$$z_{ij} = \frac{(K_{nij} + K_{pij}) \cdot C_{ij}}{\tau_p} \quad (2.3)$$

де K_{nij} - нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань для і-го елемента;

K_{pij} - відсоток відрахувань на поточний ремонт; C_{ij} - вартість і-го елемента установки, грн.; τ_p - число годин роботи устаткування в році, годин/рік.

Розглянуто оптимізацію процесів охолодження, яка зводиться до визначення мінімального значення приведених витрат (з урахуванням зволожуючого обладнання) за рік на вміст і роботу установки:

При побудові термoeкономічної моделі прийняті такі допущення :

- не враховувалися тепловтрати через зовнішню поверхню обладнання даної установки при теплообміні робочого тіла з навколишнім середовищем (T_{oc});

- втрати тиску в запірній арматурі, в водяних та аміачних трубопроводах враховувалися за укрупненими показниками в сумі втрат тиску відповідних апаратів;

- не враховувалися вартість будівлі машинного відділення, чисельність і фонд заробітної плати обслуговуючого персоналу, вартість початкової заправки системи маслом і холодоагентом;

- не враховувалися вартість арматури, елементів автоматики, трубопроводів і допоміжного устаткування (лінійних і дренажних ресиверів, маслосборник і масловіддільників);

- перегрів усмоктуваного в компресор пари $\Delta T_{п}$ і охолодження рідкого робочого тіла перед регулюючим вентилем $\Delta T_{ж}$ не підлягає оптимізації а приймається за літературним даними.

У прийнятому варіанті схеми необхідна холодопродуктивність установки повина бути забезпечена при прийнятому наборі стандартного устаткування. При цьому число одиниць відповідного обладнання, що

забезпечує оптимальну експлуатацію холодильної установки, має бути визначено на підставі термoeкономiчного аналізу

Від зовнішнього джерела до системи підводиться енергія (ексергія) із ціною $C_{ел}$, (грн/кВт-годину) для приводу електродвигуна компресора e_{11} , електродвигуна насоса (вентилятора) охолоджуване середовища e_{13} , електродвигуна насоса проміжного хладоносія e_{22} , електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача e_{32} , електродвигуна насосу зволожувача e_{42} . Від зовнішнього джерела підводить також охолодна вода в кількості V_{12} , m^3 / годину, ціною C_w , грн/ m^3 . При використанні конденсаторів з повітряним охолодженням $C_w=0$. У середині системи передається ексергія із зони 1 у зону 2 - e_1 , із зони 2 у зону 3 - e_3 . У результаті роботи системи повинна бути отримана наведена холодопродуктивність $e_{охл}$.

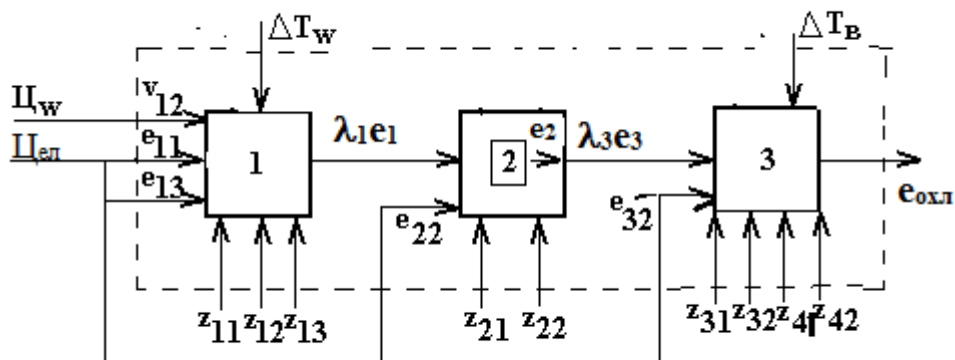


Рис 2.3. Термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки

Критерієм оптимізації (цільовою функцією) обрані приведені витрати (ПВ), які для розглянутого випадку можуть бути описані виразом

$$\begin{aligned}
 \text{ПВ} = & [C_{ел} (e_{11} + e_{13} + e_{22} + e_{32} + e_{42}) + C_w V_{12} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + \\
 & + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] \tau_p .
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

де V_{12} – щосекундна витрата води в конденсаторі 12; e_{11} – ексергія, що споживається електродвигуном компресора 11; e_{13} – ексергія, що

споживається електродвигуном водяного насоса 13 e_{22} – ексергія, що споживається електродвигуном вентилятора 22; e_{32} – ексергія, що споживається електродвигуном вентилятора вентилятора повітроохолоджувача; e_{42} – ексергія, що споживається електродвигуном насосу зволожувача; $Z_{11}, Z_{12}, Z_{13}, Z_{31}, Z_{32}, Z_{41}, Z_{42}$ – нормативні відрахування від вартості та витрати на ремонт і експлуатацію компресора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, охолоджувача 31, вентилятора 32, зволожувача 41, насосу з електродвигуном для зволожувача 42, відповідно, τ_p – кількість робочих годин у рік. Для отриманого значення $Q_{охл}$

При отриманому значенні $Q_{охл}$

$$ПВ = ПВ(\Delta T_w, \Delta T_b). \quad (2.5)$$

З обмеженнями: $\Theta_K = f(\Delta T_w)$ та $\Theta_0 = f(\Delta T_b)$

тут Θ_K, Θ_0 - температурні напори в конденсаторі та охолоджувачі, які є залежними змінними від ΔT_w та ΔT_b , ΔT_w – перепад температур у конденсаторі; ΔT_b - перепад температур повітря в повітроохолоджувачі.

Виходячи з того що експлуатаційні та капітальні витрати, як відомо, мають протилежний вплив на загальну величину витрат, обрана цільова функція дозволяє знайти оптимальне рішення режиму роботи даної холодильної установки.

Як було показано в літературному огляді, неправомірність вибору в якості незалежних змінних взаємозв'язаних параметрів (перепаду температур повітря і температурного напору в повітроохолоджувачі і т.д.), може призвести до порушення адекватності математичної моделі реальному фізическому об'єкту. Тому, в прийнятій постановці задачі в якості оптимізуються змінних обрано два параметри – перепад температур повітря в повітроохолоджувачі (ΔT_b) та перепад температур води в конденсаторі (ΔT_w). У нашому випадку, для режиму, що забезпечує мінімум цільової функції, повинні бути визначені всі необхідні в практиці проектування та експлуатації холодильних установок параметри, які будуть оптимальними.

За умови, що зміна температур ΔT_w та ΔT_B є незалежними змінними, то :

$$\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1}; \quad (2.6)$$

$$\Delta T_B = T_1 - T_{охл}$$

Термодинамічна модель описується залежностями:

$$\begin{aligned} z_{11} &= Z_{11} (e_1, \Theta_K, \Delta T_w); \quad z_{21} = Z_{21} (e_2, \Theta_0, \Delta T_B); \\ z_{12} &= Z_{12} (e_1, \Theta_K, \Delta T_w); \quad z_{22} = Z_{22} (e_3, \Delta T_w); \\ z_{31} &= Z_{31} (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_B); \quad z_{32} = Z_{31} (e_{охл}, \Delta T_B); \\ z_{41} &= Z_{41} (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_B); \quad z_{42} = Z_{42} (e_{охл}, \Delta T_B); \quad (2.7) \\ e_{11} &= E_{11} (e_1, \Theta_K, \Delta T_w); \quad e_{13} = E_{13} (e_1, \Theta_K, \Delta T_w); \\ e_{22} &= E_{22} (e_3, \Theta_0, \Delta T_B); \quad z_{13} = Z_{13} (e_1, \Theta_K, \Delta T_w); \\ e_{31} &= E_{31} (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_B); \quad e_{32} = E_{13} (e_{охл}, \Delta T_B); \\ e_{41} &= E_{41} (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_B); \quad e_{42} = E_{13} (e_{охл}, \Delta T_B); \\ v_{12} &= V_{12} (e_2, \Theta_K, \Delta T_w); \end{aligned}$$

Величини потоків ексергії, яка зв'язує зони:

$$\begin{aligned} e_1 &= E_1 (e_{охл}, \Theta_K, \Delta T_w); \\ e_3 &= E_3 (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_B); \quad (2.8) \\ e_{охл} &= E_o (Q_{охл}, T_{охл}, T_{ос}) \end{aligned}$$

В рівняннях (2.7), (2.8) e_{ij} та E_{ij} характеризують одне і теж, але e_{ij} - кількість ексергії, а E_{ij} – її функціональна залежність. Теж саме відноситься до z_{ij} та Z_{ij} , v_{12} та V_{12} .

Система рівнянь (2.7), (2.8) була вирішена методом Лагранжа, на підставі побудованої функції Лагранжа та методом послідовних наближень Нелдера - Міда. Метод Нелдера - Міда не використовує при рішенні похідних першого та другого порядку та виявився найбільш ефективним.

Оптимізація режиму роботи холодильної установки є завершальним етапом комплексної оптимізації системи підтримання клімату у птахофабриці. Для розрахунку оптимальних режимів роботи холодильної установки отримані наступні данні:

продуктивність холодильної установки $Q_{охл}$;

температура навколишнього середовища – T_{oc} ;

температура повітря у курятнику 20 денної курки– $T_{кам}$ (визначені на першому етапі оптимізації);

температура води, яка поступає на конденсатор - T_w ;

тип та характеристика основного обладнання: компресора, конденсатора, повітроохолоджувача та вентилятора повітроохолоджувача, плівкового зволожувача та насоса для плівкового зволожувача з електродвигуном;

нормативний коефіцієнт відрахування від вартості кожного елементу обладнання - K_{nij} ;

коефіцієнт відрахування на реновацію та ремонт від вартості кожного елементу обладнання – K_{pij} ;

втрата тиску в апаратах холодильної установки;

вид та теплофізичні властивості вибраного робочого тіла:

вартість електроенергії – $\Psi_{ел}$;

час безперервної роботи холодильної установки на протязі року τ_p ;

вартість води - Ψ_w .

При даних, які входять на данному етапі оптимізації, повинні бути отримані математичні залежності для розрахунку всіх складових цільової функції.

2.3. Математичні аспекти мінімізації приведених витрат

Під ексергією даного енергоресурсу розуміють величину максимальної роботи, яка може бути отримана при оборотному переході з вихідного стану в стан рівноваги з навколишнім середовищем. Співвідношення між ексергією $e_{охл.}$ та енергією $Q_{охл.}$ встановлюється коефіцієнтом працездатності τ_{qo} .

$$e_{охл.} = Q_{охл.}(\tau_{qo}) \quad (2.9)$$

Для холодильної техніки ексергія являє собою мінімальну роботу, яка повинна бути використана, щоб отримати кінцевий ефект: певну кількість холоду. У цьому випадку, температура охолоджуваного об'єкту менше, ніж температура навколишнього середовища і коефіцієнта працездатності холоду буде негативним. Це означає, що в кожному необоротному процесі ексергія спрямована протилежно тепловому потоку, тому для здійснення розрахунків завжди будемо вважати коефіцієнт працездатності позитивним:

$$\tau_{qo} = \frac{T_{oc}}{T_{кам}} - 1 \quad (2.10)$$

Тоді з урахуванням (2.3) можливо записати вираз для зведеної холодопродуктивності установки в вигляді:

$$e_{охл.} = Q_{охл.} \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_{кам}} - 1 \right) \quad (2.11)$$

Для визначення температури кипіння тиску хладагенту (T_o) розглянемо схему руху тепломасообмінних середовищ в повітроохолоджувачі.

Охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ΔT_B) є незалежною змінною, а температура повітря, що надходить в повітроохолоджувач дорівнює температурі повітря в камері ($T_{в1} = T_{кам}$). Можливо записати вирази для значень температур:

$$T_{св} = \Delta T_{кам} - 0,5 \Delta T_B \quad (2.12)$$

$$T_{в2} = T_{кам} + \Delta T_B \quad (2.13)$$

$$T_o = T_{св} + \Theta_o \quad (2.14)$$

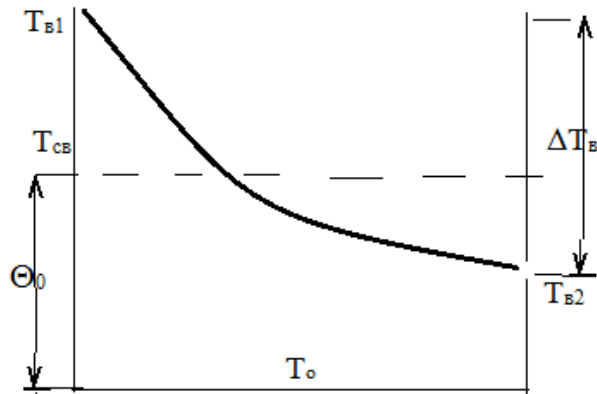


Рис 2.4. Зміна температур при теплопередачі в повітроохолоджувачі

Втрата ексергії при необоротному процесі переході теплоти (Q_0) з рівня температури охолоджуваного об'єкта ($T_{\text{кам}}$) на рівень середньої температури повітря в повітроохолоджувачі ($T_{\text{св}}$) складе

$$\Delta e_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{св}}} - 1 \right) - Q_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{кам}}} - 1 \right)$$

$$\Delta e_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{св}}} - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{кам}}} \right) \quad (2.15)$$

Тоді ексергія потоку охолоджуваного повітря буде визначена на підставі виразу:

$$e_6 = e_{\text{охл}} + \Delta e_{\text{охл}} \quad (2.16)$$

Таким чином, ексергія потоку охолоджуваного повітря (без урахування потужності на його транспортування) при підстановці в рівняння (2.11) і (2.15) може бути приведена до вигляду:

$$e_6 = Q_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{св}}} - 1 \right) \quad (2.17)$$

Кількість ексергії, що підводиться до електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача від зовнішнього джерела визначаємо за формулою:

$$e_6 = \frac{V_n \cdot H_6}{10^3 \cdot \eta_6 \cdot \eta_{6e}} \quad (2.18)$$

де витрата повітря через повітроохолоджувач :

$$V_n = \frac{Q_{охл}}{\rho_{cn} \cdot C_{cn} \cdot \Delta T_6} \quad (2.19)$$

H_6 - витрата напору в повітроохолоджувачі, Па.

