

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

Кафедра інжинірингу технічних систем

**Пояснювальна записка**

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**Обґрунтування параметрів енергозберігаючої  
системи вентиляції птахівничих приміщень**

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МгАІ-3-22

за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Дубенець Павло Сергійович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Івлєв Віталій Володимирович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_ Астіон Василь Миколайович

Дніпро 2023

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем  
Освітній ступінь: «Магістр»  
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

**ДОЦЕНТ**

(вчене звання)

**Дудін В.Ю.**

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«09» листопада 2023 р.

**З А В Д А Н Н Я  
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Дубенцю Павлу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування параметрів енергозберігаючої системи вентиляції птахівничих приміщень

керівник роботи Івлєв Віталій Володимирович, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від  
«09» листопада 2023 року № 3422

2. Строк подання студентом 04.12.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи Аналіз стану питання процесів та обладнання для вентиляції птахівничих приміщень, зокрема систем опалення. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз стану питання. 2. Теоретичні дослідження полімерного пластичного теплообмінника. 3. Експериментальні дослідження полімерного пластичного теплообмінника. 4. Охорона праці. 5. Економічна ефективність розробки. Загальні висновки. Бібліографічний список.

## 5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень. Аналіз (3 аркуші, А4). 2. Теоретичні дослідження (2 аркуші, А4). 3. Експериментальні дослідження (3 аркуші, А4). 4. Охорона праці (1 аркуш, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (1 аркуш, А4)

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-5	Івлєв В.В., доцент		
Нормоконтроль	Івлєв В.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 09.11.2023 р. \_\_\_\_\_.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 17.11.2023 р.	
2	Теоретичний	до 17.11.2023 р.	
3	Експериментальний	до 17.11.2023 р.	
4	Охорона праці	до 17.11.2023 р.	
5	Економічний	до 25.11.2023 р.	
6	Демонстраційна частина	до 04.12.2023 р.	

Студент

\_\_\_\_\_

( підпис )

Дубенець П.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

( підпис )

Івлєв В.В.

(прізвище та ініціали)



## АНОТАЦІЯ

Дубенець П.С. Обґрунтування параметрів енергозберігаючої системи вентиляції птахівничих приміщень /Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Механізація тваринництва»). – ДДАЕУ, Дніпро, 2023.

Робота складається з 5 розділів: огляд, теоретична частина, програма та методика експериментальних досліджень, їх результати, охорона праці та економіка. Результат проведених досліджень – розроблено теплоутилізатор на основі перехресного полімерного теплообмінника. Робота містить загальні висновки, бібліографічний список з 79 джерел та додатки.

**Ключові слова:** *вентиляція, теплообмінник, теплоутилізація, падіння тиску.*

## ЗМІСТ

Вступ	7
1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ	9
1.1 Типи теплоутилізаційних установок	9
1.2 Теплообмінники з неметалічними поверхнями теплообміну	15
1.3 Висновки по розділу	29
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІМЕРНОГО ПЛАСТИНЧА- СТОГО ТЕПЛООБМІННИКА	30
2.1 Розробка конструкційно-технологічної схеми	30
2.2 Складання теплового балансу полімерного пластинчастого теплообмінника	31
2.3 Складання теплового балансу полімерного пластинчастого теплообмінника з конденсацією вологи на теплообмінних поверхнях	37
2.4 Висновки по розділу	42
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІМЕРНОГО ПЛАСТИНЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА	43
3.1 Обладнання для експериментальних досліджень	43
3.2 Програма та методика досліджень	46
3.3 Результати експериментальних досліджень	48
3.5 Висновки по розділу	56
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	57
4.1 Охорона праці під час проведення експериментальних	

досліджень теплоутилізаційної установки	57
4.2 Охорона праці під час монтажу та експлуатації розробленої системи на підприємстві	59
4.3 Висновки по розділу	60
5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОЗРОБКИ	61
5.1 Вихідні дані	61
5.2 Питомі експлуатаційні витрати	62
5.3 Висновки по розділу	66
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	67
БІБЛІОГРАФІЯ	69
ДОДАТКИ	

## Вступ

Під час експлуатації опалювального обладнання витрачається значна кількість електроенергії. Наприклад, за використання широко розповсюджених установок - електричних калориферів - для підтримання оптимального мікроклімату в прохолодний період року в приміщенні на 20000 бройлерів витрачається не менше 100 кВт./ год. А в цілому по Україні такі витрати становлять сотні мільйонів кіловат електроенергії, що у вартісному виразі становить сотні мільйонів гривень. Така ситуація змушує господарства не лише відмовлятися від закупівлі та встановлення на фермах нових мікрокліматичних установок, а й припиняти експлуатацію вже змонтованого в тваринницьких приміщеннях обладнання. В умовах енергетичної кризи в Україні подальше вирішення проблеми мікроклімату в тваринницьких приміщеннях можливе лише за умов суворої економії паливно-енергетичних ресурсів, застосування енергозберігаючих екологічно сумісних систем забезпечення мікроклімату, використання всіх передумов для економії тепла.

Тому розробка та впровадження у виробництво нових систем створення мікроклімату, які різняться простотою конструкції, надійністю в роботі, дешевизною, метало- і матеріаломісткістю, не потребують дефіцитних матеріалів і доступних для виготовлення будь-якому господарству. Такі системи повинні забезпечувати оптимальний рівень зоогігієнічних параметрів у приміщеннях і за показниками, які характеризують якісний стан повітря, переважати існуючі мікрокліматичні системи.

Мета досліджень - зменшення енергоємності процесу створення мікроклімату в тваринницьких приміщеннях шляхом використання системи теплоутилізації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Провести огляд конструкційних рішень теплоутилізаторів, які використовують в тваринництві та виконати їх аналіз.



2. Розробити схему теплоутилізаційної установки на основі пластинчатого теплообмінника з перехресним рухом повітря та теоретично обґрунтувати її конструкційно-технологічні параметри.

3. Повести експериментальні дослідження розробленого технічного рішення в лабораторних умовах.

4. Провести дослідження розробленої установки з точки зору безпеки праці.

5. Провести техніко-економічну оцінку розробленої машини.

## **1 Аналіз стану питання**

### **1.1 Типи теплоутилізаційних установок**

В даний час Україна потребує впровадження сучасних технологій, які забезпечували б економію матеріальних та енергетичних ресурсів. Насамперед це стосується застосуванню рекуперації та регенерації теплоти в системах опалення та вентиляції. Сучасні системи вентиляції тваринницьких приміщень, зокрема свинарників, забезпечують мікроклімат у відповідності до вимог. Повна або часткова автоматизація вентиляційних систем дозволяє забезпечити оптимальний стан середовища в свинарнику без участі людини. Поряд з цим широко використовуються опалювальні прилади з високим ККД тепловіддачі – лампи обігріву, газові горілки, ТЕНи та ін.

Однак, залишається відкритим питання утилізації відпрацьованої теплоти - теплоти забрудненого повітря, яке видаляється з приміщення. Теплоутилізаційна установка УТ-Ф-12 вітчизняного виробництва має ряд обмежень в застосуванні в сучасних вентиляційних системах. Одним з основних напрямків скорочення загальних витрат енергії у тваринництві є розробка і впровадження енергозберігаючого обладнання для створення і підтримки нормативного мікроклімату, видалення аміаку, вуглекислого газу, пилу та патогенної мікрофлори.

Одне з важливих напрямків економії енергоресурсів у тваринництві - утилізація тепла, що утримується в повітрі тваринницьких приміщень.

Ступінь покриття дефіциту потужності на обігрів тваринницьких приміщень за допомогою теплоутилізації залежить від їхнього призначення і кліматичних умов. Таким чином, дослідження й розробка теплоутилізаційного обладнання для обігріву тваринницьких приміщень при підтримці нормованих параметрів мікроклімату й видалення аміаку в умовах низькотемпературних кліматичних зон є актуальним сучасним завданням.

Німецька фірма Frivent (Фривент) класифікувала установки з утилізацією тепла для вентиляції і кондиціонування виробничих та адміністративних приміщень.

Установки для теплоутилізації витяжного тепла включають чотири системи. Система теплоутилізатора Фривент, рис. 1.1. Теплоутилізатор Фривент є теплообмінником повітря-повітря, установлюваним у системах вентиляції й кондиціонування.

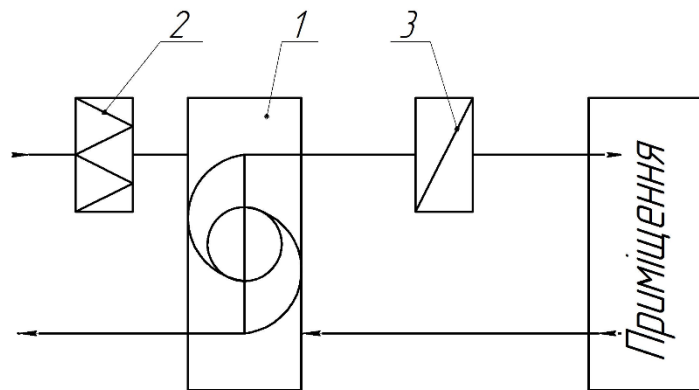


Рисунок 1.1 - Схема вентиляційної установки з теплоутилізатором Frivent: 1 - теплообмінник-теплоутилізатора, 2 - повітряний фільтр, 3 - догрівач

Утилізація тепла відбувається за допомогою регенеративного теплообмінника. У спіральному корпусі із двома усмоктувальними і двома випускними отворами та робочим колесом з пористого матеріалу одночасно проводиться переміщення зовнішнього і витяжного повітря і обмін тепла. Робоче колесо вентилятора служить при цьому для передачі тепла.

Фривент дає можливість одночасно переміщувати витяжне і припливне повітря і утилізувати тепло одним вентилятором при низьких витратах енергії (не потрібно додаткових вентиляторів і агрегатів).

Можливість замерзання вентилятора-теплоутилізатора в системі виключена. Ентальпійний ККД установки становить 44 %. На рис. 1.2 представлений процес утилізації тепла для схеми рис. 1.1 відповідно до характерних початкових параметрів припливного і витяжного повітря [8].

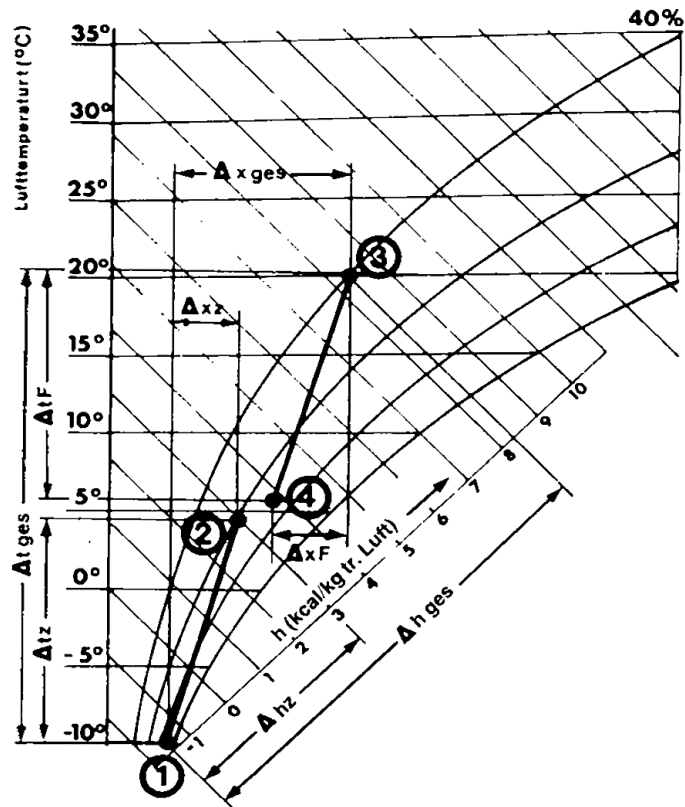


Рисунок 1.2 – Процес утилізації в I-d діаграмі теплоутилізатором Frivent

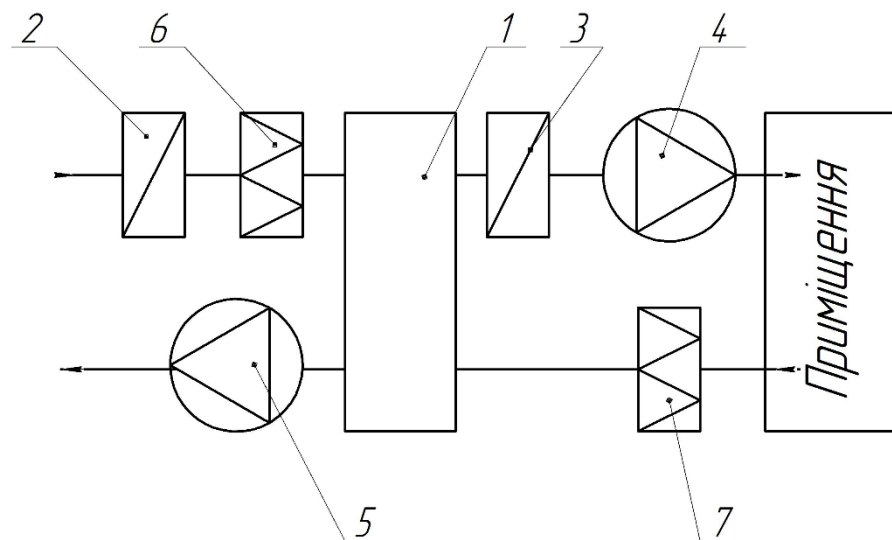


Рисунок 1.3 - Схема вентиляційної установки з роторним теплообмінником: 1 - теплообмінник-теплоутилізатор, 2 - повітряний фільтр, 3 - догрівач, 4 - припливний вентилятор, 5 - витяжний вентилятор, 6 - попередній нагрівач, 7 - фільтр витяжного повітря