Значення витрати напору визначається за програмою оптимізаційного розрахунку повітроохолоджувача.

ρ_{cn} - густина повітря кг/м³ при середній температурі в повітроохолоджувачі, визначається по залежності:

$$\rho_{cn} = \frac{353}{T_{cn}}$$

Вираз (2.18) з урахуванням рівняння (2.19) визначається в вигляді:

$$e_{32} = \frac{Q_{охл} \cdot H_6}{10^3 \cdot \rho_{cn} \cdot \Delta T_6 \cdot C_p \cdot \eta_6 \cdot \eta_{6e}} \quad (2.20)$$

Враховуючи величину приведенної продуктивності холодильної установки $e_{охл}$ маємо вираз для визначення ексергії, яка підводиться до вентилятора повітроохолоджувача від зовнішнього джерела:

$$e_{32} = \frac{e_{охл}}{\left(\frac{T_{ос}}{T_{кам}} - 1\right)} \cdot \frac{H_6}{10^3 \cdot \rho_{п} \cdot \Delta T_6 \cdot C_p \cdot \eta_6 \cdot \eta_{6e} - H_6} \quad (2.21)$$

Розрахункове значення об'ємної витрати повітря, яка забезпечує незмінність параметру, який ми оптимізуємо ΔT_6 e_{32} визначається виразом:

$$V_n = \frac{Q_{охл} + e_{32}}{\rho_{п} \cdot C_p \cdot \Delta T_6} \quad (2.22)$$

Електродвигуни вентилятора повітроохолоджувача розташовані в межах охолоджуваного об'єкта, тому теплове навантаження повітроохолоджувача повинна бути визначена з урахуванням тепла, внесеного електродвигуном:

$$Q_{\text{по}} = Q_{\text{охл}} + e_{32} \quad (2.23)$$

В цьому випадку кількість ексергії, споживаної повітроохолоджувачем визначаємо за формулою:

$$e_{\text{по}} = Q_{\text{по}} \cdot \left(\frac{T_{\text{oc}}}{T_{\text{св}}} - 1 \right) \quad (2.24)$$

Втрата ексергії при необоротному процесі переходу теплоти ($Q_{\text{по}}$) з рівня середньої температури повітря в повітроохолоджувачі ($T_{\text{св}}$) на рівень кипіння хладагента (T_0) складе:

$$\Delta e_{\text{по}} = Q_{\text{по}} \cdot \left(\frac{T_{\text{oc}}}{T_0} - \frac{T_{\text{oc}}}{T_{\text{кам}}} \right) \quad (2.25)$$

Для розрахованих оптимізованих повітроохолоджувачів для птахофабрики за модульним принципом з варіюванням конструктивних параметрів визначають в циклі витрату повітря.

Таким чином вибір обладнання дозволяє визначити його характеристики та питомі показники.

Розрахункове значення об'ємної витрати повітря, яке визначене за рівнянням (2.22) залежить від значення підохолодження повітря в повітроохолоджувачі (ΔT_B). Значення останнього приводить до зменшення площі поверхні $F_{\text{по}}$ апаратів. Температурний напор є залежною змінною та визначається за формулою:

$$\theta_0 = \frac{Q_{\text{по}}}{k_{\text{по}} \cdot F_{\text{по}}} \quad (2.26)$$

Зменшення площі поверхні $F_{\text{по}}$ апаратів може бути досягнене за рахунок зниження температури кипіння холодильного агенту, яка з врахуванням рівнянь (2.12), (2.13), (2.19) можливо визначить за формулою:

$$T_0 = T_{\text{кам}} - 0,5 \cdot \Delta T_B - \frac{Q_{\text{по}}}{k_{\text{по}} \cdot F_{\text{по}} \cdot N_{\text{по}}} \quad (2.27)$$

де $k_{\text{по}}$ – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача який визначається методом послідовних наближень $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Кількість ексергії, яким повинен володіти потік холодоагенту на вході в повітроохолоджувач, тобто кількість ексергії, що входить в третю зону термoeкономiчної моделі складе:

$$e_3 = e_{\text{по}} + \Delta e_{\text{по}} \quad (2.28)$$

$$e_3 = Q_{\text{по}} \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1 \right) \quad (2.29)$$

Залежність (2.29) являє собою розгорнуте вираз рівняння (2.28) при підстановці раніше отриманих залежностей (2.24), (2.25).

$$e_3 = (Q_{\text{охл}} + e_{32}) \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1 \right) \quad (2.30)$$

Враховуючи (2.11) і (2.21), одержимо розгорнуте вираження для e_3 :

$$e_3 = \frac{e_{\text{охл}}}{\left(\frac{T_{zc}}{T_{\text{кам}}} - 1 \right)} \cdot \left[1 + \frac{H_{\text{в}}}{10^3 \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \Delta T_{\text{в}} \cdot C_p \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{вe}} - H_{\text{в}}} \right] \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1 \right) \quad (2.31)$$

Кількість ексергії, що підводиться до електродвигуна насоса хладагента від зовнішнього джерела (споживану їм потужність), можна визначити з рівняння:

$$e_{22} = \frac{n \cdot Q_{\text{по}} \cdot H_R}{10^3 \cdot \rho_o \cdot r_o \cdot \eta_R \cdot \eta_{\text{Re}}} \quad (2.32)$$

де H_R напір створюваний амiачним насосом, Па; n -кратність циркуляції хладагента.

Значення густини рідкого амiаку (ρ_o) і питомої теплоти пароутворення (r_o) відповідній температурі кипіння (T_o) можуть бути отримані за апроксимаційних залежностей.

Якщо прийняти, що потужність, що підводиться до насоса хладагента, в кінцевому рахунку перетворюється в тепло, яке передається хладагенту, то для підтримки заданої холодопродуктивності установки потрібно деяке збільшення його витрат. З урахуванням рівнянням (2.28) e_{22} можна

представити у вигляді залежностей від величини ексергії, що входить в повітроохолоджувач.

$$e_{22} = \frac{e_3}{\left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1\right)} \cdot \frac{n \cdot H_R}{\left[10^3 \rho_o \cdot r_o \cdot \eta_R \cdot \eta_{Re} - n \cdot H_R\right]} \cdot \eta_{Re} \quad (2.33)$$

Розрахункове значення об'ємної витрати хладагента, що забезпечує задану холодопродуктивність при внесенні додаткового тепла двигунами насосів, визначається з виразу:

$$V_R = \frac{n \cdot (Q_{по} + e_{22} \cdot \eta_{Re})}{\rho_o r_o} \quad (2.34)$$

Уточнюємо сумарну кількість насосів хладагенту для забезпечення розрахункової витрати (V_R).

С врахуванням зміни, які проходять з основним потоком ексергії в циркуляційному ресивері та насосі хладагенту можливо записати:

$$e_1 = e_2 + \Delta e_n \quad (2.35)$$

В цьому випадку ексергія потоку хладагенту, яка входить в третю зону, виражається залежністю:

$$e_3 = e_2 + e_{22} \cdot \eta_{Re} \quad (2.36)$$

Визначаємо потік ексергії, яка виходить з першої зони з врахуванням (2.35) та (2.36)

$$e_1 = e_3 - e_{22} \cdot \eta_{Re} \quad (2.37)$$

де Δe_n - втрати ексергії від перегріву хладагенту на лінії всмоктування компресора. η_{Re} – ККД електродвигуна хладагенту. Величина втрати ексергії (Δe_n) при необоротному переході кількості теплоти перегріву (Q_n) з рівня середньої температури робочого тіла ($T_{сн1}$) на рівень температури навколишнього середовища (T_{oc}) складе:

$$\Delta e_{\Pi} = Q_{\Pi} \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_{cп1}} - 1 \right) \quad (2.38)$$

де Q_{Π} - теплота перегріву пари:

$$Q_{\Pi} = G \cdot (i_{\epsilon} - i_1) \quad (2.39)$$

Вираз (2.38) має вигляд:

$$\Delta e_{\Pi} = G \cdot (i_{\epsilon} - i_1) \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_{cп1}} - 1 \right) \quad (2.40)$$

де $T_{cп1}$ – середня температура перегріваючої пари:

$$T_{cп1} = T_o \cdot + \frac{\Delta T_{\Pi}}{2} \quad (2.41)$$

Величина перегріву вибрана з точки зору забезпечення режиму безпечної експлуатації холодильної установки у відповідності з практичними рекомендаціями.

Витрата робочого тіла через компресор складає:

$$G = \frac{e_3}{\left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1 \right)} \cdot \frac{1}{r_o \cdot - C_{сж1} \cdot (T_3 - T_o)} \quad (2.42)$$

$C_{сж1}$ – середня ізобарна теплоємність робочого тіла в інтервалі температур T_3, T_o , визначена з імперічного рівняння;

T_3 – температура переохолодженого робочого тіла на виході з конденсатора.

$$T_3 = T_k + \Delta T_{ж} \quad (2.43)$$

Для визначення температури конденсації робочого тіла T_k розглянемо схему руху теплообмінних середовищ в конденсаторі.

На рис. 2.5. показані характерні криві змін температур в апараті.

Виходячи з умов, що підігрів води в конденсаторі ΔT_w є незалежною змінною можливо записати залежності:

$$T_{w2} = T_{w1} + \Delta T_w \quad (2.44)$$

$$T_{cw} = T_{w1} + 0,5 \Delta T_w \quad (2.45)$$

$$T_k = T_w + \Theta_k \quad (2.46)$$

Тоді, з урахуванням раніше виведених рівнянь (2.40) та (2.43)

отримаємо:

$$e_{11} = \frac{e_3}{\left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1\right)} \cdot \left[\begin{aligned} & \left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1\right) - \frac{n \cdot H_R}{10^3 \rho_o \cdot r_o \cdot \eta_R - n \cdot H_R} \\ & + \frac{i_k - i_1}{r_o \cdot -C_{сж1} \cdot (T_3 - T_o)} \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_{сп1}} - 1\right) \end{aligned} \right] \quad (2.47)$$

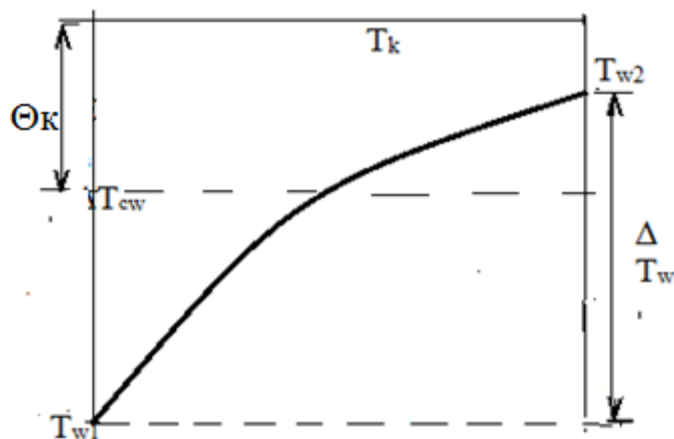


Рис 2.5. Зміна температур при теплопередачі в конденсаторі

Поток хладагенту, який надходить у компресор (G) можливо представити у вигляді залежності від кількості ексергії, яка виходить з першої зони:

$$G = e_1 \cdot \left[\frac{r_o \cdot -C_{сж1} \cdot (T_3 - T_o) \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1\right) - \frac{n \cdot H_R}{10^3 \rho_o \cdot r_o \cdot \eta_R - n \cdot H_R} + \frac{i_k - i_1}{r_o \cdot -C_{сж1} \cdot (T_3 - T_o) \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_{сп1}} - 1\right)} \right] \quad (2.48)$$

де $(i_k - i_1)$ – різниця ентальпії в процесі перегріву пари на лінії всмоктування компресора, кДж/кг.

Виходячи з визначення ексергії теплоти і враховуючи, що незалежно від того, чи використовується в якості охолоджуючого середовища води або повітря, теплота, віднімає від робочого тіла в конденсаторі, і в кінцевому рахунку, все одно передається навколишньому середовищу і розсіюється в ній, можна отримати вирази для втрат ексергії при передачі теплоти конденсації на кожній ділянці.