Робота роторного теплообмінника, рис. 1.3 докладно розглянута в [5, 7].

На рис. 1.4 представлена схема теплоутилізаційної установки з перехресним теплообмінником.

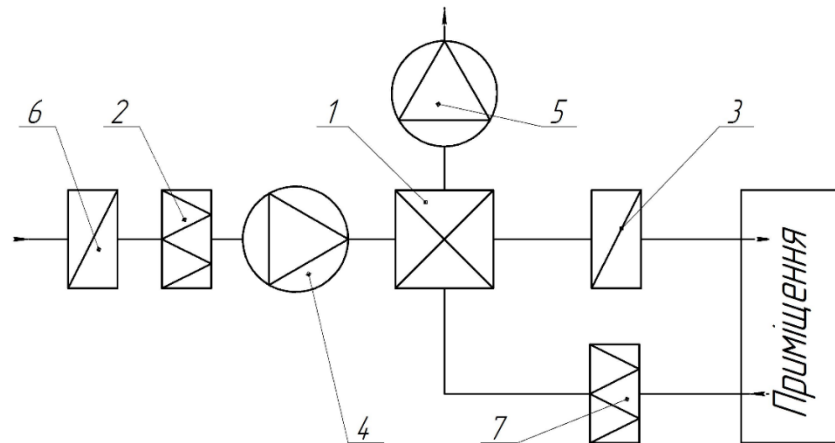


Рисунок 1.4 - Схема вентиляційної установки з рециркуляційним пластинчастим теплообмінником перехресного ходу: 1 - теплообмінник-теплоутилізатор, 2 - повітряний фільтр, 3 - догрівач, 4 - припливний вентилятор, 5 - витяжний вентилятор, 6 - попередній нагрівач, 7 - фільтр витяжного повітря

На рис. 1.5 показана вентиляційна установка із проміжним теплоносієм.

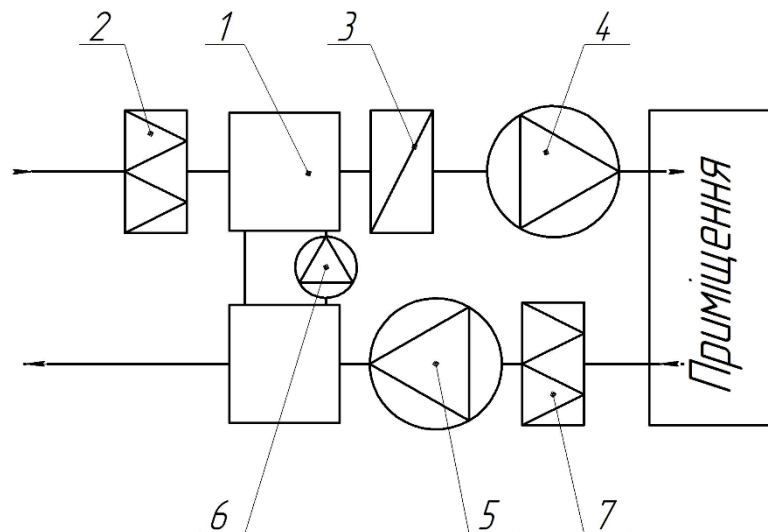


Рисунок 1.5 - Схема вентиляційної установки з проміжним теплоносієм: 1 - теплообмінник-теплоутилізатора, 2 - повітряний фільтр, 3 - догрівач, 4 - припливний вентилятор, 5 - витяжний вентилятор, 6 - насос проміжного теплоносія, 7 - фільтр витяжного повітря

На рис. 1.6 показаний процес утилізації тепла в I-d діаграмі для роторного теплообмінника [8].

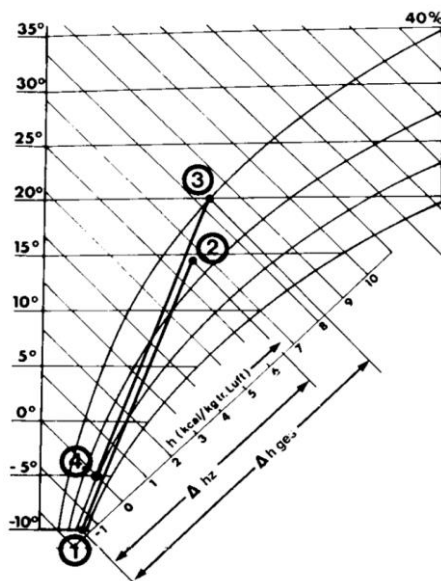


Рисунок 1.6 - Процес утилізації тепла в I-d діаграмі  
для роторного теплообмінника

На рис. 1.7 представлений процес утилізації тепла для систем рис. 1.4 і рис. 1.5.

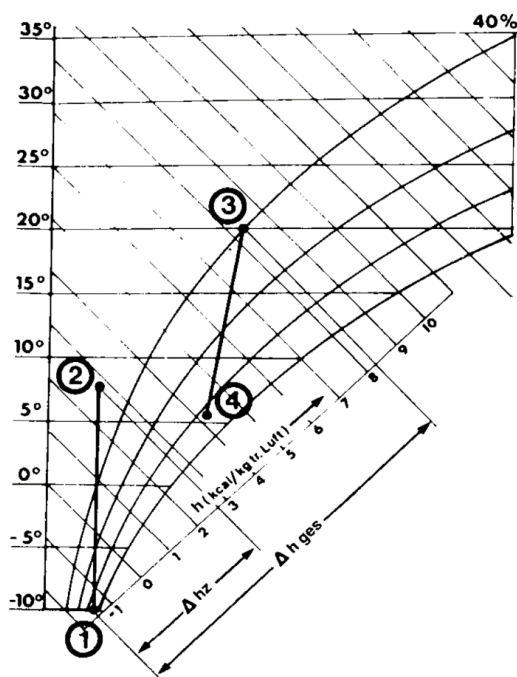


Рисунок 1.7 - Процес утилізації тепла в I-d діаграмі для системи із пластинчастим теплообмінником і проміжним теплоносієм

Для процесів, представлених на I-d діаграмах прийняті дані, характерні для систем вентиляції і кондиціонування виробничих приміщень:

(1) Зовнішнє повітря  $t_1 = -10$  °С,  $\varphi_1 = 90$  %,  $d_1 = 1,4$  г/кг,  $I_1 = 6,25$  кДж/кг

(2) Припливне повітря після теплоутилізації

(3) Повітря в приміщенні  $t_3 = +20$  °С,  $\varphi_3 = 40$  %,  $d_3 = 5,3$  г/кг,  $I_3 = 34,16$  кДж/кг

(4) Охоложене повітря, що видаляється

Зміна ентальпії в різних системах:

$$\Delta I_{\text{макс}} = 40,83 \text{ кДж/кг}$$

Система рис. 1.1

$$\Delta I = 12,5 + 6,25 = 18,75 \text{ кДж/кг}$$

Система рис. 1.3

$$\Delta I = 26,66 + 6,25 = 32,91 \text{ кДж/кг}$$

Система рис. 1.4, 1.5

$$\Delta I = 11,66 + 6,25 = 17,91 \text{ кДж/кг}$$

ККД ентальпії

Система рис. 1.1

$$\eta_I = 18,75 / 40,83 = 0,46$$

Система рис. 1.3

$$\eta_I = 32,91 / 40,83 = 0,80$$

Система рис. 1.4, 1.5

$$\eta_I = 17,91 / 40,83 = 0,44$$

Аналіз систем утилізації показує, що вони повинні відрізнятися від систем утилізації витяжного тепла сільськогосподарських (тваринницьких і птахівницьких) приміщень. Це насамперед пов'язане з великою вологістю, підвищеним вмістом  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ , а також мікрофлорою в повітрі приміщення.

З урахуванням цих особливостей можуть бути використані системи рис. 1.3 і рис. 1.4 при розробці конструкцій теплообмінних апаратів, відповідних до умов сільськогосподарського приміщення і роботі при низьких температурах.

Система рис. 1.5 може бути реалізована за допомогою теплових труб, що є досить складними й дорогими теплообмінними пристроями [6, 12, 13, 14].

## 1.2 Теплообмінники з неметалічними поверхнями теплообміну

Вентиляційна установка для утилізації тепла повинна відповідати наступним вимогам [15, 18]:

- необхідною тепловою ефективністю протягом усього терміну служби при малому аеродинамічному опорі;
- стійкістю проти корозії при роботі в агресивних повітряних середовищах;
- герметичністю, яка не допускає перенос пилу, газів і бактерій у потік припливного повітря;
- експлуатації при знижених температурах припливного повітря;
- довговічністю і високою надійністю;
- технологічністю виготовлення в масовому виробництві;
- малою металоємністю.

Конструкція установки повинна бути доступна для огляду і обслуговування, ремонту, очищення від пилу, відведення конденсату і видалення інію. У холодний період року на виході припливного та витяжного повітря, повинно створюватися рівномірне температурне поле, що сприяє малому випаданню інію. Базовим елементом теплоутилізаційної установки є теплообмінник-утилізатор.

Традиційні повітря-повітряні теплообмінники-рекуператори з металевих сплавів відрізняють: велика металоємність, схильність до активної корозії і забрудненню поверхонь теплообміну при роботі в агресивних середовищах виробничих і технологічних приміщень, більші вагові характеристики (вага до 720 кг при продуктивності 5200 м<sup>3</sup>/год).

Для виконання вимог, що висуваються до теплоутилізаційних установок, значний практичний інтерес здобуває використання теплообмінних поверхонь



апаратів з хімічно стійких матеріалів - неметалів: скла [48, 55], графіту [32], полімеру [26, 28].

На рис. 1.10 представлена класифікація теплообмінників-рекуператорів з неметалічними поверхнями теплообміну [14].

У табл. 1.1 дані технічні характеристики теплообмінників з полімерних матеріалів.

Найбільше поширення отримали пластинчасті перехресні теплообмінники.

Рекуперативний повітря-повітряний теплообмінник має насадку, що складається із щілинних і стільникових каналів, утворених суміжними тонкими аркушами алюмінію, скла, полімерних або інших матеріалів.

Фірмою «Rosenberg» виготовляються стандартні пластинчасті рекуператори з полімернозахищених від корозії алюмінієвих пластин товщиною 0,2 мм.