Для визначення термодинамічних параметрів (питомий обсяг, тиск конденсації і кипіння, ентальпія у точках термодинамічного циклу, різниця ентальпій в процесі стиснення, тепла і конденсації і т.д) використані емпіричні рівняння.

Втрату ексергії на кожній стадії в конденсаторі визначимо по залежностях:

- зона зняття перегріву:

$$\Delta e_{k32} = G \cdot (i_2 - i_3) \cdot (-1) \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_{сп2}} \right) \quad (2.49)$$

Середня температура пари визначається залежністю:

$$T_{cn2} = \frac{(T_o + \Delta T_n) \cdot \left(\frac{P_k}{P_o}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + T_k}{2} \quad (2.50)$$

κ - коефіцієнт політропи стиснення.

- зона конденсації:

$$\Delta e_{k34} = G \cdot r_k \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_k} \right) \quad (2.51)$$

- зона переохолодження рідкого холодоагенту:

$$\Delta e_{k45} = G \cdot (i_4 - i_5) \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_{сж2}} \right) \quad (2.52)$$

- Середня температура рідкого хладагента в зоні переохолодження

$$T_{сж2} = T_k - \frac{\Delta T_{жс}}{2} \quad (2.53)$$

Вираз для втрат ексергії при дроселюванні через регулюючий вентиль:

$$\Delta e_{др} = G \cdot T_{oc} \cdot C_{сж1} \cdot \left(\frac{T_3}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_3}{T_0} \right) \quad (2.54)$$

Механічні втрати (на тертя) у механізмі компресора визначаються формулою:

$$\Delta e_{мк} = P_{тр} \cdot V_h \quad (2.55)$$

де $P_{тр}$ - питомий тиск сил тертя (залежно від типу робочого тіла), Па;

V_h – об'єм, описуваний поршнями компресора, м³/сек.

Кількість ексергії e_{11} , яке повинне бути підведене до електродвигуна компресора (тобто споживана їм потужність) визначиться підсумовуванням потоку ексергії e_1 , що виходить із зони 1 і втрат ексергії в цій зоні:

Складаючи ексергію e_3 , що виходить із зони 1, і втрати ексергії в цій зоні, знайдемо ексергію, яку потрібно підвести до електродвигуна компресора (споживана потужність):

$$e_{11} = \frac{e_1 + \Delta e_{k23} + \Delta e_{k34} + \Delta e_{k45} + \Delta e_{др} + \Delta e_{мк}}{\eta_{ке}} \quad (2.56)$$

де $\eta_{ке}$ - коефіцієнт корисної дії. електродвигуна компресора і його передачі.

Уся механічна енергія, вироблена компресором, передається їм робочому тілу й зрештою перетвориться в теплоту.

Таким чином, повне теплове навантаження на конденсатор визначиться виразом:

$$Q_k = Q_{\text{по}} + e_1 + e_{22} \cdot \eta_{\text{Re}} + Q_{\text{II}} + \Delta e_{k23} + \Delta e_{k34} + \Delta e_{k45} + \Delta e_{\text{др}} \quad (2.57)$$

Потужність, споживану електродвигуном насоса 13 визначимо за формулою:

$$e_{13} = \frac{Q_k \cdot H_w}{(c_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta T_w \cdot \eta_w - b_1 \cdot H_w) \cdot \eta_{\text{дв}}}, \quad (2.58)$$

де b_1 - коефіцієнт, що враховує, яка частина механічної енергії перетворюється в теплоту на шляху від насоса до конденсатора;

H_w - тиск, який створюється насосом охолодного середовища (води):

η_w - к.к.д насоса охолоджуючої води 13 ;

$\eta_{\text{дв}}$ - к.к.д. електродвигуна цього насоса.

Відповідна масова витрата охолодної рідини :

$$V_{12} = \frac{Q_k}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t_w \cdot \eta_w - b_1 \cdot H_w} \quad (2.59)$$

Розрахункове значення об'ємної витрати води залежить від величини підігріву води в конденсаторі. Збільшення останнього, зрештою, призведе до зменшення площі поверхні апаратів. Тоді, для забезпечення заданне зняття тепла при фіксованій температурі води на вході в конденсатор необхідно перерахувати температурний напір.

$$\theta_k = \frac{Q_k}{k_k \cdot F_k}, \quad (2.60)$$

де k_k , (Вт/(м²·К)) – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, який визначається за довідковою літературою, на підставі практичних рекомендацій.

Це може бути досягнуто за рахунок збільшення температури конденсації холодоагенту (T_k), яку з врахуванням рівнянь (2.46), (2.60) можливо визначити за формулою:

$$T_k = T_{w1} + 0,5 \cdot \Delta T_w + \frac{Q_k}{k_k \cdot F_k \cdot N_k} \quad (2.61)$$

Кількість теплоти, яке повинно бути відведено у плівковому зволожувачі:

$$Q_{пз} = Q_{го} + e_{42} \cdot \eta_{зг} \quad (2.62)$$

Кількість ексергії, підведеної до електродвигуна плівкового зволожувача складає:

$$e_{42} = \frac{Q_{пз} \cdot H_{зв}}{(c_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta T_{зв} \cdot \eta_w - H_{зг}) \cdot \eta_{дв}} \quad (2.63)$$

Після виведення всіх необхідних рівнянь для визначення експлуатаційних витрат введемо формули для розрахунку капітальних витрат

Розглянемо далі методику обчислення величин z_{ij} з формули (2. 3), тобто амортизаційні відрахування й витрати на ремонт устаткування.

Величини z_{ij} пропорційні вартості C_{ij} відповідного елемента встаткування. У свою чергу, вартість C_{ij} залежить від розрахункового навантаження на даний пристрій. У першому наближенні ці залежності можна вважати лінійними.

Вартість кожного елемента обладнання представлена у вигляді поліноміальних рівнянь:

$$C_{ij} = A_{ij} + B_{ij} \cdot X_{ij} \quad (2.64)$$

Величини X_{ij} представляють собою сумарну характеристику, через яку вибиралося відповідне обладнання; A_{ij} , B_{ij} – емпіричні коефіцієнти

Наприклад, вартість насоса компресора 11 з електродвигуном залежить від секундного обсягу робочого тіла, що перекачується:

$$z_{11} = \frac{(K_{H11} + K_{P11})(A_{11} + B_{11} \cdot V_h)}{\tau_p} \quad (2.65)$$

Капітальні затрати на конденсатор, насоси хладагенту, циркуляційні ресивери, повітроохолоджувачі, плівкового зволожувача:

$$z_{12} = \frac{(K_{H12} + K_{P12})(A_{12} + B_{12} \cdot F_k)}{\tau_p} ; \quad (2.66)$$

$$z_{13} = \frac{(K_{H13} + K_{P13})(A_{13} + B_{13} \cdot V_{12})}{\tau_p} ; \quad (2.67)$$

$$z_{22} = \frac{(K_{H22} + K_{P22})(A_{22} + B_{22} \cdot V_r)}{\tau_p} ; \quad (2.68)$$

$$z_{21} = \frac{(K_{H22} + K_{P22})(A_{22} + B_{22} \cdot V_r)}{\tau_p} ; \quad (2.69)$$

$$z_{31} = \frac{(K_{H31} + K_{P31})(A_{31} + B_{31} \cdot F_{n0})}{\tau_p} ; \quad (2.70)$$

$$z_{32} = \frac{(K_{H32} + K_{P32})(A_{32} + B_{32} \cdot V_{12})}{\tau_p} ; \quad (2.71)$$

$$z_{41} = \frac{(K_{H41} + K_{P41})(A_{41} + B_{41} \cdot F_{n3})}{\tau_p} ; \quad (2.72)$$

$$z_{42} = \frac{(K_{H42} + K_{P42})(A_{43} + B_{42} \cdot V_{12})}{\tau_p} ; \quad (2.73)$$

Тоді остаточний вираз для цільової функції стосовно до розглянутої холодильної установки складе:

$$\begin{aligned} \text{ПВ} = & [\Pi_{\text{ел}} (e_{11} + e_{13} + e_{22} + e_{32} + e_{42}) + \Pi_w V_{\text{сва}} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + \\ & + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] \tau_p \end{aligned} \quad (2.4)$$

де $V_{\text{сва}}$ - об'ємна витрата свіжої води

$$V_{\text{сва}} = 0,1 V_{12} \quad (2.75)$$

Побудована термoeкономiческа́я модель не виключає можливості визначення вартості ексергії в будь-якій точці схеми холодильної установки.

Визначення проміжних вартостей ексергії між зонами можливо за формулами:

$$\lambda_{1i} = \left[(e_{11} + e_{13}) \cdot \Pi_{\text{ел}} + \Pi_w V_{\text{сва}} + z_{11} + z_{12} + z_{13} \right] / e_1 \quad (2.76)$$

$$\lambda_{3i} = [\lambda_{1i} \cdot e_1 + e_{22} \cdot \Pi_{\text{ел}} + z_{21} + z_{22}] / e_3 \quad (2.77)$$

$$\lambda_{0i} = [\lambda_{3i} \cdot e_3 + e_{32} \cdot \Pi_{\text{ел}} + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] / e_{\text{охл}} \quad (2.78)$$

В нашій роботі при вирішенні задач оптимізації був використаний чисельний метод, який не вимагає диференціювання цільової функції, на відміну від рішень, в яких використовуються класичні методи диференціального і варіаційного обчислення.

При використанні аналітичних методів задача оптимізації повинна бути сформульована математично для того щоб для визначення змінних застосовувати відомі правила. Для вирішення складних завдань аналітичний метод множників Лагранжа виявився непридатним через використання перших та других похідних.

У роботі був використаний метод пошуку деформованого многогранника (метод Нелдера-Міда). Метод Нелдера-Міда є одним з надійних і ефективних методів прямого пошуку.

2.4. Оптимізація повітроохолоджувачів птахофабрики

Проблема підвищення ефективності систем підтримки мікроклімату птахофабрики є актуальною для підприємств агропромислового комплексу та торгівлі. Від її вирішення в значній мірі залежать витрати на вилупляні та втрати при зростанні курки.

Особливе місце у рішенні цієї проблеми займає науково-обґрунтований підбір повітроохолоджувачів зон зростання при температурах 25-28°C.

Дослідженнями встановлено, що для кожного виду птахів є оптимальне значення питомої витрати повітря, що забезпечує мінімум втрат на їх зростання при забезпеченні оптимальних умов росту птаха. Урахування цього важливого чинника є необхідним при комплексній оптимізації систем підтримки мікроклімату і, в першу чергу, повітроохолоджувачів.

При проектуванні оптимізованих повітроохолоджувачів для підтримання умов росту інших видів птахів, був обраний модульний принцип. Прийняті одиничні модулі, які вміщують пучок біметалевих оребрених труб загальною довжиною 280

м та вентилятор В-06-300-6,3А (компоновка 1) або два вентилятори В-06-300-5А(компоновка 2).

Вентилятори В-06-300-6,3А - кращі із осьових вентиляторів, що серійно виготовляються в Україні. Вони мають сталу розхідно-напорну характеристику, відносно високий ККД та напір в межах робочої ділянки характеристики- 220-120 Па.

Як константа модуля обрана загальна довжина пучка труб, а не загальна зовнішня поверхня, при цьому залишається константою для даного діаметра труби внутрішня поверхня, а зовнішня змінюється при варіації кроку оребрення. Величина 280 м відповідає холодопродуктивності модуля від 20,5 до 25 кВт, в залежності від компоновки пучка та кроків труб і ребер на трубах, що забезпечує потребу на підтримання умов.

Біметалеві труби мають сталю основну трубу, на яку методом лиття під тиском нанесена алюмінієва коаксіальна оребрена оболонка. З'єднання сталюї основи та алюмінієвої оболонки здійснено практично без термічного контактного опору, тому обрані оребрені труби високоефективні.

У пучці труб модуля спочатку по напрямку руху повітря передбачена установка рядів труб з більшим кроком ребер(ці ряди труб визначались як 1-а секція) , а потім труб із меншим кроком ребер (2-а секція). Кількість рядів труб у секціях варіювалась.

Як хладагент був обраний аміак (R717), який відповідає вимогам високої термодинамічної ефективності та екологічної безпеки. В роботі показані переваги малих аміачних хололодильних машин в порівнянні з фреоновими. Результати цієї роботи показали, що окрім термодинамічних, теплофізичних, вартісних переваг аміаку, як хололодильного агенту, в порівнянні з фреонами, які використовують зараз, аміачні хололодильні машини мають додаткові важливі переваги, такі як більш високий хололодильний коефіцієнт і ексергетичний к.к.д. дійсних циклів, особливо при температурах кипіння нижчих -15°C .

Алгоритм дозволяє проводити оптимізацію за наступними частковими (технологічних) та комплексними критеріями, приведеними до загального теплового навантаження Q , яке відповідає найспекотнішому періоду року.

До часткових критеріїв відносяться:

- максимальна холодопродуктивність на одиницю зовнішньої теплопередавальної поверхні

$$Q/F, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.79)$$

де F - загальна площа зовнішньої теплопередавальної поверхні, м^2 .

- максимальна холодопродуктивність на одиницю потужності вентилятора

$$Q/N, \text{ Вт/Вт}, \quad (2.80)$$

де N - споживана потужність у робочій точці характеристики вентилятора для конкретного варіанта компоновки та об'єднання трубного пучка модуля повітроохолоджувача, Вт .

- максимальна холодопродуктивність на одиницю загальної маси трубного пучка

$$Q/M, \text{ Вт/кг}, \quad (2.81)$$

де M - загальна маса трубного пучка, кг .

До комплексних критеріїв відносяться:

- Критерій споживача першого типу, який дорівнює сумарним витратам: на придбання модуля повітроохолоджувача (λ_m) та сплату за електроенергію $\Pi_{\text{ел}}$, яку споживає вентилятор протягом всього ресурсу роботи τ_p на одиницю холодопродуктивності модуля повітроохолоджувача

$$(\lambda_T + N \cdot \tau_p \cdot \Pi_{\text{ел}}) / Q \quad \text{грн/Вт} \quad (2.82)$$

де:

- $\Pi_{\text{ел}}$ - ціна 1 кВт години електроенергії, грн ;

- λ_T - ціна повітроохолоджувача розраховувалась для кожного варіанту в залежності від маси труб з урахуванням інших витрат по статтях кошторису.

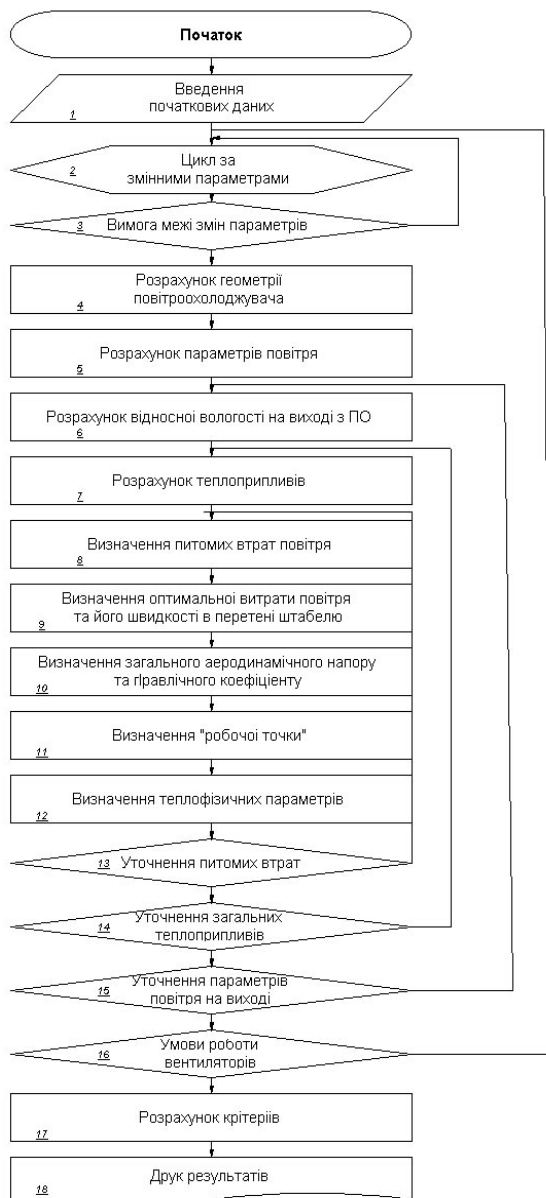


Рис.2.5 Блок-схема алгоритму оптимізації повітроохолоджувача плодовоовочесховищ

Критерій споживача другого типу, який відповідає сумарним витратам за цикл зберігання, що дорівнюють : сумі вартостей продукції, втраченої внаслідок усушки , амортизації модуля повітроохолоджувача, споживаної вентилятором модуля електроенергії . Цей критерій враховує вид скота, і визначається за результатами наших досліджень , якими доведено, що для кожного виду скота:

$$(\lambda_1 + N \cdot \tau_p \cdot C_{ел}), \text{ грн}, \quad (2.83)$$

де $\lambda_1 = \lambda_T A + C_{цв}$; λ_T - A- доля амортизації за цикл зберігання ($A = 0,12$); $C_{цв}$ - вартість продукції, втраченої, грн ; τ_p - строк зберігання, годин.

У критерії (2.83) від витрати повітря через трубний пучок залежить не споживана потужність вентилятора, але та повітря, в свою чергу, залежить від

варіанту компоновки і діаметра труб та кроку оребрення на них .

Для проведення чисельного експерименту була використана авторська методика в якій спочатку проводиться розрахунок гідравлічної характеристики модуля , а потім, у результаті сумісного рішення рівнянь, що описують гідравлічні характеристики варіанту компоновки модуля та вентилятора, знаходять “робочу точку” на їх перетині, якій відповідають конкретні значення споживаної вентилятором електричної потужності, ККД

, витрати та напору повітря.

Показники оптимальності залежать від конструктивних та геометричних характеристик охолоджуючих поверхонь апарату та швидкості повітря у вузькому перерізі пучка. Характеристики являються незалежними змінними, оптимальні значення яких відповідають найменшому значенню показника оптимальності, отриманому шляхом порівняння всіх конкуруючих варіантів.

При чисельному експерименті варіювався наступний набір змінних параметрів:

- крок оребрення, м ... 0,013; 0,016; 0,020;
- крок труб, м від 0,08 до 0,094 (14 варіацій) ;
- кількість рядів труб з більшим кроком ребер ... 2, 3, 4;
- кількість рядів труб з меншим кроком ребер ... 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10;
- загальна кількість рядів труб в напрямку руху повітря при цьому була ... 8; 10 та 12 рядів;
- кількість рядів труб по фронту ... 7, 8, 9, 10, 11, 12;
- внутрішній діаметр основної сталеві труби, м ... 0,02 та 0,025.

У всіх варіантах були прийняті оптимальні значення температури і відносної вологості повітря на вході у повітроохолоджувач, $t_{вх}=1,5^{\circ}\text{C}$; $\phi_{вх}=0,9$.

Алгоритм розрахунку повітроохолоджувача був побудований на базі вкладених циклів, в яких з похибкою менше 0,1% ітераційно визначались температура поверхні інею, температура та відносна вологість на виході з секцій, коефіцієнт вологовипадіння, питомий тепловий потік та залежні від них коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі. З такою ж похибкою (0,1%) у зовнішньому циклі визначалась холодопродуктивність, розрахована через коефіцієнт теплопередачі та середньоінтегральну різницю температур аміаку та повітря. При цьому параметри повітря на виході з 1 секції прирівнювали до параметрів на вході у 2 секцію.

Блок-схема розрахунку за алгоритмом приведена на рис.2.6. Згідно блоку 1 для проведення розрахунку необхідні наступні початкові дані:

параметри повітря на вході та виході, початкові геометричні змінні, економічні коефіцієнти.

У блоці 2 організуємо цикл за змінними параметрами: кроком оребрення, кроком труб, кількістю рядів труб з більшим кроком ребер, кількістю рядів з меншим кроком ребер, загальній кількості рядів труб у напрямку руху повітря, кількості рядів по фронту та внутрішньому діаметру труби. Межі зміни початкових даних враховуємо в блоці 3.

При заданому наборі змінних величин у блоці 4 розраховуються геометричні параметри повітроохолоджувача: повну площу поверхні, масу труб та оребрення, коефіцієнти оребрення, площі живого перерізу.

Мінімальний переріз повітроохолоджувача з урахуванням визначали за формулою:

$$F_{\min} = a \cdot Lp - \left[n_1 \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_{in}) \cdot Lp + (\delta_p + 2 \cdot \delta_{in} \sqrt{s_p^2 + (D_p^2 + 2\delta_{in})^2}) \cdot n_1 \frac{2h_p}{D_p + 2\delta_{in}} \right] \quad (2.85)$$

Максимальна швидкість руху в повітроохолоджувачі

$$V_{\max} = \frac{G_v}{F_{\min}}, \text{ м / с} \quad (2.86)$$

здесь G_v – масова витрата повітря, $\text{м}^3 / \text{с}$.

У блоці 5 розраховуємо параметри середньої температури повітря. Розраховуємо додаткові параметри повітря методом сплайнів та уточнюємо відносну вологість повітря на виході $\phi_{\text{вих}}$ з повітроохолоджувача у блоці 6. У блоці 7 розраховується теплове навантаження ребристого елемента Q_r та параметри, необхідні для визначення конструктивних величин повітроохолоджувача.

За методом С.Г.Чуклина теплове навантаження ребристого елемента Q_{re} визначається у вигляді суми теплового навантаження Q_p та теплового навантаження гладкої труби Q_{tr} , Вт

$$Q_p = \frac{t_{cp} - t_a}{\left(1 + \frac{r_n \alpha_{np}^{un}}{r_{вн} \alpha_0}\right) \left[\frac{1}{l \sqrt{2\alpha_{np}^{un} \delta_p \lambda_p} th(\mu h)} + \frac{1}{2\pi \lambda_{mp} (r_n^2 - r_{вн}^2) \sqrt{a} th \sqrt{a} l_1} \right]} \quad (2.87)$$

$$Q_{mp} = 4\pi r_n \alpha_{np}^{un} \left[\frac{(t_{cp} - t_a) l_1}{1 + \frac{r_n \alpha_{np}^{un}}{r_{вн} \alpha_0}} - \frac{Q_p}{2\pi \lambda_{mp} (r_n^2 - r_{вн}^2) a} \right] \quad (2.88)$$

$$Q_{pэ} = Q_p + Q_{mp} \quad (2.89)$$

Площа ребристого елемента:

$$F_{pe} = F_p + F_{mp} = 2\sqrt{s_p^2 + (\pi d_p)^2} h_p + \pi d_n s_p \quad \text{м}^2 \quad (2.90).$$

Визначається різниця температур між середньою температурою повітря t_{cp} і температурою поверхні t_w

$$t_{cp} - t_w = \frac{Q_{pt}}{F_{pэ} \alpha_{np}^{in}} \quad (2.91)$$

Визначаємо у блоці 8 оптимальне значення питомої витрати повітря крізь штабель продукту, яка забезпечує мінімум втрат при зберіганні у камері холодильника використовуючи наші дослідження, а також отримані апроксимаційні залежності.

У блоці 9 знаходимо оптимальну витрату повітря та його швидкіст. При визначенні швидкості повітря в міжреберному “живому” перерізі пучка труб, враховувалась середньоінтегральна товщина інею після 24 годин роботи повітроохолоджувача, яка визначалась окремо для 1-ої та другої секцій. Розрахунки вели з урахуванням даних та рекомендацій.

Гідравлічні характеристики модуля розраховуємо у блоці 10: падіння напору в пучку оребрених труб в залежності від витрати повітря, аеродинамічний опір повітря на виході із повітроохолоджувача та на вході у вентилятор.

Для вибору розрахункової залежності падіння напору в пучку оребрених труб від витрати повітря автором був проведений аналіз залежностей для ΔP , рекомендованих в і результатів експериментів при відсутності інею. Остаточно для актуальних діапазонів величин критеріїв Re , Eu та співвідношення геометричних параметрів оребрення, реалізованих у чисельному експерименті, була обрана залежність:

$$\Delta P = 1,35 \cdot z \cdot (H_r/d)^{0,45} \cdot (S_r/d)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24} \cdot \rho v^2 / 2 \quad (2.92)$$

де:

- d - діаметр труби з урахуванням шару інею,м;
- z - кількість рядів труб у секції;
- H_r - висота ребра,м;
- S_r - крок ребер,м;
- ρ - густина повітря,кг/м³;
- w - швидкість руху повітря з урахуванням зменшення перерізу внаслідок наростання шару інею,м/с.

В результаті сумісного рішення у блоці 11 рівнянь, що описують гідравлічні характеристики варіанту компоновки модуля та вентилятора, знаходимо методом хорд “робочу точку” на їх перетині, якій відповідають конкретні значення споживаної вентилятором електричної потужності, ККД, витрати та напору повітря.

У блоці 12 визначаємо коефіцієнти теплопередачі у 1 та 2 секціях.

Задаємося коефіцієнтом вологовипадіння ξ та визначаємо приведений коефіцієнт теплоотдачі з урахуванням термичного опіру шару інея:

$$\alpha_{np}^{in} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{л}\xi\varepsilon} + \frac{\delta_{in}}{\lambda_{in}}} \quad (2.93)$$

де ε ($\varepsilon = 0,9$) коефіцієнт, який враховує контакт труби з ребром.