Таблиця 1.1 - Теплообмінники-рекуператори з полімерних матеріалів

Тип теплообмінника	Теплопродуктивність, кВт	Витрата повітря, м <sup>3</sup> /год	Р, Па	Джерело
Полімерний щілинний	2,42	1500	25	[28]
Теплоутилізатор КЕО	18	3000	-	[32]
Перехресний пластинчастий «МАІСО»	4	300	-	[33]

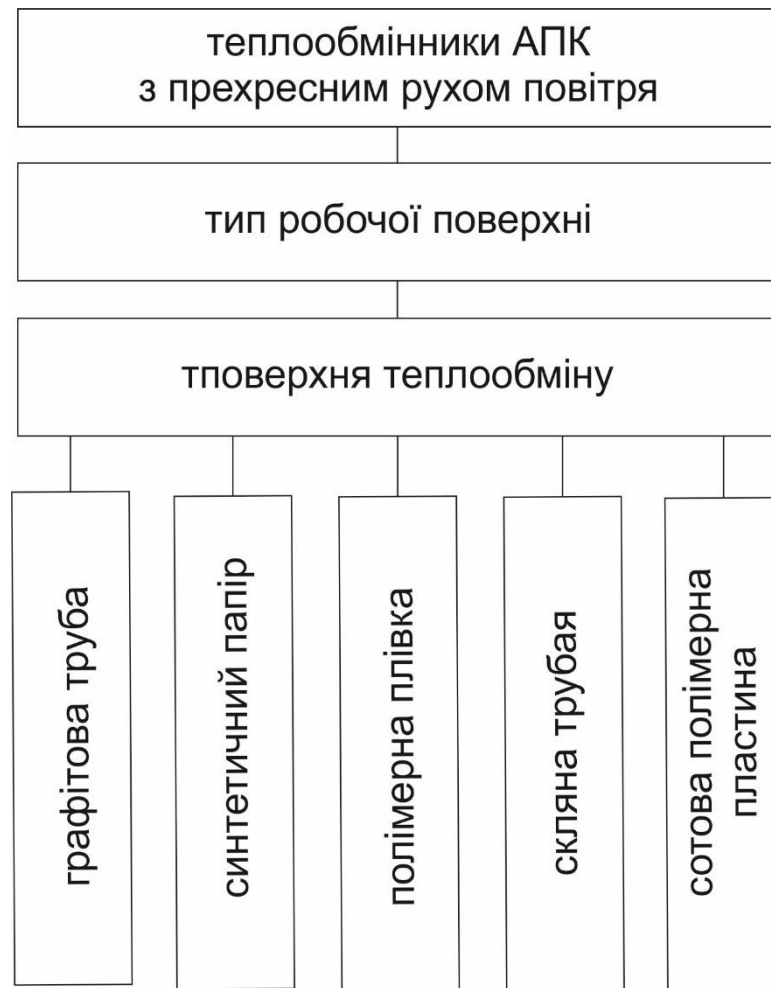


Рисунок 1.10 - Класифікація рекуператорів теплоти, застосовуваних в АПК

Така товщина пластин гарантує їхню стійкість до газів і вологи, що містяться в навколишньому середовищі. На вимогу замовника пластини рекуператора можуть бути покриті епоксидною смолою або виготовлені з нержавіючої сталі. Пластинчасті теплообмінники збирають із гладких пластин або між гладкими пластинами встановлюються хвилясті пластини. Пластинчастий рекуператор компактний теплообмінник, у якому витяжне і припливне повітря проходить по системі контактуючих каналів, утворених алюмінієвими пластинами; повітряні потоки рухаються за перехресно-токовою схемою і повністю розділені.

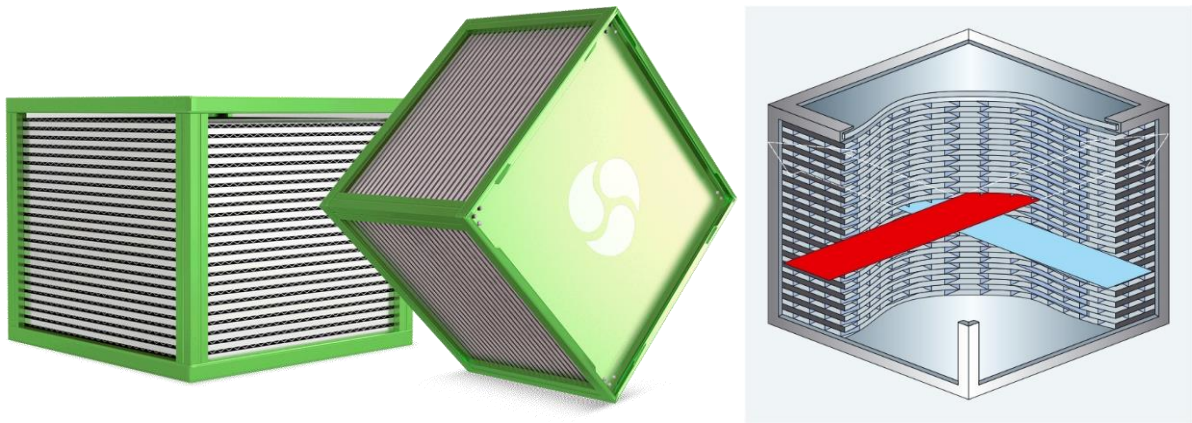


Рисунок 1.12 - Зовнішній вигляд і розріз повітряно-повітряного теплообмінника-утилізатора

Пластинчастий рекуператор виконується у вигляді окремого модуля. На замовлення цей модуль може комплектуватися краплеуловлювачем і пристроєм відводу конденсату.

Горизонтальна установка рекомендується лише при бічній довжині до 1500 мм. При більших розмірах виведення конденсату не гарантується. Необхідно мати на увазі, що горизонтальні моделі в прямокутному виконанні відрізняються від таких же моделей у вертикальній виконанні. Можливі різні схеми руху повітряних потоків в апаратах [58, 66]. У роботах проаналізовано використання перехресних полімерних теплообмінників для переносу тепла від гарячого витяжного повітря до холодного припливного. По ефективності теплообміну такий теплообмінник є проміжним теплообмінним апаратом між протиточним і прямоточними рухами потоків повітря.

Не дивлячись на більшу теплову ефективність теплообмінників із протиточним рухом повітря [45] у них досить складно організувати процес відтавання (прогріву) «холодної області» при можливому замерзанні в ній конденсованої вологи при низьких температурах і забезпеченні у випадку розморожування конденсату його стоку (виводу) з теплообмінника.

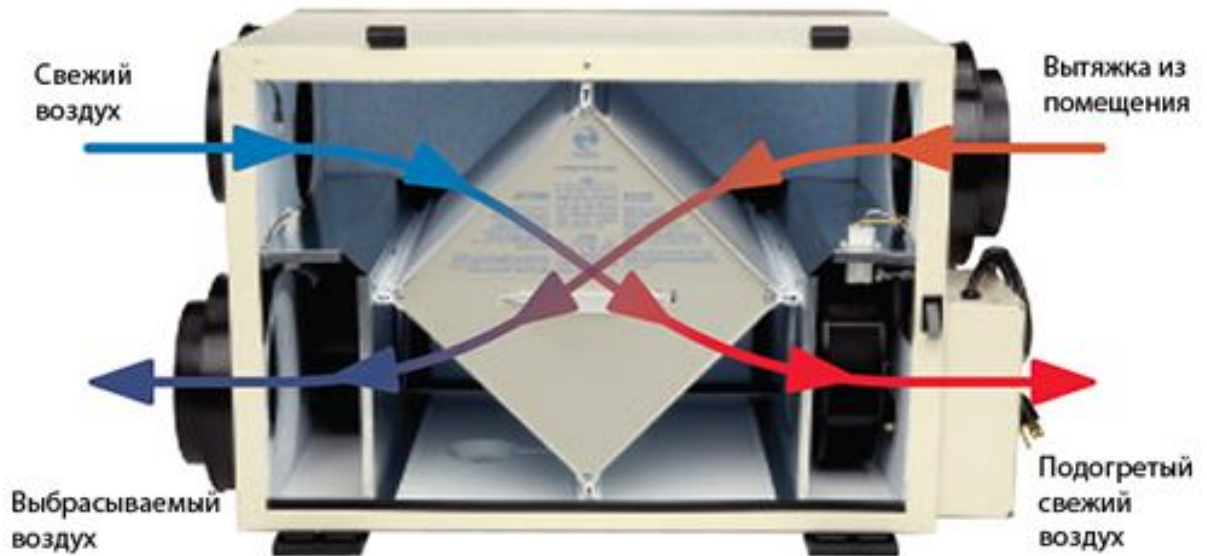


Рисунок 1.12 - Загальний вид теплообмінника в утилізаційній установці

Перепад тисків між припливним та витяжним повітрям у конструктивних моделях типу 200, 300 і 500 не перевищує максимально припустимого значення 1250 Па; для інших моделей максимальний перепад тисків становить 1600 Па (перетікання повітря при зазначених перепадах тиску становить 1%). Теплообмінники можуть працювати з більш високими перепадами тиску, однак, у цьому випадку збільшуються втрати тиску потоку з меншим тиском: при перепаді тиску 1750 Па - на 15 - 40%; при перепаді тиску 2000 Па - на 25 - 60%. Слід урахувати, що максимальна різниця тисків повинна зменшуватися при збільшенні температури, а при температурі вище 150 °С не повинно бути перепаду тисків між припливним і витяжним повітрям. Якщо температура припливного повітря нижче -10 °С, а витяжного - нижче +20 °С, то рекуператор повинен бути захищений від обмерзання. Для цього або здійснюється попереднє нагрівання припливного повітря, або частина повітря направляється в обхід рекуператора.

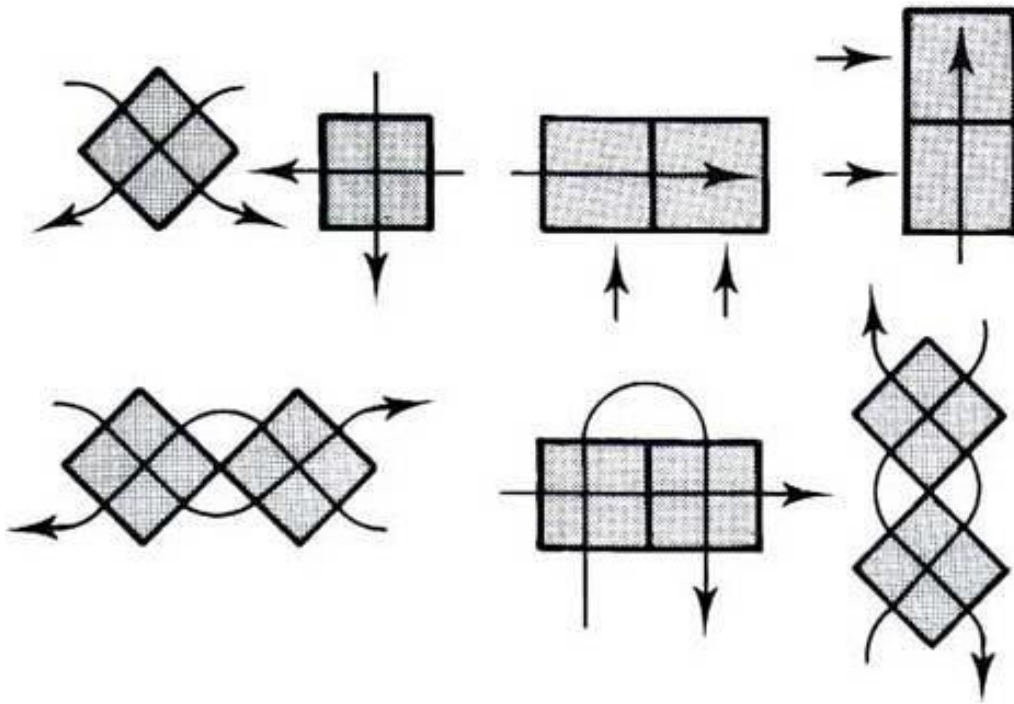


Рисунок 1.14 - Схеми руху повітряних потоків у теплообмінних апаратах

Якщо виникає необхідність, в рекуператорах застосовується захист від обмерзання за допомогою обвідного повітряного каналу з регулювальним клапаном, який пропускає частина зовнішнього повітря повз утилізатор (рис. 1.15). Повітряний клапан управляється датчиком перепаду тиску повітря на утилізаторові.

Даний захист не є ефективному, тому що частина припливного повітря надходить із низькою температурою, що може привести до переохолодження приміщення. Фірма «Rosenberg» не має відомості по експлуатацію даних апаратів у приміщеннях з високою вологою та вмістом аміаку.

Для агресивних середовищ розроблено пластинчастий скляний теплообмінник [13]. У Ризькому політехнічному інституті розроблена вентиляційна установка з теплообмінником з полімерної плівки товщиною 0,2 мм [13].

Фірмою «Dantherm HMS» розроблений високоефективний пластинчастий теплообмінник «PINNACLE», рис. 1.16, (алюмінієві або полімерні пластини) з перехресними або зустрічними повітряними потоками, установлюваний

в закритих шафах або контейнерах електронного обладнання. Рекуператори можуть використовуватися як окремо, так і в складі кондиціонерів фірми «Dantherm HMS». У табл. 1.2 представлені деякі технічні характеристики теплообмінника.

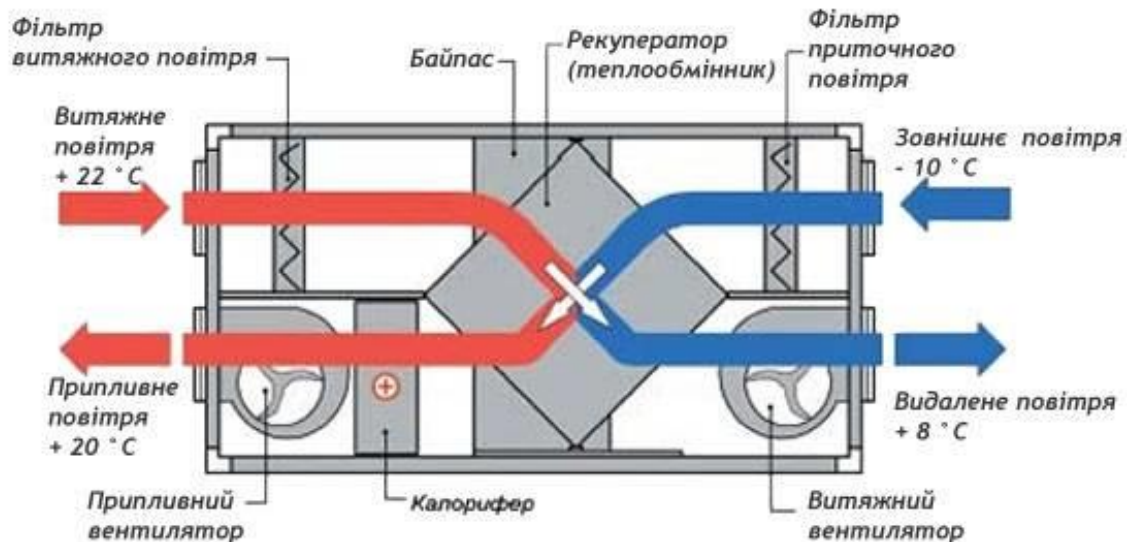


Рисунок 1.15 - Місце розташування обвідного повітряного каналу (байпас) з регулювальним клапаном

Таблиця 1.2 - Технічні характеристики теплообмінника «PINNACLE»

Характеристика	Модель		
	P8035035	P8035045	P8035055
Питома потужність, Вт/°C	63	81	99
Температура експлуатації, °C	Від -10 °C до +55 °C		
Матеріал корпусу	Гальванізована сталь		

Фірма «Dantherm HMS» не має відомості по використанню теплообмінних апаратів «PINNACLE» в агресивних забруднених середовищах.



Рисунок 1.16 - Зовнішній вигляд теплообмінника «PINNACLE»: 1 - вентилятор зовнішнього контура; 2 – теплообмінник; 3 - вентилятор внутрішнього контура

У ТОВ «БТК - компоненти» розроблена конструкція типорозмірного ряду рекуператорів з габаритами 160, 200, 250 і 315 мм для круглоканальних систем. У цей час розробляється параметричний ряд рекуператорів для прямокутних систем [30].

У якості матеріалу для пакета теплообмінних пластин була обрана панель АКІПЛАК, виготовлена з поліпропілену. Матеріал має стільникову структуру, що дозволяє формувати різну конфігурацію каналів для проходу холодного і теплого повітря. Дослідженнями встановлена доцільність формування каналів холодного повітря зовнішніми сторонами панелей, у той час як канали для теплого повітря більш раціонально диференціювати за допомогою перегородок, які є структурною частиною самого матеріалу. Конструкція рекуператора запатентована, що дозволяє судити її новизну і оригінальності.

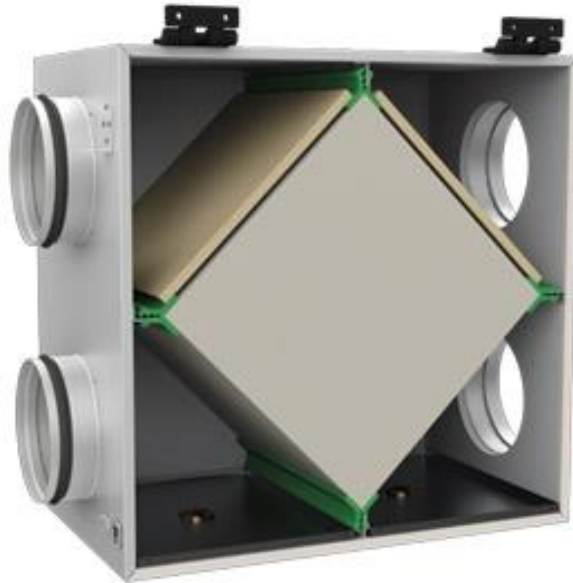


Рисунок 1.17 - Зовнішній вигляд рекуператора ТОВ «БТК - компонента»

В даний час описаний рекуператор проходить останні кліматичні випробування з метою доробки для експлуатації в зимових умовах нашого регіону, після чого згаданий вище типорозмірний ряд буде поставлений на серійне виробництво.

Німецькою фірмою «MAICO» виготовлений теплообмінник з полімеру для систем кондиціювання котеджів, рис. 1.18.

Характеристики теплообмінника фірми «MAICO»:

- теплова продуктивність до 3500 ккал/год;
- продуктивність по повітрю 300 м<sup>3</sup>/год;
- габарити (у корпусі) 550x426x550.

Недоліки, виявлені при експлуатації теплообмінника, показали:

- неможливість їх використання у вентиляційних системах при низьких негативних температурах зовнішнього повітря нижче - 10°C;
- високу вартість (900 \$ при продуктивності 300 м<sup>3</sup>/ч).





Рисунок 1.18 - Загальний вид теплообмінника

Фірмою «Daikin» розроблена припливно-витяжна установка, теплообмінний елемент якої виконаний з паперу зі спеціальною бактерицидною обробкою. При випробуванні в плинні 14 днів даного зразка 5 див і 1 мол рідини зі цвіллю при температурі 28°C и вологості середовища 95% клонування мікроорганізмів не виявлене.

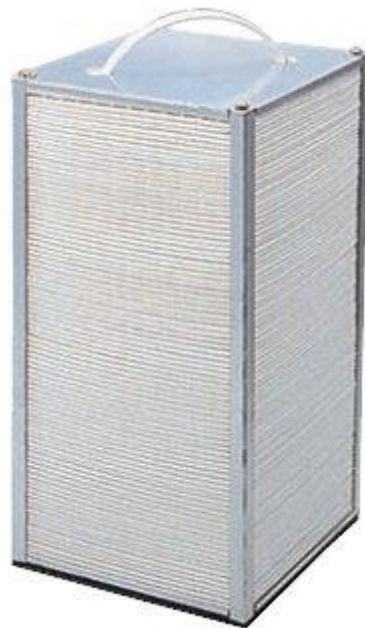


Рисунок 1.19 - Зовнішній вигляд теплообмінника фірми «Daikin»

Припливно-витяжну установку фірми «Daikin» для запобігання випадання роси на поверхнях теплообміну і її заморожування при негативних температурах слід експлуатувати при вологості повітря на виході не більш 95% і температурах зовнішнього повітря не нижче - 10 °С.



Рисунок 1.20 - Зовнішній вигляд припливно-витяжної установки фірми «Daikin»

Фірмою «Mitsubishi Electric» розроблено два типи припливно-витяжних установок з використанням повітряно-повітряних теплообмінників з полімерною плівкою. У першому випадку застосовується пориста вологопроникна плівка товщиною 120 мкм, рис. 1.21. Недоліком пористої поверхні є можливість газів проникати разом з вологою.

У другому випадку поділяючі потоки пластини являють собою ультра тонку (25 мкм) непористу одношарову плівку, оригінальна технологія виготовлення якої дозволила в значній мірі підвищити ентальпійну і, відповідно, загальну ефективність рекуператора до 68% (рекуперація явного тепла 77%, рекуперація прихованого тепла 59%), рис. 1.22. При цьому вдалося знизити можливі перетікання до 1%.

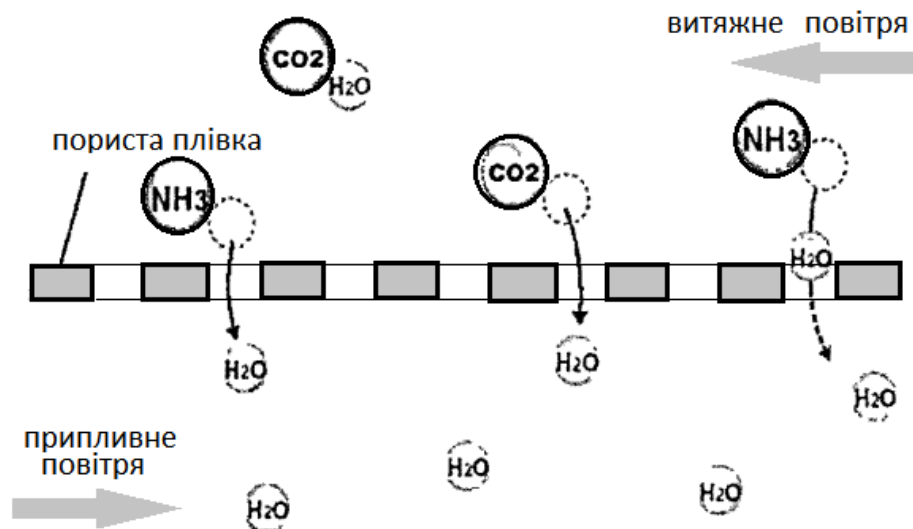


Рисунок 1.21 - Процес тепло-, вологообміну в утилізаторові LGH-RX3  
фірми «Mitsubishi Electric»

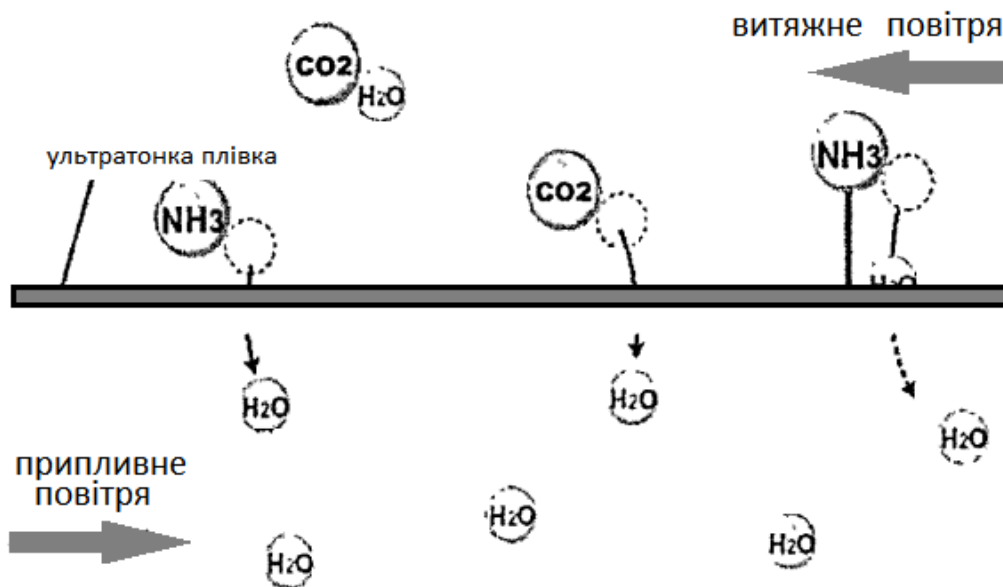


Рисунок 1.22 - Процес теплообміну в утилізаторові LGH-RX4 фірми  
«Mitsubishi Electric»