. При виборі формул для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі був проведений аналіз.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі α_{ag} (Вт / (м² К)) від труби до аміаку була обрана формула:

$$\alpha_{ag} = [103,2 + 0,19 \cdot t_o] \cdot q^{0,25} \quad (2.94)$$

- t_o - температура кипіння холодоагенту, °С;
- q – питоме теплове навантаження, віднесене до внутрішньої поверхні пучка труб, Вт/м²

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від повітря до ребристої поверхні тепловіддачі α_k (Вт / (м² К)) був проведений аналіз залежностей. Із яких найбільш близькою до наших умов виявилась формула:

$$\alpha_k = 0,117 \frac{\lambda}{s_p^{0,28}} \text{Pr}^{0,35} \left(\frac{d_H}{s_p} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_p}{s_p} \right)^{-0,14} \left(\frac{V_{\max}}{\nu} \right)^{0,72}, \quad (2.95)$$

де:

- λ - коефіцієнт теплопровідності ребра, Вт/(м К);
- Pr - критерій Прандтля;
- ν - кінематична в'язкість повітря, м²/с.

Значення числа Pr и коефіцієнту кінематичної в'язкості ν беруться при середній температурі повітря в повітроохолоджувачі.

Шуканий коефіцієнт теплопередачі визначається відношенням

$$k = \frac{Q_{pe}}{F_{pз} (t_{cp} - t_a)} \quad (2.96)$$

Визначається температура випаровування хладоагента t_a як функція температури зовнішнього навколишнього середовища t_3

$$t_a = f(t_3) \quad (2.97)$$

Обчислюється середня логарифмічна різниця температур повітря і ребристої поверхні:

$$\Delta t_{лw} = \frac{\Delta t_{wh} - \Delta t_{wl}}{2,3 \lg(\Delta t_{wh} / \Delta t_{wl})}, \quad (2.98)$$

де $\Delta t_{wh} = t_{вх} - t_w$, $\Delta t_{wk} = t_{вих} - t_w$ і температура ребристої поверхні з інеєм визначається:

$$t_w = t_{cp} - \frac{k}{\alpha_{np}^{ин}} (t_{cp} - t_a) \quad (2.99)$$

Потім визначається середня логарифмічна різниця температур між повітрям і хладоагентом:

$$\Delta t_{ла} = \frac{\alpha_{np}^{ин}}{k} \Delta t_{лw}. \quad (2.100)$$

Для повітроохолоджувачів з безпосереднім випаровуванням хладоагента визначається за формулою:

$$t_a = \frac{C t_{вих} - t_{ex}}{C - 1}, \quad (2.101)$$

$$\text{де } \lg C = \frac{t_{вх} - t_{вих}}{2,3 \Delta t_{ла}}.$$

Ітераційно уточнюємо питому витрату повітря, загальні теплоприпливи, параметри повітря на виході із повітроохолоджувача, та умови роботи вентилятора у блоках 13-16. Після визначення і ітераційного уточнення витрати повітря через пучок труб, загальних теплоприпливів та визначення коефіцієнтів теплопередачі у 1 та 2 секціях проводимо розрахунок геометричних параметрів за критеріями оптимізації.

Висновки розділу

1. Розроблена комплексна економіко-математична модель підтримання умов мікроклімату у зоні зростання кур, яка враховує: процеси тепломасообміну під час усього процесу росту курки; оптимальні режими холодильної установки; оптимальні параметри мікроклімату; вплив витрати повітря при різних умовах; економічно-доцільну товщину шару теплоізоляції з урахуванням способу повітророзподілення в умовах динамічно змінюваної температури зовнішнього повітря; особливості конструктивних елементів повітроохолоджувачів для птахофабрики, вибраних з урахуванням технологічних та економічних критеріїв оптимальності.

2. Розроблена термoeкономічна модель одноступенчатої холодильної установки птахофабрики, в якій температурний напор температури охолоджуємого або нагріваємого середовища в одному теплообмінному апараті є залежними змінними. На підставі розробленої термoeкономічної моделі була проведена оптимізація режиму роботи одноступенчатої холодильної установки птахофабрики.

3. Розроблена методика оптимізації конструктивних елементів роботи повітроохолоджувачів для зону росту курки при використанні принципа модульної архітектури, застосовуючи виведені комплексні технологічні та економічні критерії з варіюванням геометричних характеристик

ПІДВИШЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ПІДТРИМКИ УМОВ МІКРОКЛІМАТУ У ЗОНІ ЗРОСТУ ПТАХІВ

3.1. Результати оптимізаційних розрахунків повітроохолоджувачів

За приведеним алгоритмом оптимізаційних розрахунків був проведений чисельний експеримент з використанням авторської методики за розробленою програмою в середовищі Delphi на мові Object Pascal . Були розраховані більш 3000 варіантів. Крім того значна кількість варіантів була виключена при гідравлічному розрахунку, тому що “робоча точка” не знаходилась у робочому діапазоні вентиляторів.

Нижче у таблицях 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 та 3.5 приведені результати ранжирування варіантів по вище зазначеним критеріям для повітроохолоджувача з вентилятором В-06-300-6,3А (компоновка 1) та для повітроохолоджувача з двома вентиляторами В-06-300-5А (компоновка 2). У цих таблицях найкращі та найгірші варіанти відділені ризикою, у верхній частині – найкращі, у нижній – найгірші. Результати свідчать, що максимальну величину холодопродуктивності із квадратного метра зовнішньої теплопередавальної поверхні можна одержати для компоновки 1 – при застосуванні труб діаметром 20 мм з кроком ребер 16 мм (на перших двох трубах 20 мм); кількість рядів труб по напрямку руху повітря – 10; для компоновки 2 – при застосуванні труб діаметром 20 мм з кроком ребер 16 мм (на перших двох трубах 20 мм); кількість рядів труб по напрямку руху повітря – 12.

У таблиці 3.1 приведені варіанти при ранжируванні по спаданню величини Q/F компоновок 1 та 2.

Таблиця 3.1 Ранжирування по спаданню величини Q/F

Кількість рядів труб по фронт у, шт	Кількість рядів труб у 1-ій секції, шт	Кількість рядів труб у 2-ій секції, шт	Крок ребер на трубах 1-ої секції, м	Крок ребер на трубах 2-ої секції, м	Крок труб, м	Діаметр основної труби, м	Довжина оребреної частини труб, м	Величина Q/F, Вт/м ²
Компоновка 1 повітроохолоджувача								
9	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,78	159,42
10	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,50	159,42
11	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,27	159,42
12	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,08	159,42
9	2	8	0,02	0,016	0,081	0,02	2,78	159,09
10	2	8	0,02	0,016	0,081	0,02	2,50	159,09
10	2	10	0,02	0,013	0,086	0,025	2,08	132,15
11	2	10	0,02	0,013	0,086	0,025	1,89	132,15
8	2	10	0,02	0,013	0,085	0,025	2,60	130,69
9	2	10	0,02	0,013	0,085	0,025	2,31	130,69
10	2	10	0,02	0,013	0,085	0,025	2,08	130,69
11	2	10	0,02	0,013	0,085	0,025	1,89	130,69
Компоновка 2 повітроохолоджувача								
9	2	10	0,02	0,016	0,08	0,02	2,31	140,19
10	2	10	0,02	0,016	0,08	0,02	2,08	140,19
11	2	10	0,02	0,016	0,08	0,02	1,89	140,19
12	2	10	0,02	0,016	0,08	0,02	1,74	140,19
9	2	10	0,02	0,016	0,081	0,02	2,31	140,09
10	2	10	0,02	0,016	0,081	0,02	2,08	140,09
9	8	4	0,02	0,013	0,094	0,025	2,31	136,46
10	8	4	0,02	0,013	0,094	0,025	2,08	136,46
7	8	4	0,02	0,013	0,094	0,025	2,97	136,17
8	8	4	0,02	0,013	0,095	0,025	2,60	136,17
9	8	4	0,02	0,013	0,095	0,025	2,31	136,17
10	8	4	0,02	0,013	0,095	0,025	2,08	136,17

У таблиці 5.2 приведені результати ранжирування по спаданню величини Q/N.

Таблиця 3.2. Ранжирування по спаданню величини Q/N.

Кількість рядів труб по фронту шт	Кількість рядів труб у 1-ій секції шт	Кількість рядів труб у 2-ій секції шт	Крок ребер на трубах 1-ої секції, м	Крок ребер на трубах 2-ої секції, м	Крок труб, м	Діаметр основної труби, м	Довжина оребреної частини труб, м	Величина Q/N Вт/Вт
Компоновка 1 повітроохолоджувача								
10	2	6	0,02	0,013	0,088	0,025	3,13	29,04
11	2	6	0,02	0,013	0,088	0,025	2,84	29,04
10	2	6	0,02	0,013	0,087	0,025	3,13	28,85
11	2	6	0,02	0,013	0,087	0,025	2,84	28,85
8	2	8	0,02	0,013	0,093	0,025	3,13	28,78
9	2	8	0,02	0,013	0,093	0,025	2,78	28,78
11	4	8	0,02	0,016	0,082	0,02	1,89	25,97
12	4	8	0,02	0,016	0,082	0,02	1,74	25,97
9	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	2,31	25,86
10	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	2,08	25,86
11	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	1,89	25,86
12	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	1,74	25,86
Компоновка 2 повітроохолоджувача								
8	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	3,57	30,41
9	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	3,47	30,41
10	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	3,12	30,41
11	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	2,84	30,41
8	2	6	0,02	0,013	0,086	0,025	3,9	30,36
9	2	6	0,02	0,013	0,086	0,025	3,47	30,36
11	4	8	0,02	0,013	0,081	0,02	1,89	24,09
12	4	8	0,02	0,013	0,081	0,02	1,73	24,09
9	4	8	0,02	0,013	0,08	0,02	2,31	23,62
10	4	8	0,02	0,013	0,08	0,02	2,08	23,62
11	4	8	0,02	0,013	0,08	0,02	1,89	23,62
12	4	8	0,02	0,013	0,08	0,02	1,73	23,62

Результати свідчать , що максимальній холодовидатності на 1 Вт потужності вентилятора відповідають варіанти із застосуванням труб діаметром 25 мм, мінімальної кількості рядів труб у напрямку руху повітря, мінімального кроку оребрення на трубах основної (2-ої) секції.

У таблиці 5.3 приведені результати ранжирування по спаданню величини Q/M за компоновками повітроохолоджувачів.

Таблиця 3.3. Ранжирування по спаданню величини Q/M .

Кількість рядів труб по фронту шт	Кількість рядів труб у 1-ій секції шт	Кількість рядів труб у 2-ій секції шт	Крок ребер на трубах 1-ої секції, м	Крок ребер на трубах 2-ої секції, м	Крок труб, м	Діаметр основної труби, м	Довжина на оребреної частини труб, м	Величина Q/M Вт/кг
Компоновка 1 повітроохолоджувача								
9	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,78	42,30
10	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,50	42,30
11	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,27	42,30
12	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,08	43,30
8	2	10	0,02	0,016	0,082	0,02	2,60	42,22
9	2	10	0,02	0,016	0,082	0,02	2,41	42,22
10	4	8	0,02	0,013	0,085	0,025	2,08	31,92
11	4	8	0,02	0,013	0,085	0,025	1,89	31,92
8	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,60	31,91
9	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,31	31,91
10	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,08	31,91
11	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	1,89	31,91
Компоновка 2 повітроохолоджувача								
12	6	6	0,02	0,016	0,08	0,02	1,73	33,81
11	6	6	0,02	0,016	0,08	0,02	1,89	33,81
10	6	6	0,02	0,016	0,08	0,02	2,08	33,81
9	6	6	0,02	0,016	0,08	0,02	2,31	33,81
12	6	6	0,02	0,016	0,081	0,02	1,73	32,98
11	6	6	0,02	0,016	0,081	0,02	1,89	32,98
11	4	8	0,02	0,013	0,085	0,025	1,89	31,83
10	4	8	0,02	0,013	0,085	0,025	2,08	31,83
11	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	1,89	31,79
10	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,08	31,79
9	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,31	31,79
8	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,6	31,79

Найбільшій холодопродуктивності на 1 кг маси трубного пучку відповідають варіанти, в яких використані труби діаметром 20 мм із кроком оребрення 2-ої секції 16 мм та найменшим кроком труб.

У таблиці 3.4 приведені результати ранжирування варіантів по збільшенню величини комплексного критерія споживача 1-го типу (сумарні витрати на придбання повітроохолоджувача та оплату споживаної ним електроенергії).

Таблиця 3.4. Ранжирування по збільшенню критерія споживача 1-го типу .

-кість рядів труб по фронту шт	Кількість рядів труб у 1-ій секції шт	Кількість рядів труб у 2-ій секції шт	Крок ребер на трубах 1-ої секції, м	Крок ребер на трубах 2-ої секції, м	Крок труб, м	Діаметр основної труби м	Довжина оребреної частини труб, м	Величина $\frac{(\lambda_m + N \tau_p \cdot C_{el})}{Q_0}$ грн/Вт
Компоновка 1 повітроохолоджувача								
10	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,50	0,582308
9	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,78	0,582308
11	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,27	0,582308
12	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,08	0,582308
8	2	10	0,02	0,016	0,082	0,02	2,60	0,585752
9	2	10	0,02	0,016	0,082	0,02	2,31	0,585752
11	4	8	0,02	0,016	0,082	0,02	1,89	0,749175
12	4	8	0,02	0,016	0,082	0,02	1,74	0,749175
9	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	2,31	0,749361
10	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	2,08	0,749361
11	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	1,89	0,749361
12	4	8	0,02	0,016	0,080	0,02	1,74	0,749361
Компоновка 2 повітроохолоджувача								
8	8	4	0,02	0,016	0,085	0,02	2,06	0,585032
9	8	4	0,02	0,016	0,085	0,02	2,31	0,585032
10	8	4	0,02	0,016	0,085	0,02	2,08	0,585032
11	8	4	0,02	0,016	0,085	0,02	1,89	0,585032
8	8	4	0,02	0,016	0,085	0,02	2,60	0,585275
9	8	4	0,02	0,016	0,085	0,02	2,31	0,585275
10	2	10	0,02	0,016	0,087	0,025	2,08	0,83652
11	2	10	0,02	0,016	0,087	0,025	1,89	0,83652
8	2	10	0,02	0,016	0,085	0,025	2,06	0,83652
9	2	10	0,02	0,016	0,085	0,025	2,31	0,83716
10	2	10	0,02	0,016	0,085	0,025	2,08	0,83716
12	2	10	0,02	0,016	0,085	0,025	2,08	0,83716

Для компоновки 1 різниця між витратами споживача для найкращих та найгірших варіантів складає 0,167 грн на кожний кВт холодопродуктивності повітроохолоджувача, а найкращим варіантам відповідає компоновка з мінімальною кількістю рядів труб у 1-ій секції, мінімальним кроком між ними та меншим діаметром труб. Крок оребрення основної секції-16 мм. Для компоновки 2 різниця між витратами споживача для найкращих та найгірших варіантів складає 0,252 грн на кожний кВт холодопродуктивності

повітроохолоджувача, а найкращим варіантам відповідає компоновка з мінімальною кількістю рядів труб у 1-ій секції, мінімальним кроком між ними та найменшим діаметром труб. Крок оребрення основної секції-13 мм.

Таблиця 3.5. Ранжирування по збільшенню критерія споживача 2-го типу

Кількість рядів труб по фронту шт	Кількість рядів труб у 1-ій секції шт	Кількість рядів труб у 2-ій секції шт	Крок ребер на трубах 1-ої секції, м	Крок ребер на трубах 2-ої секції, м	Крок труб, м	Діаметр основної труби, м	Довжина оребреної частини труб, м	Величина $\lambda t \cdot A + N \cdot \tau r \text{ Цел} + \text{Цу}$ грн
Компоновка 1 повітроохолоджувача								
9	3	9	0,02	0,016	0,08	0,02	2,60	5171,14
10	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,50	5175,38
11	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,27	5175,38
12	2	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,08	5175,38
8	2	10	0,02	0,016	0,082	0,02	2,60	5279,36
9	2	10	0,02	0,016	0,082	0,02	2,31	5310,70
10	4	8	0,02	0,013	0,085	0,025	2,08	6416,51
11	4	8	0,02	0,013	0,085	0,025	1,89	6416,51
8	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,60	6514,85
9	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,31	6514,85
10	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	2,08	6514,85
11	3	9	0,02	0,013	0,085	0,025	1,89	6514,85
Компоновка 2 повітроохолоджувача								
8	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	2,90	5480,5
9	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	2,47	5480,5
10	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	2,52	5480,5
11	2	6	0,02	0,013	0,09	0,025	2,84	5480,5
8	2	6	0,02	0,013	0,086	0,025	2,90	5490,3
9	2	6	0,02	0,013	0,086	0,025	2,45	5490,3
10	3	9	0,02	0,016	0,08	0,02	2,31	6940,8
11	3	9	0,02	0,016	0,08	0,02	1,73	6940,8
12	4	8	0,02	0,016	0,08	0,02	1,73	7078,7
11	4	8	0,02	0,016	0,08	0,02	1,89	7078,7
10	4	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,08	7078,7
10	4	8	0,02	0,016	0,08	0,02	2,31	7078,7

У таблицях 3.1-3.5 приведені результати ранжирування варіантів по збільшенню величини критерію споживача 2-го типу для компоновки 1 та 2, розрахованому для умов підтримки мікроклімату. Для компоновки 1 різниця затрат між кращими та гіршими варіантами складає на один модуль 1343,7 грн лише за одну партію курки бройлера, а за термін служби до заміни вентилятора (5-6 сезонів) вона перевищить 6700 грн., для компоновки 2 - різниця затрат між кращими та гіршими варіантами складає на один модуль 1599 грн. лише за один сезон зберігання, а за термін служби до заміни вентилятора (5-6 сезонів) вона перевищить 8000 грн.

Найкращому варіанту при ранжируванні по спаданню величин Q/F , Q/N , Q/M та по збільшенню величини комплексного критерія споживача 1-го типу відповідають однакові основні параметри : для компоновки 1 - $Q=22255$ Вт; $F=139,6$ м²; $N=761$ Вт; $M=526,8$ кг ; витрата повітря через повітроохолоджувач, $G=3,23$ м³/с; температура повітря на виході з апарата, $t_{\text{вих}} = -1,91^{\circ}\text{C}$; для компоновки 2 – $Q=24865$ Вт; $F=177,36$ м²; $N=812$ Вт; $M=735,42$ кг ; витрата повітря через повітроохолоджувач, $G=3,46$ м³/с; температура повітря на виході з апарата, $t_{\text{вих}} = -2,03^{\circ}\text{C}$. При ранжируванні по збільшенню величини критерію споживача 2-го типу основні параметри : компоновка 1 – $Q=22209$ Вт; $F=140,16$ м²; $N=754$ Вт; $M=527,2$ кг ; $G=3,31$ м³/с; $t_{\text{вих}} = -1,84^{\circ}\text{C}$;

Компоновка 2 – $Q=22548$ Вт; $F=178,90$ м²; $N=827$ Вт; $M=752,2$ кг; $G=3,48$ м³/с; $t_{\text{вих}} = -1,83^{\circ}\text{C}$. Як показали розрахунки кращі енергетичні показники получені при оптимізації за комплексним критерієм, що показує вплив вартість продукції.

Порівнюючи дані розрахунку видно, що ефективні повітроохолоджувачі компоновки 1.

Проведенні дослідження дозволяють визначити по заданому критерію конкретні кращі варіанти компоновки, діаметр труб і геометричні параметри обрешітки та при користуванні принципом модульної архітектури у

найкоротші строки створити повітроохолоджувач, оптимізований за обраним критерієм та підібрати вентилятори до повітроохолоджувача згідно критеріям.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

За ступенем на організм людини карбамід відносять до помірно небезпечних речовин (3 клас небезпеки).

Гранично допустима концентрація карбаміду повітря робочої зони - 10 мг/мі (максимальна разова доза).

В організм людини карбамід може проникати через органи дихання, шлунково-кишковий тракт, а також може потрапляти на шкіру та очі.

Тривале вдихання пилу карбаміду в концентраціях, що перевищують гранично допустиму, призводить до розвитку хронічного запалення слизової оболонки трахеї та бронхів, змін функції печінки та нирок. При інгаляційному отруєнні спостерігається подразнення слизової оболонки дихальних шляхів, утруднене дихання; при потраплянні всередину - пінисті виділення з носа, синюшність шкіри, судоми (при сильному отруєнні). При дії на шкіру - подразнення; на очі – сльозогін, поразка рогівки.

При попаданні в очі та на шкіру необхідно промити їх великою кількістю води. При отруєнні інгаляційним шляхом - необхідне свіже повітря, спокій, тепло, чистий одяг. Слід ретельно прополоскати ніс та рот водою. При попаданні всередину - рясне питво, активоване вугілля, сольове проносне. За необхідності слід звернутися за медичною допомогою.

Усі виробничі приміщення повинні бути обладнані загальнообмінною примусовою вентиляцією, місця можливого пилу - місцевими відсмоктувачами, повітря яких перед викидом в атмосферу має прямувати на очищення.

При виготовленні та фасуванні карбаміду повинні дотримуватися загальних вимог пожежної безпеки та гігієнічних вимог.

Усі роботи з карбамідом необхідно проводити з дотриманням заходів індивідуального захисту (спеціальні костюми, черевики або чоботи, гумотрикотажні рукавички, респіратор, ватно-марлева пов'язка).

Гранично допустима середньодобова масова концентрація карбаміду в атмосферному повітрі населених місць – 0,2 мг/мі.

Промивання води після промивання обладнання та комунікацій мають бути спрямовані на біоочисні споруди. Гранично допустима концентрація карбаміду для води водних об'єктів, що мають рибогосподарське значення – 80 мг/дмі.

Тверді відходи виробництва або застосування карбаміду (після очищення обладнання та комунікацій, розсипу) повинні бути спрямовані на технологічну переробку або бути реалізовані за погодженням із споживачем.

При зберіганні та транспортуванні карбаміду необхідно дотримуватись заходів, що виключають його неконтрольоване потрапляння в навколишнє середовище.

Застосування карбаміду повинне відповідати правилам охорони навколишнього середовища від шкідливого впливу мінеральних добрив. Дози карбаміду - джерела амідного азоту визначаються станом ґрунту, що вирощуються культурами і не повинні призводити до забруднення ґрунту, водойм та навколишнього середовища, накопичення в ґрунті та сільськогосподарської продукції.

У виробництві карбаміду велике значення приділяють техніці безпеки. Порухення правил техніки безпеки, відступу від нормального режиму роботи або порушення трудової дисципліни на виробництві призводять до аварій, нещасних випадків і навіть до можливості виникнення професійних захворювань.

Деякі процеси у виробництві сечовини є вогне- та вибухонебезпечними. Небезпека та шкідливість окремих стадій виробництва визначаються:

а) наявністю машин та рухомих механізмів; комунікацій, що працюють під тиском, можливістю скупчення в каналах та отворах оксиду та діоксиду вуглецю, наявністю олії та кисню, що застосовується як добавка до експанзерного газу, а також електрообладнання високої напруги.

б) можливістю виділення аміаку з розчинів, що кристалізуються; наявністю великої кількості електрообладнання; машин, що працюють під високим тиском (насоси); наявністю гарячих розчинів.

в) можливістю виділення діоксиду вуглецю.

При проведенні технологічного процесу ретельно стежать за роботою компресорів, що зріджують діоксид вуглецю, не допускається перевищення температури та тиску газу на кожному ступені цієї машини, контролюється режим мастила маслом циліндрів та підшипників. Не допускається зниження тиску олії у трубопроводі після масляного насоса, а також перевищення температури підшипників. Необхідно суворо дотримуватись нормативів пробілу апаратів. Особливу увагу слід звертати на можливість утворення вибухової суміші кисню з інертними газами воднем; оксидом вуглецю; метаном, що виходить з конденсатора аміаку та хвостового абсорбера. Відбір проб сечовини, вимірювання температури пульпи роблять тільки при зупиненому шнеку. Не дозволяється застосовувати шланги, складені зі шматків або зношені.

Необхідно суворо підтримувати рівень рідкого аміаку у збірнику перед аміачним насосом високого тиску та рівень вуглеамонійних солей перед насосом високого тиску, т.к. попадання газу в насоси може спричинити гідравлічні удари та призвести до порушення цих машин. Забороняється проводити по ходу чищення та ремонт транспортерів та елеваторів.

5. ВЕНТИЛЯЦІЯ ПРИМІЩЕНЬ

5.1 Вентиляція приміщень із забрудненою повітряною середою

На відміну від житлових приміщень усередині будівель промислових підприємств протікають різні технологічні процеси, від них у простір цехів виділяється безліч шкідливостей. Головне завдання, яке має виконувати вентиляція виробничих приміщень, - це видалення забрудненого повітря, що негативно впливає на здоров'я людини та заміщення її свіжим обробленим повітрям ззовні. Під обробкою зовнішнього повітря мається на увазі процес, у якому система вентиляції очищає, нагріває (чи охолоджує) і зволожує повітряні маси з вулиці, як направити їх усередину будівлі. У той самий час промислова витяжна вентиляція має крім видалення шкідливостей розсіяти їх у необхідної висоті поза будівлі або взагалі обмежити їх викид у повітря (за необхідності). У всіх випадках у цехах повинна передбачатися як витяжка, так і приплив, інакше повноцінний повітрообмін неможливий. Щоб виконувати проектування вентиляції промислової будівлі відповідно до нормативних документів, шкідливості поділяються на такі групи:

- виділення зайвої теплоти;
- шкідливі чи вибухонебезпечні гази та аерозолі;
- надмірне надходження водяної пари в повітря приміщення;
- підвищена запиленість;
- газо- і тепловиділення від людей, які займаються працею різного ступеня важкості.

Залежно від призначення відбувається наступна класифікація промислових об'єктів:

- загальнообмінна природна вентиляція виробничих приміщень;
- припливно-витяжна вентиляція з примусовим (механічним) спонуканням.

5.2 Види вентиляції промислових цехів

Залежно від способу переміщення повітря вентиляція виробничих цехів може бути:

- природна;
- механічна.