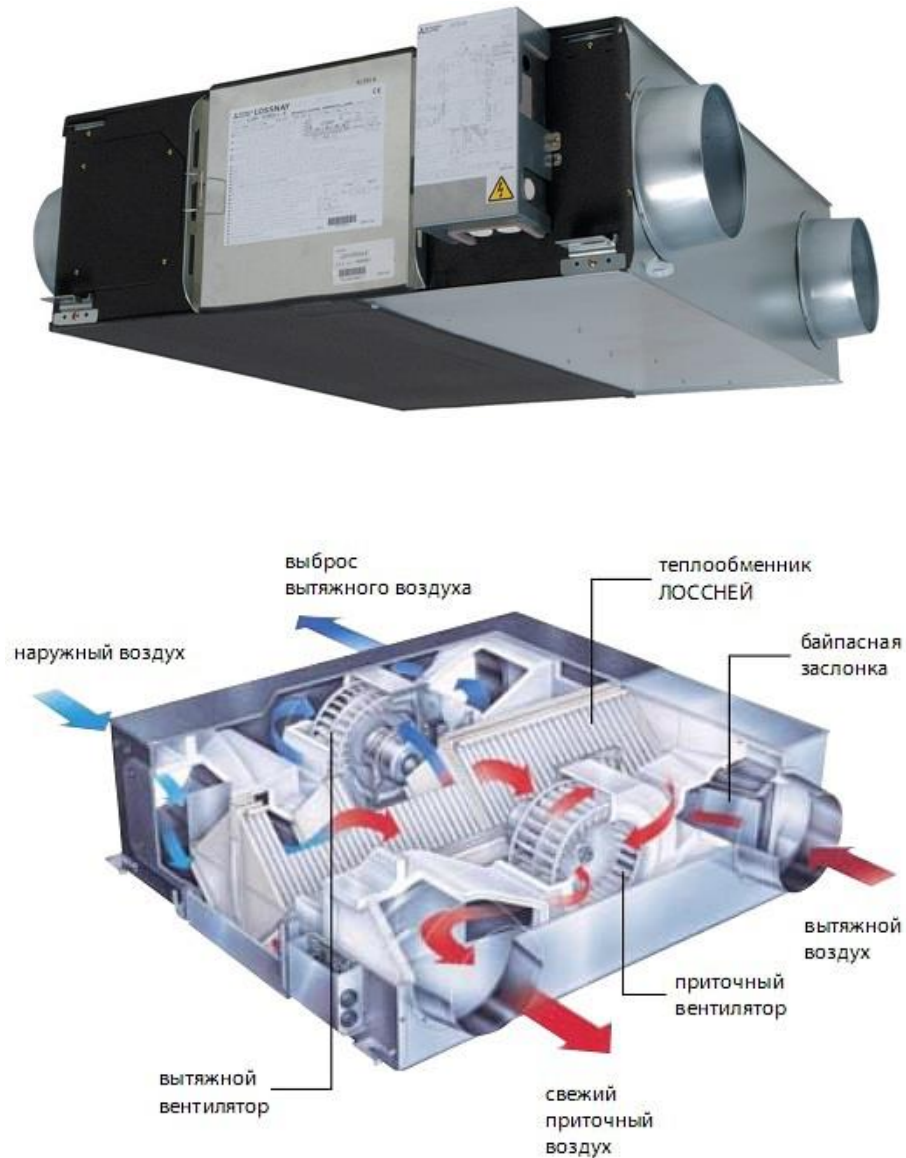


Рисунок 1.23 - Зовнішній вигляд і розріз установки LGH-RX4 фірми «Mitsubishi Electric»

Якщо установка LGH-RX4 працює при температурі зовнішнього повітря нижче  $-10^{\circ}\text{C}$ , перед входом у рекуператор потрібно встановлювати електричний нагрівач.

У більшості конструкцій перехресних рекуперативних полімерних теплообмінників не розглядається можливість їх використання в умовах можливої конденсації і заморожування вологи на поверхнях теплообміну. Врахування

цих процесів у теоретичних розробках і технічних рішеннях вимагає нових експериментальних досліджень.

Недоліками теплообмінних установок фірм «Daikin» і «Mitsubishi Electric» є неможливість їх використання в підвищених волого- і хімічно агресивних середовищах і температурах припливного повітря нижче  $-10^{\circ}\text{C}$  без установки додаткового підігрівника.

Фірмою WINDAIR™ розроблена рекуперативна припливно-витяжна вентиляційна установка із пластинчастим теплообмінником з полімеру. Технологія складання такого блоку і з'єднання елементів деталей виконана за допомогою термоплавкого клею.

Конструктивно тепло-масообмінний блок являє собою набір елементів, що чергуються: поліпропіленових порожніх профільних пластин (стільниковий поліпропілен). При цьому внутрішня порожнина пластин із стількового поліпропілену служить для подачі зовнішнього повітря. Нагрівання (узимку) або охолодження (улітку) вентилязованого повітря відбувається за рахунок теплообміну із суміжними каналами, по яких подається потік повітря що видаляється із приміщення.

Недоліком теплообмінних установок WINDAIR™ є складність складального процесу із застосуванням термоплавкого клею.

Теплоутилізатори відпрацьованого тепла у тваринницьких приміщеннях широко не використовувалися, незважаючи на їхню перспективність по наступних причинах:

1. Можливість заморожування вологи в потоці витяжного повітря й відсутність практичних методів виключення цього процесу;
2. Активна корозія металевих поверхонь теплообміну пластинчастих утилізаторів, яка викликана великою концентрацією аміаку та інших агресивних газів і домішок у витяжному повітрі тваринницьких приміщень;

3. Велика вартість теплообмінного обладнання, що використовує металеві та неметалічні поверхні теплообміну (алюміній, нержавіюча сталь, скло, пористий папір, поліетиленові плівки ін.);

4. Відсутність використання I-d діаграм для термодинамічного аналізу процесів при створенні умов оптимального мікроклімату у тваринницьких приміщеннях з теплоутилізаторами відпрацьованого тепла.

### **1.3 Висновки до розділу**

1. Проведений аналіз систем утилізації тепла відпрацьованого повітря показав відсутність експериментальних і теоретичних досліджень роботи апаратів при негативних температурах (нижче  $-10^{\circ}\text{C}$ ) при конденсації без автономних додаткових пристроїв для підігріву повітря або введенні байпаса.

2. Не розглянута робота теплоутилізаторів на базі полімерних теплообмінників в умовах хімічно агресивних середовищ тваринницьких приміщень.

3. У ряді вентиляційних установок для утилізації тепла, що використовують рециркуляцію витяжного повітря не дається повного теоретичного обґрунтування енергозберігаючих характеристик процесів повітро-, волого- і теплообміну, що підтверджують дотримання нормативних параметрів мікроклімату у тваринницьких приміщеннях.

В наступному розділі буде проведено теоретичне обґрунтування теплообмінника з полімерного матеріалу на основі стільникової конфігурації

## 2 Теоретичні дослідження полімерного пластинчастого теплообмінника

### 2.1 Розробка конструкційно-технологічної схеми

Відповідно до загальної схеми теплоутилізаційної установки з рекуператором з полімеру, рис. 2.1, на I,d - діаграмі представлені процеси охолодження витяжного відпрацьованого повітря і нагрівання припливного свіжого повітря, рис. 2.2. Цифри в кружечках на рис. 2.1 збігаються із цифрами на рис. 2.2.

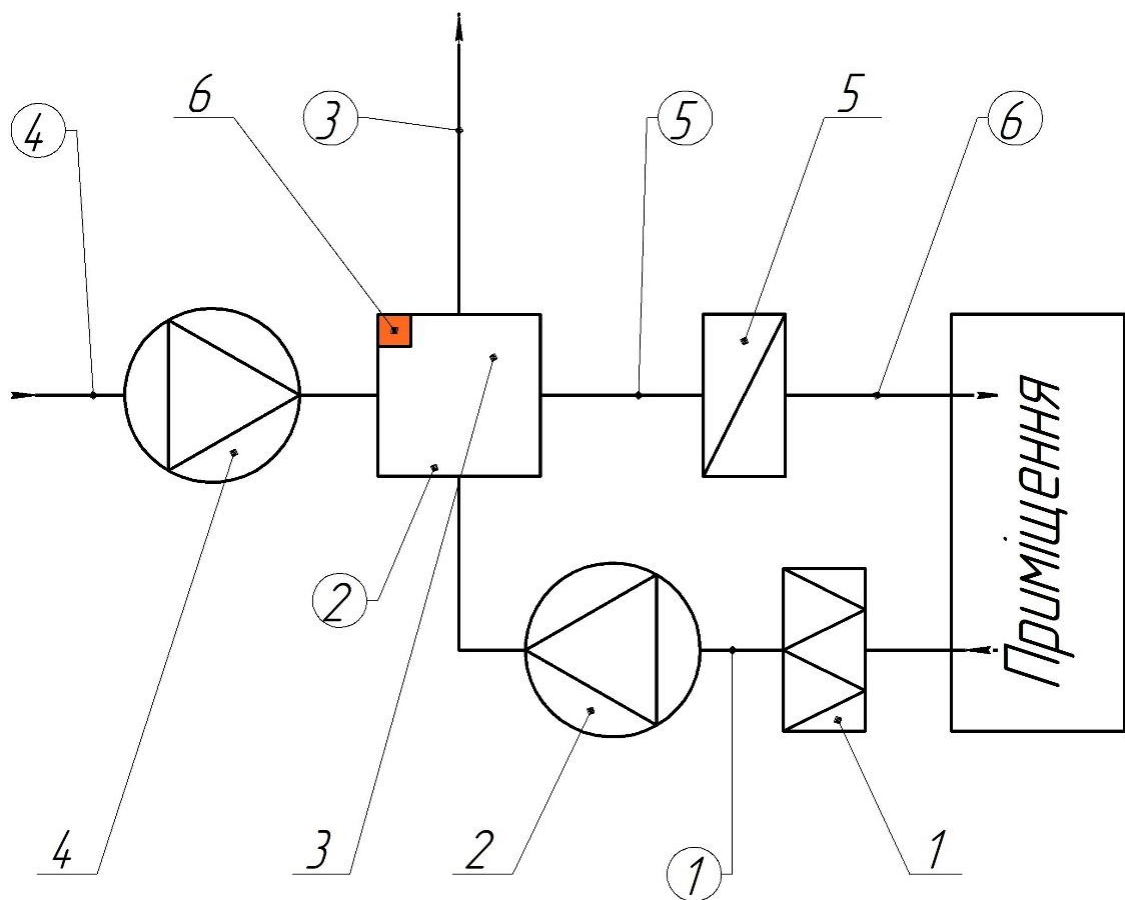


Рисунок 2.1 - Принципова схема теплоутилізаційної установки з рекуперативним пластинчастим полімерним теплообмінником перехресного ходу: 1 - фільтр; 2 - вентилятор витяжного повітря; 3 - полімерний теплообмінник; 4 - вентилятор припливного повітря; 5 - догрівач повітря; 6 - нагрівач «холодного кута»