У першому випадку повітряобмін відбувається за рахунок температурної різниці і різниці в тиску потоків повітря. Такий тип вентилявання може бути неорганізованим (заснованим на елементарних фізичних явищах – наприклад, протяг) та організованим (аерація). Для цього задіяні спецконструкції (наприклад, короби із заслонами), що дозволяють регулювати величину і силу повітряного потоку. Механічна вентиляція дозволяє проводити попередню обробку припливного повітря (охолодження, нагрівання, зволоження) та фільтрацію забрудненого повітря перед викидом в атмосферу. Як інженерно-технологічний об'єкт, вентиляцію промислових цехів можна умовно поділити на 2 види, за способом організації повітрообміну:

- місцевого типу;
- загальнообмінного типу.

У першому випадку, головне завдання місцевої вентиляції полягає у локалізації та подальшому видаленні шкідливих та токсичних речовин та викидів, безпосередньо у місці їх виникнення. Насправді, джерело забруднення ховається з усіх боків т.зв. щитами, формуючи своєрідний ковпак. Усередині подібного укриття виникає розрідження при відсмоктуванні повітряних мас тому, що тиск усередині нижче атмосферного. Такий захід перешкоджає надходженню шкідливих домішок у приміщення. Місцева система вентиляції цеху досить ефективно справляється з очищенням повітря, та її організація досить бюджетна. У тих випадках, коли місцева

вентиляція не може локалізувати джерела забруднення в повному обсязі, використовують загальнообмінний тип вентиляції. Її мета полягає в комплексному очищенні повітря у всіх виробничих приміщеннях (або їх значної частини), за допомогою розведення концентрації шкідливих домішок, пилу та бруду, теплових випромінювань та ін. Загальнообмінна вентиляція добре справляється з поглинанням тепла і, переважно, застосовується у випадках, коли немає викиду шкідливих домішок у повітря виробничих приміщень. Якщо специфіка виробництва передбачає викид газів, шкідливих парів, канцерогенів та пилу, застосовують вентиляцію змішаного типу: загальнообмінні+місцеві відсмоктувачі.



В окремих випадках підприємства, виробництво яких пов'язане зі значним пиловиділенням або викидом токсичних домішок, повністю відмовляються від загальнообмінної вентиляції. Пояснюється це тим, що потужна загальнообмінна система може просто рознести ці шкідливості та

пил по всій території цеху. Ключова концепція побудови вентиляційних систем полягає в тому, щоб видалити максимальний обсяг шкідливостей за допомогою місцевих відсмоктувачів (а це головний базис, на якому будується промислова витяжна вентиляція), а домішки, що залишилися, розбавити припливом свіжого повітря, знизивши їх концентрацію до граничного допустимого рівня. Класифікація вентиляції промислових цехів за способом дії:

- припливна вентиляція цеху;
- витяжна вентиляція цеху;
- припливно-витяжна вентиляція цеху.

Припливна система вентиляції цеху націлена на забезпечення вільного припливу свіжого повітря в обсягах, якого буде достатньо повноцінного функціонування виробництва. У системах припливного типу, в основному, використовують каналні вентилятори, які виробляють забір повітря ззовні з подальшим його пропуском через калорифери, де відбувається нагрівання та зволоження (якщо потрібно). Такі системи здатні повністю забезпечити примусове надходження повітряних мас до цеху. При цьому, тиск повітря збільшується в порівнянні з показниками атмосферного тиску, що сприяє природному (неорганізованому) видавлюванню відпрацьованого повітря на вулицю через щілини, виходи або отвори. Місцева припливна вентиляція може бути декількох видів та включати таке обладнання, як:

- повітряний душ (потік чистого повітря, що спрямовується на робоче місце: стаціонарні та мобільні)
- повітряні та повітряно-теплові завіси (з підігрівом та без)
- оази (обслуговують цілі ділянки цеху, де повітря рухається з розрахованою швидкістю та температурою)

Витяжна система виконує видалення

забрудненого/вологого/гарячого/токсичного повітря, а його заміщення на чисте відбувається неорганізовано — через віконні та дверні отвори тощо. при значному штаті задіяних з виробництва співробітників.

Усі види витяжних вентиляційних установок виробничих цехів складаються з кількох компонентів:

- відсмоктування (відкритого типу — що складаються із захисного кожуха, витяжної парасольки, шарнірно-телескопічних/бортових відсмоктувачів, повітроприймачів; або закритого типу

до яких можна віднести витяжні шафи (для виробництв з підвищеним виділенням токсичних газів та отруйних пар), камери, бокси (для роботи з особливо отруйними та радіоактивними речовинами), кабіни)

- вентилятора (відцентрового або осьового);
- витяжного каналу;
- фільтра;
- повітровода

6. ЗВОЛОЖУВАЧІ НА ПТАХОФАБРИКАХ

Оолодження для птахофабрик та тваринницьких ферм здійснюється за допомогою наступних системи охолодження туманом та пед-кулінг:

Пед-кулінг складається з спеціальних панелей, які охолоджують повітря за рахунок випаровування води. Ця система використовується з тунельними вентиляторами. Спеціальні панелі охолоджують повітря на 5-10°C, що потім потрапляє на ферму через тунельну вентиляцію.

Система туманоутворення забезпечує зрошення повітря завдяки лінії з форсунками, що розпилюють воду. Вода поступає в ці лінії під високим тиском з допомогою насосу. Управляти такою системою можна вручну або за допомогою автоматики.

Cooling Pad використовується у тваринницьких комплексах та птахофабриках для збільшення вологості повітря та охолодження приміщення на 5-10 °C. Ідеально Пед Кулінг підходить для використання у гарячому та сухому кліматі (літом).

Система Пед Кулінг складається з:

Панелей охолодження та профілю до них;

Баку для води з нержавіючої сталі;

Насосу для води.

Панелі (касети) Cooling Pad оброблені спеціальними матеріалами, що не дають впитуватись воді та забезпечують довгий термін служби. Профіль (каркас) в який встановлюється панель виготовлено з нержавіючої сталі.

Знизу панелі розташований піддон для води та насос, а зверху труба подачі води. З труби вода спускається по листах вниз, а потім за рахунок насосу піднімається назад в трубу, циркулюючи по колу.

Охолодження та зволоження гарячого повітря відбувається, коли воно проходить через панелі в приміщення, а відпрацьоване повітря видаляється через витяжні вентканалі.

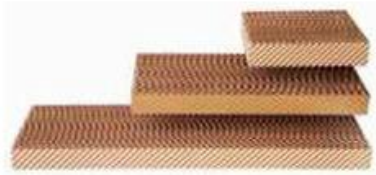


Рис. 6.1 Cooling Pad

Система туманоутворення (зрошення, охолодження туманом)

Система туманоутворення (охолодження туманом) використовується у пташниках та свинокомплексах для збільшення вологості повітря та зниження температури. Дозволяє захистити птахів та худобу від перегріву та теплового стресу.

Система охолодження туманом діє наступним чином: насосна станція створює в системі високий тиск, форсунки розпорошують воду, створюючи туман у пташнику, тваринницькій будівлі або теплиці, що моментально випаровується. Таким чином, температура всередині приміщення може бути знижена на 10-12 °С.

Система туманоутворення складається з наступних елементів:

насосної станції;

форсунок;

шлангу/труби високого тиску;

клапанів та кріплень;

блоку управління.

При охолодженні приміщення системою туманоутворення важливо щоб краплі якнайдовше залишались в повітрі. Це збільшує вологість повітря і забезпечує максимальне зниження температури.



Рис.6.2 Зволожувач птахофабрики

При проектуванні оборотного водопостачання використовуються методи, що не враховують багато чинників систем кондиціонування повітря і це призводить до додаткових експлуатаційних витрат. Моделей розрахунку, що забезпечують оптимізацію не існує.

Запропонований метод теплового розрахунку враховує динаміку теплового навантаження від систем кондиціонування, сонячну радіацію, що поглинена водою, час роботи декоративних і робочих струменів, акумулюючу здатність води чаші фонтану та зміну параметрів зовнішнього повітря.

Таким чином, визначення добового ходу температури охолоджуючої води, аналіз теплового режиму і підбір оптимального варіанту роботи струменів по годинам доби є актуальним.

Основною метою методу теплового розрахунку фонтану є визначення температури води в його чаші, що можливо зробити після аналізу наступних складових теплового балансу фонтану [1-5]:

- теплового навантаження від конденсаторів холодильних машин і циркуляційних насосів, сонячної радіації;
- охолодження води за рахунок тепло- і масообміну (в струменях і з поверхні чаші).

Крім того, потрібно враховувати акумулюючу здатність води та її вплив на добовий хід температури охолодженої води [4].

Методика теплового розрахунку

Охолодження води за рахунок тепло- і масообміну в струменях є складною задачею. Для вирішення її зручно використовувати безрозмірний коефіцієнт ефективності теплообміну струменів

$$\eta = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_{\text{вл}}}, \quad (6.1)$$

де t_{w1} – температура води, що подається до насадки, °С; t_{w2} – температура охолодженої води в кінці струменя, °С; $t_{\text{вл}}$ – температура за мокрим термометром, °С.

При проектуванні фонтанів найбільшого поширення набули струмені, утворені циліндричними насадками.

В результаті теоретичних досліджень при визначенні коефіцієнта ефективності теплообміну струменів отримана наступна залежність

$$\eta = \frac{\eta_0}{1 + C\eta_0}, \quad (6.2)$$

де η_0 – коефіцієнт ефективності окремого струменя.

Рішення диференціального рівняння тепло- і масообміну між повітрям і водою струменя дозволило отримати формулу для визначення коефіцієнта ефективності окремої циліндричної струменя

$$\eta_0 = 1 - e^{-k \frac{G_{\text{н}}^n}{d_{\text{н}}^m}}, \quad (6.3)$$

де $G_{\text{н}}$ – витрата води через насадки, л/сек;

$d_{\text{н}}$ – діаметр насадка, м;

k, n, m – чисельні коефіцієнти, величини яких залежать від режиму розпаду струменя.

Для визначення величини C встановлена залежність

$$C = 555 \frac{B}{\sqrt{0,36 + 0,212w^2}} \cdot \frac{l}{h}, \quad (6.4)$$

де B – щільність зрошення, $\text{м}^3/(\text{м}^2\text{с})$;

w – розрахункова швидкість вітру, м/сек ;

l – довжина чаші фонтану в напрямку переважаючого вітру, м ;

h – висота струминного обсягу фонтану, м .

Рівняння (4.18) - (4.21) дозволяють аналітично визначати коефіцієнт ефективності теплообміну струменів.

Якщо скласти рівняння теплового балансу, то з нього можна отримати диференціальне рівняння температури води в його чаші $t_{\text{ч}}$:

$$\frac{dt_{\text{ч}}}{d\tau} - f(\tau)t_{\text{ч}} = \psi(\tau), \quad (6.5)$$

де τ – час;

$$f(\tau) = \frac{L_p \eta_p + L_d \eta_d}{V} + \frac{AF}{\rho c V}; \quad (6.7)$$

$$\psi(\tau) = \frac{1 - \eta_p}{\rho c V} Q_{\text{кон}} + \frac{F}{\rho c V} q_{\text{рад}} + \left(\frac{L_p \eta_p + L_d \eta_d}{V} + \frac{AF}{\rho c V} \right) t_{\text{вл}}. \quad (6.8)$$

Рівняння (6.2) – (6.8) є лінійним диференціальним рівнянням першого порядку, загальне його рішення має вигляд :

$$t_{\text{ч}} = \left[\int d\tau \psi(\tau) e^{\int f(\tau) d\tau} + C_1 \right] e^{-\int f(\tau) d\tau}. \quad (6.8)$$

Рівняння важко вирішити через складність функцій $f(\tau)$ і $\psi(\tau)$. Його було вирішено із застосуванням середовища Matcad. Для знаходження координат точок-фокусів поля напрямків при визначенні температури води в чаші при вирішенні знайдені вирази

$$t_{\text{ч,напр}} = K_1 Q_{\text{кон}} + K_2 q_{\text{рад}} + t_{\text{вл}}, \quad (6.9)$$

$$\tau_{\text{напр}} = \tau_i + \delta, \quad (6.10)$$

де τ – година доби.

Зрушення направляючої δ знаходиться за формулою

$$\delta = \frac{\rho c V}{\rho c (L_p + L_d \eta_d) + AF}. \quad (6.11)$$

У рівнянні (4.26) величина $K_1 Q_{\text{кон}}$ може розглядатися як еквівалентний температурний приріст за рахунок навантаження від конденсаторів, а величина $K_2 q_{\text{рад}}$ – як еквівалентна температурного приросту за рахунок сонячної радіації.