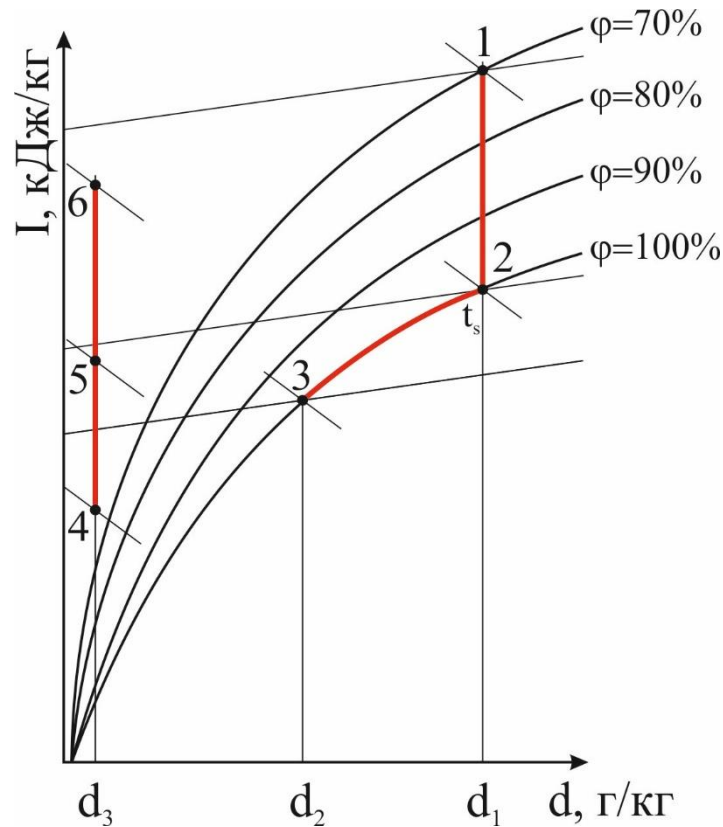


Рисунок 2.2 - Процес охолодження і нагрівання повітря на I,d - діаграмі

## 2.2 Складання теплового балансу полімерного пластинчастого теплообмінника

Відповідно до рис. 2.1 тепловий баланс перехресного теплообмінника розраховувався для умов:

- температура поверхні теплообміну більше температури насичення (конденсація вологи відсутня)  $t_{ст} > t_s$

По каналах холодного s теплого повітря:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_{p1} (t_{12} - t_{11}) \cdot 0,278 = Q_2 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{21} - t_{22}) \cdot 0,278, \quad (2.1)$$



де  $G_1, c_{p1}$  - відповідно масова витрата і питома теплоємність холодного повітря, кг/год і кДж/(кг·К);

$t_{11}, t_{21}$  - температури холодного і охолоджуваного повітря на вході в теплообмінник, °С;

$G_2, c_{p2}$  - відповідно масова витрата і питома теплоємність теплого повітря, кг/год і кДж/(кг·К);;

$t_{12}, t_{21}$  - температури холодного і охолоджуваного повітря на виході з теплообмінника, °С.

Теплопередача теплообмінника:

$$Q = k_1 \cdot F_{T/O} \cdot \Delta t_{сер} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (2.2)$$

де  $\Delta t_{сер}$  - температурний напір, °С ;

$F_{T/O}$  - розрахункова площа теплообмінної поверхні, м ;

$k_1$  - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\varepsilon_{\Delta t_{сер}}$  - поправочний коефіцієнт, визначається по рис. 2.4.

Для перехресної схеми руху потоків повітря логарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{сер} = \frac{(t_{22} - t_{11}) - (t_{21} - t_{12})}{\ln \left( \frac{t_{22} - t_{11}}{t_{21} - t_{12}} \right)}, \quad (2.3)$$

Рівняння (2.3) застосовне для визначення середньологарифмічної різниці температур для прямоточних і протиточних типів теплообмінників.

Так як в перехресних теплообмінниках відбувається двовимірний розподіл температур, як показано на рис. 2.3, то для визначення середньологарифмічної різниці температур вводиться поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_{\Delta t}$ .

Графік, на якому представлений  $\epsilon_{\Delta t}$  у функції Р і R у якості параметра, узятий з [58] і представлений на рис. 2.4.

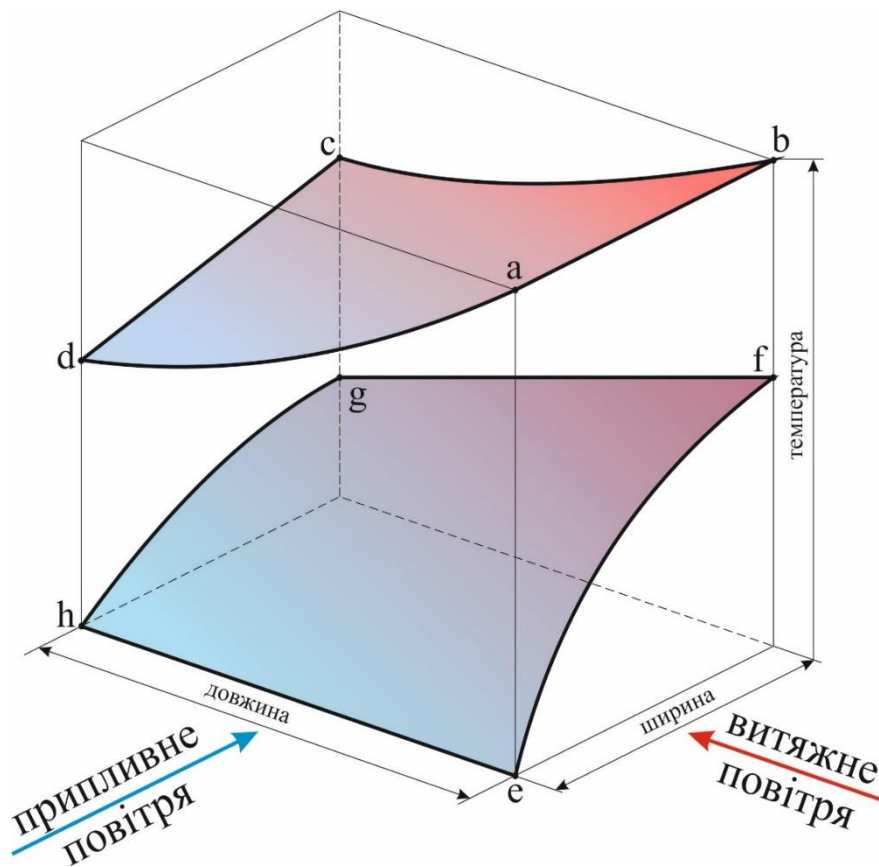


Рисунок 2.3 - Двовимірний розподіл температури в одноходовому перехресному теплообміннику

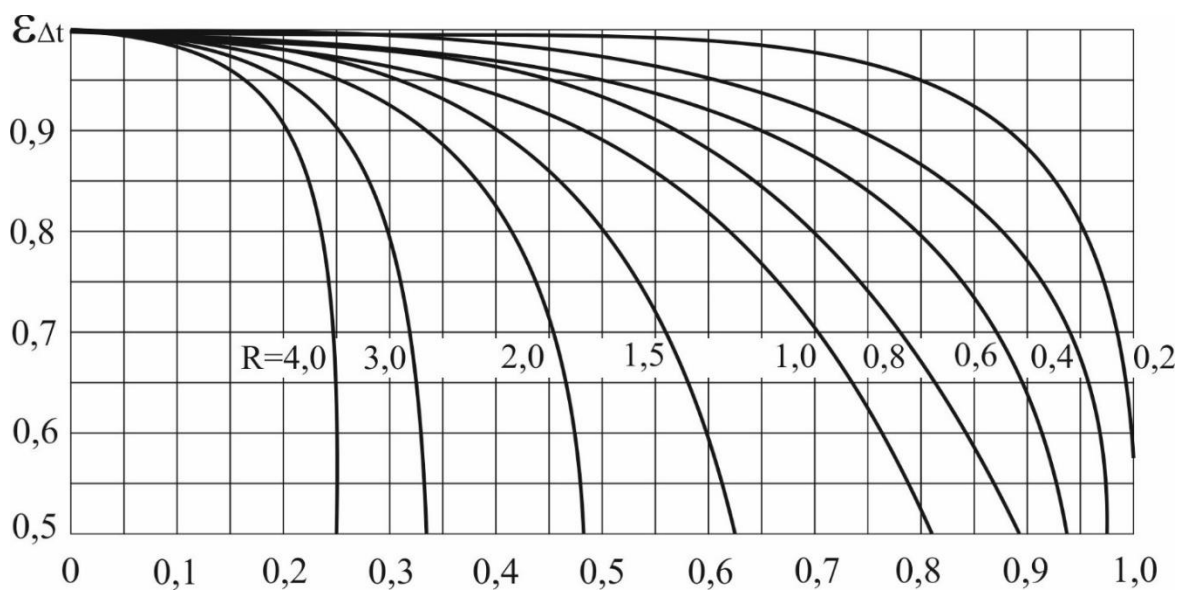


Рисунок 2.4 - Поправочний коефіцієнт  $\epsilon_{\Delta t}$  для одноходового перехресного теплообмінника

Збіжність теплового балансу:

$$\Delta Q = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2}, \quad (2.4)$$

Для двох режимів у табл. 2.1 представлені розрахункові і експериментальні дані для лабораторного теплообмінника з полімеру.

Таблиця 2.1 - Збіжність теплового балансу

Тип теплообмінника	G <sub>1</sub> , кг/год	G <sub>2</sub> , кг/год	t <sub>11</sub> , °C	t <sub>12</sub> , °C	t <sub>21</sub> , °C	t <sub>22</sub> , °C	Q <sub>1</sub> , Вт	Q <sub>2</sub> , Вт	ΔQ, %
перехресний теплообмінник з полімеру	84,8	91	-10	5	28,8	14,5	353,3	362,6	2,56
	114,5	133,8	-15	-1,2	22,8	11,3	438,9	428,5	2,36

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.5)$$

де  $\delta$  - товщина стінок, теплообмінника, м;

$\lambda$  - теплопровідність полімеру, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_1$  - коефіцієнт тепловіддачі від теплообмінної стінки до холодного повітря, Вт/( м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_2$  - коефіцієнт тепловіддачі від теплого витяжного повітря до теплообмінної стінки, Вт/( м<sup>2</sup>·К).

Згідно [55] при ламінарному русі повітря ( $Re < 2300$ ) рекомендується користуватися рівнянням:

$$Nu = C \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d_e}{l_k} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2.6)$$

де  $Nu_1$  - критерій Нуссельта в каналі холодного потоку повітря;

$Nu_2$  - критерій Нуссельта в каналі теплого потоку повітря;

$C$  - коефіцієнт,  $C = 2,4$  при нагріванні (канал холодного приточного повітря) і  $1,6$  при охолодженні (канал теплого витяжного повітря);

$Re$  - критерій Рейнольдса,  $Re = \frac{V \cdot d_e}{\nu}$  ;

$V_1$  - швидкість приточного повітря в рекуператорі, м/с;

$V_2$  - швидкість витяжного повітря в рекуператорі, м/с;

$d_{e1}$  - еквівалентний діаметр приточного каналу (розмір стільникового гнізда), м ;

$d_{e2}$  - еквівалентний діаметр витяжного каналу, м ;

$\nu_1$  - середня кінематична в'язкість приточного повітря по каналу, м<sup>2</sup>/с;

$\nu_2$  - середня кінематична в'язкість витяжного повітря по каналу, м<sup>2</sup>/с;

$Pr$  - критерій Прандгля,  $Pr = \frac{100 \cdot \nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}$  ;

$\rho_1$  - середня щільність приточного повітря по каналу, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_1 = \frac{353}{273+t_{1c}}$  ;

$t_{1c}$  - середня температура приточного повітря по каналу, °С,  $t_{1c} = \frac{t_{11}+t_{12}}{2}$  ;

$\rho_2$  - середня щільність витяжного повітря по каналу, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_2 = \frac{353}{273+t_{2c}}$  ;

$t_{2c}$  - середня температура приточного повітря по каналу, °С,  $t_{2c} = \frac{t_{21}+t_{22}}{2}$  ;

$c_{p1}$  - середня питома теплоємність приточного повітря по каналу, кДж/(кг·К),  $c_{p1} = 1,0005 + 1,1904 \cdot 10^{-4} \cdot t_{1c}$ ;

$c_{p1}$  - середня питома теплоємність витяжного повітря по каналу, кДж/(кг·К),  $c_{p1} = 1,0005 + 1,1904 \cdot 10^{-4} \cdot t_{2c}$ ;

$\lambda_1$  - теплопровідність від витяжного повітря до стінки, Вт/(м·К),  
 $\lambda_1 = 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (t_{1c} + 273)^{0,748}$ ;

$\lambda_2$  - теплопровідність від стінки до приточному повітря, Вт/(м·К),  
 $\lambda_2 = 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (t_{2c} + 273)^{0,748}$ ;

$l_{\text{кан}}$  - довжина теплообмінного каналу, м.

Розрахункова формула для коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  у цьому випадку має вигляд:

$$\alpha = B \left( \frac{V}{l_k \cdot d_e} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2.7)$$

де  $B$  - розрахунковий коефіцієнт,  $B = 1,53 \cdot C (\lambda^2 \cdot c_p \cdot \rho)^{\frac{1}{3}}$ .

З рівняння (2.2) знаходимо розрахункову площу теплообмінної поверхні  $F_{T/O}$ , використовуючи дані отримані з формул (2.1), (2.3), (2.5). Порівнюємо розрахункову площу теплообмінної поверхні  $F_{T/O}$ , із заданою проектною теплообмінною площею  $F_{ПТ/O}$ . Визначаємо збіжність розрахунків:

$$\Delta = \left| \frac{F_{T/O} - F_{ПТ/O}}{F_{T/O}} \right| \cdot 100\% \leq 10\%. \quad (2.8)$$

Рівняння (2.1)-(2.8) покладені в основу складання програми для визначення поверхні теплообміну з урахуванням попередніх вихідних даних. Розрахункова програма складена в Microsoft® Office Excel [76].

У табл. 2.2 представлене порівняння проектних і розрахункових даних по теплообміну.

Таблиця 2.2 - Порівняння проектних і розрахункових даних по поверхні теплообміну

Найменування параметра	Позначення	Значення
Проектна площа теплообмінної поверхні	$F_{\text{ПТ/О}}, \text{ м}^2$	1,52
Коефіцієнт Р для знаходження $\varepsilon_{\Delta t}$	Р	0,61
Коефіцієнт R для знаходження $\varepsilon_{\Delta t}$	R	0,95
Поправочний коефіцієнт	$\varepsilon_{\Delta t}$	0,85
Розрахункова площа теплообміну з урахуванням поправочного коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$	$F_{\text{ПТ/О}}, \text{ м}^2$	1,63
Збіжність розрахунків	$\Delta, \%$	7,16

### 2.3 Складання теплового балансу полімерного пластинчастого теплообмінника з конденсацією вологи на теплообмінних поверхнях

Розглянемо методику розрахунків теплового балансу перехресного теплообмінника за умови утворення конденсату:

- температура поверхні теплообміну менше температури насичення (має місце конденсація вологи)  $t_{\text{ст}} < t_s$ .

По каналу холодного повітря:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_{p1} (t_{12} - t_{11}) \cdot 0,278, \quad (2.9)$$

По каналу теплого повітря:

$$Q_2 = (G_2 \cdot c_{p2}(t_{21} - t_s) + G_p + G_2 \cdot c_{p2}(t_s - t_{22})) \cdot 0,278, \quad (2.10)$$

де  $t_s$  - температура початку конденсації вологи (температура точки роси), °С;

$r$  - питома теплота конденсації,  $r = 2500$  кДж/кг;

$G_p$  - кількість конденсату (рідини), кг/год,

$$G_p = G_2 \cdot \Delta d, \quad (2.11)$$

де  $\Delta d$  - різниця вологовмістів повітря кінця і початку конденсації (визначається по  $I, d$  - діаграмі), г/кг.

Теплопередача теплообмінника:

$$Q = k_1 \cdot F_{T/O} \cdot \Delta t_{сер}, \quad (2.12)$$

Для двох режимів у табл. 2.8 представлені розрахункові і експериментальні дані для лабораторного теплообмінника з полімеру.

Збіжність теплового балансу:

$$E_2 = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2}, \quad (2.13)$$

Для двох режимів у табл. 2.1 представлені розрахункові і експериментальні дані для лабораторного теплообмінника з полімеру.

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{гол}}}, \quad (2.14)$$

Таблиця 2.3 - Збіжність теплового балансу

Тип теплообмінника	G <sub>1</sub> , кг/год	G <sub>2</sub> , кг/год	t <sub>11</sub> , °C	t <sub>12</sub> , °C	t <sub>21</sub> , °C	t <sub>21</sub> , °C	Q <sub>1</sub> , Вт	Q <sub>2</sub> , Вт	ΔQ, %
перехресний теплообмінник з полімеру	84,8	91	-10	5	28,8	14,5	353,3	362,6	2,56
	114,5	133,8	-15	-1,2	22,8	11,3	438,9	428,5	2,36

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  і критерій Нуссельта  $Nu_1$  для приточного каналу визначаються аналогічно по формулах (2.6 і 2.7).

Для каналу теплого витяжного повітря, у якому спостерігалася конденсація вологи згідно [95] для визначення критерію Нуссельта  $Nu_2$  при ламінарному русі повітря застосовне рівняння виду:

теплообмін:

$$Nu_{2t} = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot Re_2^{0,36} \cdot (Ar_2 \cdot Pr_2)^{0,4}, \quad (2.15)$$

масообмін:

$$Nu_{2m} = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot Re_2^{0,36} \cdot (Ar_2 \cdot Pr_m)^{0,4}, \quad (2.16)$$

де  $Ar$  - критерій Архімеда;

$Pr_{2m}$  - критерій Прандтля масообмінний для витяжного повітря,

$$Ar = g \cdot d_{e2}^3 \cdot \frac{(\rho_k - \rho_2)}{v_2^2 \cdot \rho_2}, \quad (2.17)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;



$\rho_k$  - щільність конденсату (біля стінки),  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\rho_2$  - щільність вологого повітря в ядрі потоку,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

$$\text{Pr}_{2m} = \frac{v_2^2}{D_c}, \quad (2.18)$$

$D_c$  - коефіцієнт концентраційної дифузії,  $\text{м}^2/\text{год}$ ,

$$D_c = D_p \cdot R_{\Pi} \cdot t_{2c}, \quad (2.19)$$

$D_p$  - коефіцієнт дифузії, віднесений до градієнта парціальних тисків,  $\text{м}/\text{год}$ ;

$R_{\Pi}$  - газова постійна для пари,  $R_{\Pi} = 47,1 \text{ кгс} \cdot \text{кг}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$t_{2c}$  - температура вологого повітря,  $^{\circ}\text{С}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації вологи  $\alpha_v$  для витяжного повітря:

$$\alpha_v = \alpha_2 + \frac{\beta \cdot r \cdot \Delta p}{\Delta t}, \quad (2.20)$$

де  $\alpha_2$  - коефіцієнт тепловіддачі сухого повітря,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\beta$  - коефіцієнт масовіддачі при конденсації пари з вологого повітря;

$r$  - теплота конденсатоутворення,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$\Delta p$  - різниця парціальних тисків пари в ядрі потоку і біля стінки,  $\text{атм}$ ;

$\Delta t$  - різниця температур між вологим повітрям і стінкою,  $^{\circ}\text{С}$ ,

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{e2}}, \quad (2.21)$$

$$\beta = \frac{Nu_{2m} \cdot D_p}{d_{e2}}, \quad (2.22)$$

$$D_p = \frac{6,27 \cdot 10^{-6}}{p} \cdot \left( \frac{t_{2c}}{273,15} \right)^{0,8}. \quad (2.23)$$

Порівнюємо розрахункову площу теплообмінної поверхні  $F_{T/O}$ , із заданою проектною теплообмінною площею  $F_{ПТ/O}$ . Визначаємо збіжність розрахунків:

$$\Delta = \left| \frac{F_{T/O} - F_{ПТ/O}}{F_{T/O}} \right| \cdot 100\% \leq 10\%. \quad (2.24)$$

Рівняння й (2.9)-(2.21) покладені в основу складання програми для визначення поверхні з урахуванням попередніх вихідних даних. Розрахункова програма складена в Microsoft® Office Excel.

У табл. 2.4 представлене порівняння проектних і розрахункових даних по поверхні теплообміну

Таблиця 2.4 - Порівняння проектних і розрахункових даних по поверхні теплообміну

Найменування параметра	Позначення	Значення
Проектна площа теплообмінної поверхні	$F_{ПТ/O}, \text{ м}^2$	1,444
Розрахункова площа теплообміну з урахуванням поправочного коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$	$F_{ПТ/O}, \text{ м}^2$	1,543
Збіжність розрахунків	$\Delta, \%$	6,39

## 2.4 Висновки по розділу

Виявлені теоретичні залежності для складання теплового балансу і проведений розрахунки пластинчастого перекресного теплообмінного апарата на базі стільникового полімеру за умови відсутності і наявності конденсації вологи витяжного повітря на робочих поверхнях теплообміну. Складена комп'ютерна програма в системі Excel для розрахунків теплообмінника. Збіжність експериментальних і розрахункових даних при визначенні робочої поверхні апарата склала не більш 10 %.

### 3 Експериментальні дослідження полімерного пластинчастого теплообмінника

#### 3.1 Обладнання для експериментальних досліджень

Дослідження процесу теплоутилізації проводили за допомогою експериментальної установки, що включає: пластинчастий теплообмінник 6, який встановлено в блоці рекуператора 5 (рис. 3.1), припливний 3 та витяжний 2 канали з вентиляторами 7, 8. Контроль температур в зонах, зазначених на рис. 3.1 здійснювали за допомогою ХА-термопар 4, сигнал з яких поступав на аналогово-цифровий перетворювач NI-6008 11, з подальшою передачею на ПЕОМ 10.

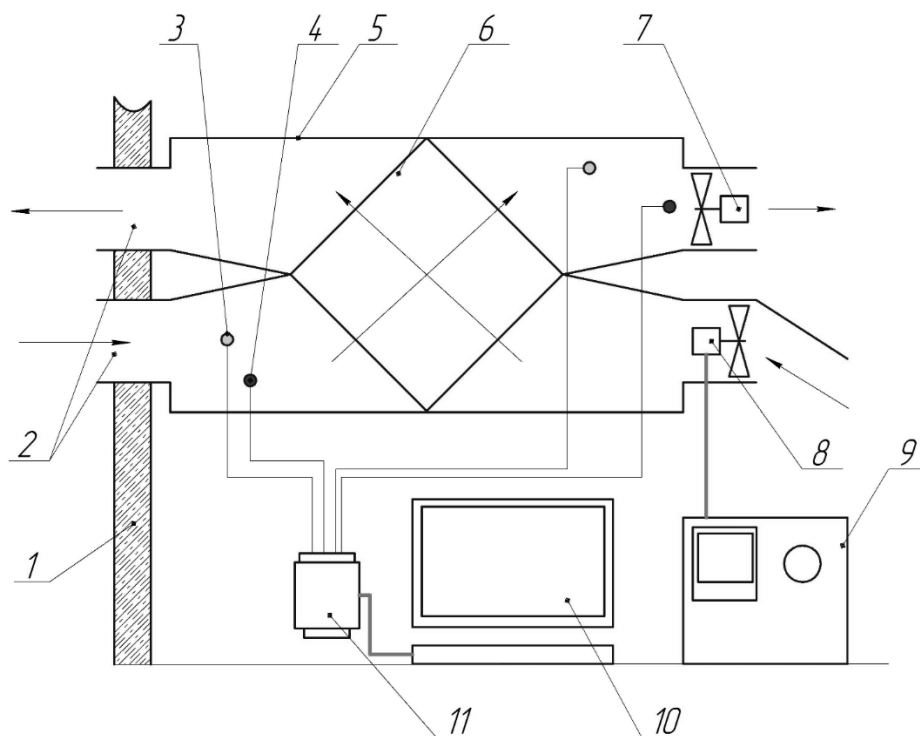


Рисунок 3.1 - Принципова схема установки для дослідження процесу теплоутилізації: 1 – стіна приміщення; 2 – витяжний канал та припливний канал; 4 - термопара; 5 – блок рекуператора; 6 - теплообмінник; 7 – припливний вентилятор 8 – регульований витяжний вентилятор; 9 – блок керування вентилятором; 10 - ПЕОМ; 11 - аналогово-цифровий перетворювач NI-6008

Запис сигналу здійснювали за допомогою програмного забезпечення «Power Graph 3.2». Зміну подачі регульованого вентилятора забезпечували блоком керування 9, який побудовано на основі лабораторного автотрансформатора (ЛАТР).