Коефіцієнти K_1 і K_2 знаходимо з аналітичних формул

$$K_1 = \frac{1 - \eta_p}{\rho c (L_p + L_d \eta_d) + AF}. \quad (6.12)$$

$$K_2 = \frac{F}{\rho c (L_p + L_d \eta_d) + AF} = \frac{F}{1 - \eta_p} K_1. \quad (6.13)$$

У рівнянні прийняті наступні позначення:

$t_{\text{вл}}$ – температура повітря за мокрим термометром;

ρ – густина води, кг/м³;

C – питома теплоємність води, кДж/(кг·К);

V – об'єм води в чаші фонтану, м³;

L_p, L_d – витрата води на робочі і декоративні струмені, м³/год;

F – горизонтальна поверхня чаші фонтану, м²;

$Q_{\text{кон}}$ – теплове навантаження від конденсаторів, кВт;

$q_{\text{рад}}$ – сонячна радіація, яка поглинається водною поверхнею чаші фонтану, Вт/м²;

η_p, η_d – коефіцієнти ефективності теплообміну робочих і декоративних струменів.

Величина A , що характеризує ефективність охолодження води за рахунок тепло- і масообміну з водної поверхні чаші форсуночного зволожувача, визначається за формулою

$$A = 20,4 \cdot (1 + 0,062 \cdot w), \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град} \quad (6.14)$$

де w – розрахункова швидкість вітру, м/сек.

Для кожної точки з заданим значенням $t_{\text{ч}}$ і τ легко можна знайти напрямок дотичних до шуканої кривої температури води в чаші. Лінії, у яких напрямок дотичних всюди збігається з напрямком поля, і являють собою рішення диференціального рівняння.

Середньодобова температура води в при одному і тому ж тепловому навантаженні на нього залежить від часу роботи струменів і не залежить від акумулюючої здатності води чаші. Акумулююча здатність води зволожувача дозволяє при необхідності зрошувати між собою час роботи струменів і холодильної станції і знижувати амплітуду коливань температури охолодженої води.

Для систем кондиціонування повітря, що працюють тільки в денний час, при великому обсязі фонтану, що акумулює, за рахунок цілодобової роботи струменів можна довести температуру охолодженої води в його чаші до температури води, одержуваної в бризкальних басейнах і градирнях вентиляторного типу.

Основне охолодження оборотної води фонтану відбувається за рахунок тепло- і вологообміну в струменях. Інтенсивність їх охолодження характеризується безрозмірним коефіцієнтом ефективності теплообміну, величина якого залежить від режиму розпилювання, витрати води, діаметра насадок, щільності зрошення, швидкості вітру, висоти струминного обсягу і довжини фонтану у напрямку вітру.

На наступному етапі досліджувався вплив добового ходу температури охолодженої води, проаналізовано тепловий режим фонтану і обрано оптимальний варіант роботи струменів по годинам.

Величина запізнення знаходилась як відношення амплітуди коливань температури повітря фонтану до амплітуди коливань температури води в фонтані (після завершення перехідних процесів).

Математична модель дозволяє також визначати запізнення фази температурної хвилі, але оскільки цей параметр не враховується то запізнення фази не розглядалось.

Методика розрахунку відноситься до багатофакторної, що дозволяє проводити аналіз режимів роботи в різні пори року.

На базі математичної моделі зроблена програмна реалізація в середовищі MathCad.

Теплове навантаження від конденсаторів і циркуляційних насосів с 6 до 10 годин дорівнює 1046 кВт, з 10 до 18 годин – 1570 кВт/год. Продуктивність робочих струменів складає 0,075 м³/с. Робочі струмені діють з 6 до 18 год, Діаметр насадок робочих струменів – 6 мм,

Визначаємо щільність зрошення, яка при роботі робочих струменів дорівнює 0,17.

Відношення довжини чаші фонтану до висоти його струминного обсягу l/h при роботі тільки робочих струменів $40/80 = 0,5$, при роботі декоративних $40/10 = 4$.

Аналізуючи результати досліджень переконуємося, що на середньодобову температуру води в чаші великий вплив здійснює тривалість роботи струменів.

Модель теплового розрахунку перевірена на двох фонтанах, підключених до систем кондиціювання повітря. Маючи дані по щільності зрошення, знайдена величина C . При роботі робочих

В програмі, що була написана в MathCad, зміна температури зовнішнього повітря $t_s(\tau)$ і пряма та розсіяна радіація визначається методом сплайнів. Добовий цикл зміни середньої інтегральної температури води. При визначенні коефіцієнта теплопередавання враховувалось випаровування з поверхні чаші

$$\frac{d}{d\tau}t(\tau) + \frac{k(\tau)F(t_s(\tau) - t(\tau))}{C} - \frac{Q(\tau)}{C} - \frac{Fqlz(\tau)}{C} = 0. \quad (6.15)$$

Також знайдено запізнення мінімуму температури води ($\Delta t_{\min} = 3,96$ °С, мінімум температури води $t_w = 20,36$ °С о 6-ій годині ранку), запізнення максимуму температури води ($t_{\max} = 3,0$ °С, максимум температури води $t_w = 23,13$ °С о 18-ій годині). Величина t_{\max} менше, ніж t_{\min} , так як процеси поглинання тепла водою вдень інтенсивніше, ніж зранку.

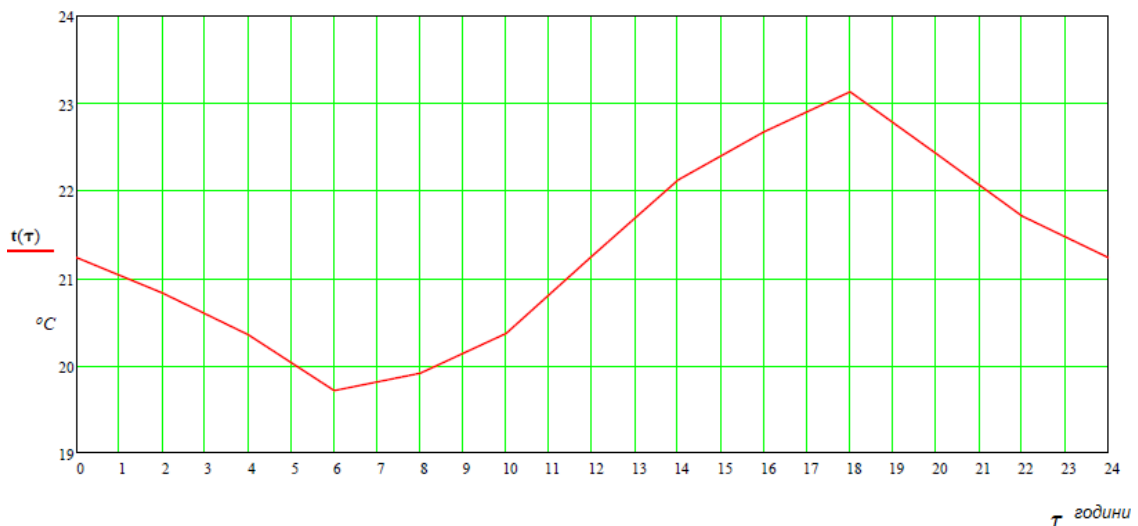


Рис. 6.3 Максимум та мінімум добової зміни температури води в чаші басейну

Проведено уточнення значень мінімуму і максимуму добової температури зовнішнього повітря.

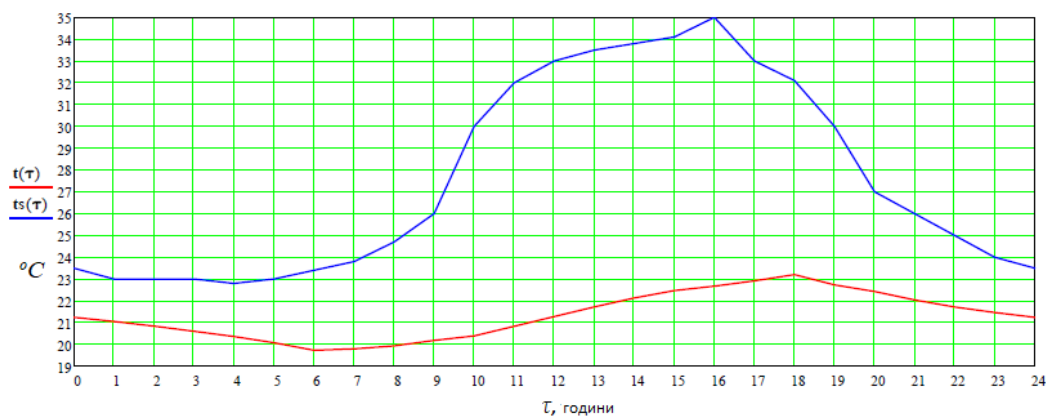


Рис. 6.4. Добова зміна температури повітря та води в липні місяці: $t(\tau)$ – температура повітря, °C, $ts(\tau)$ – температура води зволоження, °C

Проведені дослідження показали задовільну збіжність з зазначеними теоретичними положеннями. При апроксимації дослідних даних, якщо відомий з відповідних теоретичних розробок характер аналітичної залежності досліджуваного процесу, використовувався метод регресія. Більшість алгоритмів регресії дозволяють зробити з рівняння масивів теоретичних та експериментальних даних.



Рис 6.5. Порівняння теоретичних і експериментальних даних

Відносна похибка апроксимуючої регресії теоретичних та експериментальних даних 2,03%. Така точність цілком прийнятна для

розрахунків. Виконуючи розрахунки ми отримували надійні аналітичні залежності, які використані в методиці розрахунку.

Розроблена методика розрахунку (її програмна реалізація в середовищі MathCad) забезпечує достатній рівень апроксимування задачі теплового розрахунку зволожувачів систем кондиціонування. Це дозволяє застосовувати модель для дослідження процесів кондиціонування повітря. Запропонований метод теплового розрахунку раховує динаміку теплового навантаження від систем кондиціонування, сонячну радіацію, що поглинена водою,

За допомогою розробленої програми можливо визначити добовий хід температури охолодженої води, аналізувати тепловий режим і вибирати оптимальний варіант роботи струменів по годинам доби.

На базі математичної моделі обґрунтовані режимні параметри роботи зволожувачів від пори року.

7. ВИСНОВКИ

За даними досліджень розроблена керування системою кондиціонування повітря для комплексної багатозональної системи кондиціонування повітря при нестационарних теплових режимах цеху з виробництва карбаміду Одеського припортового заводу, що включає розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для комплексної багатозональної системи, системи розподілу повітря та систем вентиляції.

Розроблена термoeкономiчна модель одноступенчатої холодильної установки птахофабрики, в якій температурний напор температури охолоджуємого або нагріваємого середовища в одному теплообмінному апараті є залежними змінними. На підставі розробленої термoeкономiчної моделі була проведена оптимізація режиму роботи одноступенчатої холодильної установки птахофабрики.

Розроблена методика розрахунку форсуночних зволожувачів птахофабрики та проведений експериментальний аналіз.

Використовуючи данні дослідження дозволило підібрати систему кондиціонування цеху з виробництва карбаміду, що дозволяє підтримувати параметри повітря.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря/ Н.В.Жихарєва //–Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. Н.В.Жихарєва // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15.
3. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції / Н.В.Жихарєва., М.Г.Хмельнюк // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
4. Жихарєва, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ./ Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20
5. Жихарєва, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.
6. Лотошинська Н. Д. Технології 3D-моделювання в програмному середовищі 3ds Max з дисципліни "3D-Графіка": навч. посіб. / Н. Д. Лотошинська, І. В. Ізонін ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2020. — 216 с. :
7. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
8. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
9. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .

10. Жихарева Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції / Н.В. Жихарева., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
11. Креслинь А.Я. Оптимізація енергопостачання системами кондиціонування повітря / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.
12. Нимич Г.В. Сучасні системи вентиляції и кондиціонування повітря Нимич / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142
13. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ/ Н.В. Жихарева // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
14. Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
15. Погорєлов А.І. Тепломасообмін: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорєлов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
16. Жихарева, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарева, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса :ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
17. Низькопотенційна енергетика: навч. посіб. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін. ; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. — Харків : Друкарня Мадрид, 2016. — 412 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 404-405. / А
18. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с.
19. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.

20. Чатток, А.П. "Про швидкість і масу іонів в електричному вітрі в повітрі", Філософський журнал, 5-та серія, т. 48, № 294, сс. 401-421, 1899.
21. Stuetzer, O.M. "Ion Drag Pumps", Journal of Applied Physics, т. 31, № 1, сс. 136-146, 1960.
22. Крістенсон, Е.А., Моллер, П.С. "Іонно-нейтральний рух в атмосферних середовищах", Журнал АІАА, т. 5, № 10, сс. 1768-1773, 1967.
23. Веб-сайт Helios. Доступно на:
[www.nasa.gov/centers/dryden/news/FactSheets/FS-068-DFRC.html].
24. Веб-сайт Blaze Laboratory. Доступно на: [www.blazelabs.com].
25. Ліпа А.Л. " Кондиціонування. Основи теорії. Сучасні технології очищення повітря." Odessa OSAR, ВМВ, 607 л.
[<https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/13152>]
26. Павлишин В.О. "Реконструкція холодильної установки птахофабрики" Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та здобувачів вищої освіти, Збірник доповідей,- Одеса - 2024 - с.52-53
27. Харітонов М.А.. "Оптимізація процесів холодотворення на птахофабриках" УДК 697.91.94.97. Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та здобувачів вищої освіти, Збірник доповідей,- Одеса - 2024 - с.38