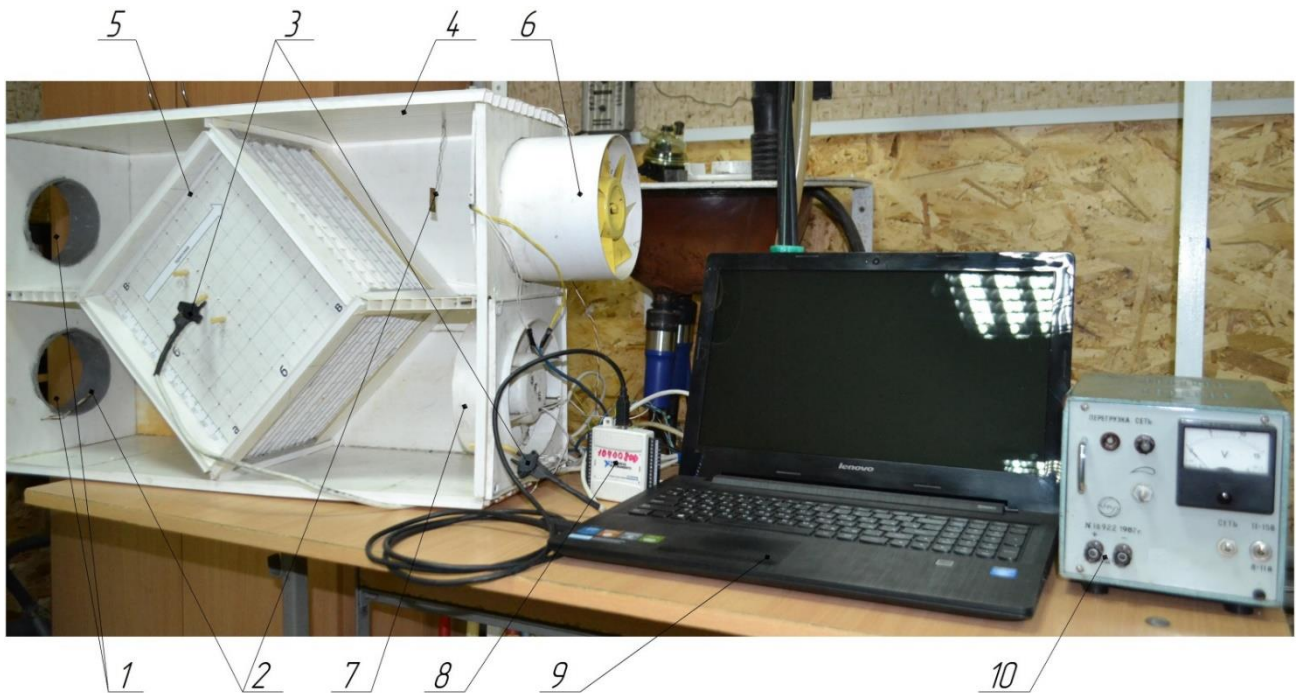


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд установки для дослідження процесу теплоутилізації: 1 – витяжний канал та припливний канал; 2- термопара; 3 - датчик тиску; 4 – блок рекуператора; 5 - теплообмінник; 6 – припливний вентилятор; 7 – регульований витяжний вентилятор; 8 - аналогово-цифровий перетворювач NI-6008; 9 - ПЕОМ; 10 – блок керування вентилятором

Перед початком роботи було проведено калібрування термопар. Визначення температури термопарою ґрунтується на використанні термоелектричного ефекту, що виникає при нагріванні місця спаю двох провідників з неоднорідних металів або сплавів. Виникаюча при цьому ЕРС називається термоелектрорушійною силою (ТЕРС), а пари провідників - термопарою. Термопара і мілівольтметр перед проведенням випробувань повинні калібруватися.

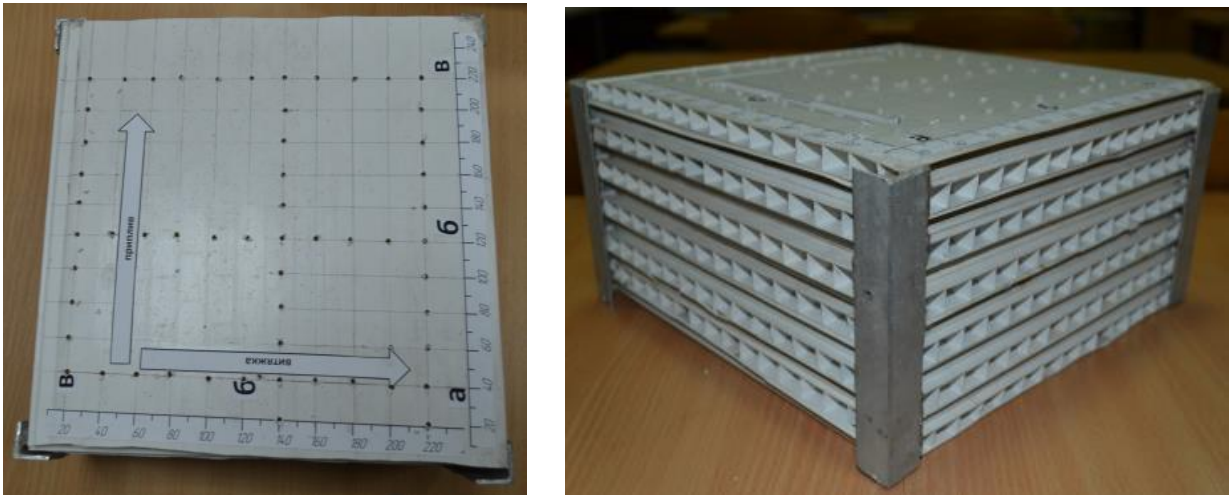


Рисунок 3.3 – Пластинчатий теплообмінник з полімерного матеріалу експериментальної установки

Калібрування термопари полягає у встановленні залежності ТЕРС від температури гарячого спаю при постійній температурі холодного спаю. Відхилення від заданої залежності для термопари даного типу може бути обумовлене хімічним складом матеріалу термопари в місці спаю, зміною в складі спаяних металів при нагріванні в процесі експлуатації термопари. Мілівольтметр також може давати відхилення, обумовлене станом електричної системи приладу, передавального механізму до стрілки приладу, помилками в самій шкалі й ін. Термопара й мілівольтметр можуть таруватися двома способами - окремо і спільно. Більш точні результати дає їхня спільне калібрування.

Калібрування термопар проводилося у наступному порядку. Термопари та калібрувальний термометр поміщалися в однорідне середовище, яке повільно нагрівали. В якості калібрувального середовища було використано силіконове мастило. Для реєстрації ТЕРС використовувалися аналогово-цифровий перетворювач NI-6008 та ПЕОМ. Запис сигналу здійснювали за допомогою програмного забезпечення «Power Graph 3.2».

Температура визначалася по величині відхилення кривої сигналу на екрані ПЕОМ від нульової відмітки. Величина цього відхилення фіксувалася в таблиці, в яку вносили відповідні показники калібрувального термометра.

Для спрощення перерахунків отримані дані калібрування було перераховано з отриманням лінійної залежності:

$$t = aU - b, \quad (3.1)$$

де  $U$  – напруга на каналі термопар, мВ;

$t$  – відповідна температура, °С;

$a, b$  – коефіцієнти лінійної регресії.

### 3.2 Програма та методика досліджень

Ступінь теплоутилізації обчислювався з отриманих даних температур, згідно схеми, приведеної на рис. 3.4. Співвідношення подачі повітря в каналах визначали виходячи з подачі вентиляторів, при цьому продуктивність витяжного вентилятора була постійною, а припливного – змінювалася у межах, які відповідно складали 0,5, 1,0 та 1,5 продуктивності витяжного. Тобто

$$k = \frac{Q_v}{Q_n}, \quad (3.4)$$

де  $Q_v, Q_n$  – продуктивність витяжного (постійного) та припливного (регульованого) вентиляторів, м<sup>3</sup>/год.

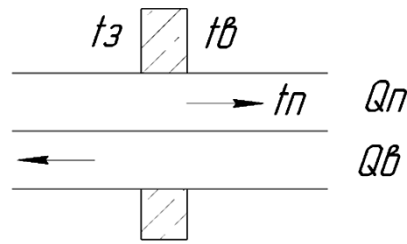


Рисунок 3.4 – Схема до визначення параметрів досліджень

Формула для обчислення ступеня теплоутилізації:

$$\lambda = \frac{100 \cdot \Delta t}{t_g} = \frac{100 \cdot (t_3 - t_n)}{t_g}, \quad (3.5)$$

де  $t_3$ ,  $t_в$  – температура внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, °C;

$t_n$  – температура на виході з рекуператора в припливному каналі, °C.

Одним з показників, який характеризує ефективність роботи осьового вентилятора в системах вентиляції є падіння тиску по проходженню повітропроводів. Згідно існуючого досвіду [12,15] падіння тиску в припливному каналі системи вентиляції, точки зору економічної ефективності, не повинно перевищувати 300 Па. Цей показник залежить від об'ємної подачі та гідравлічного опору системи. За результатами досліджень, нами буде отримано математичну модель падіння тиску в припливному каналі експериментальної установки ( $y_2$ ) від подачі вентилятора ( $x_1$ ) та довжини теплообмінника ( $x_2$ ). Експеримент проводили за аналогічною до попередньої методикою. Падіння тиску знімали за допомогою датчиків тиску MPX5100DP, встановлених до і після теплообмінника, і фіксували цифровим осцилографом, який реалізовано на основі аналого-цифрового перетворювача NI USB-6008 і персонального комп'ютера із програмним пакетом NI SignalExpress 2012.



Таблиця 3.3 – Матриця плану експерименту та рівні варіювання факторів  
(критерій оптимізації – падіння тиску)

Рівні факторів, матриця дослідів	Фактори	
	$x_1$	$x_2$
Найменування	l, мм	Q, м <sup>3</sup> /год.
Верхній рівень (+)	190	270
Основний рівень (0)	155	180
Нижній рівень (-)	120	90
Інтервал варіювання факторів	35	90

### 3.3 Результати експериментальних досліджень

#### 3.3.1 Результати експериментальних досліджень теплообміну між повітряними потоками

Для проведення дослідження і аналізу теплообміну між повітряними потоками в полімерному перехресному теплообміннику при негативних температурах усередині в каналах використовувалися як термопари, установлені на стінки каналів, так і виконувалося пряме зондування температур повітря в каналах за допомогою термопари, що переміщається в них. Сигнал з термопар виводився на ПОЕМ, за умови безпосередньої реєстрації місця розташування термопари в каналі. Експерименти проводилися при витратах приточного повітря  $G_1=100\dots150$  кг/год.,  $Re_1 = 460\dots700$  і витяжного повітря  $G_2=100\dots150$  кг/год.,  $Re_2 = 700\dots1050$  при температурі приточного повітря на вході в теплообмінник  $t_{11}=-8$  °С и температурі витяжного повітря  $t_{11}=20$  °С. На рис. 3.5 представлені

результати зміни температур по довжині припливного каналу, зареєстровані в перетині «а» (5 мм від краю теплообмінника по виходу витяжного повітря), перетині «б» (у центрі), перетині «в» (5 мм від краю теплообмінника по входу витяжного повітря).

Як видно з рис. 3.5 по характеру зміни температури повітря канал може бути розділений на дві зони, зону інтенсивного теплообміну повітря до довжини каналу 30 мм і зону теплообміну, що встановився, повітря в каналі від довжини каналу 30 мм до 190 мм.

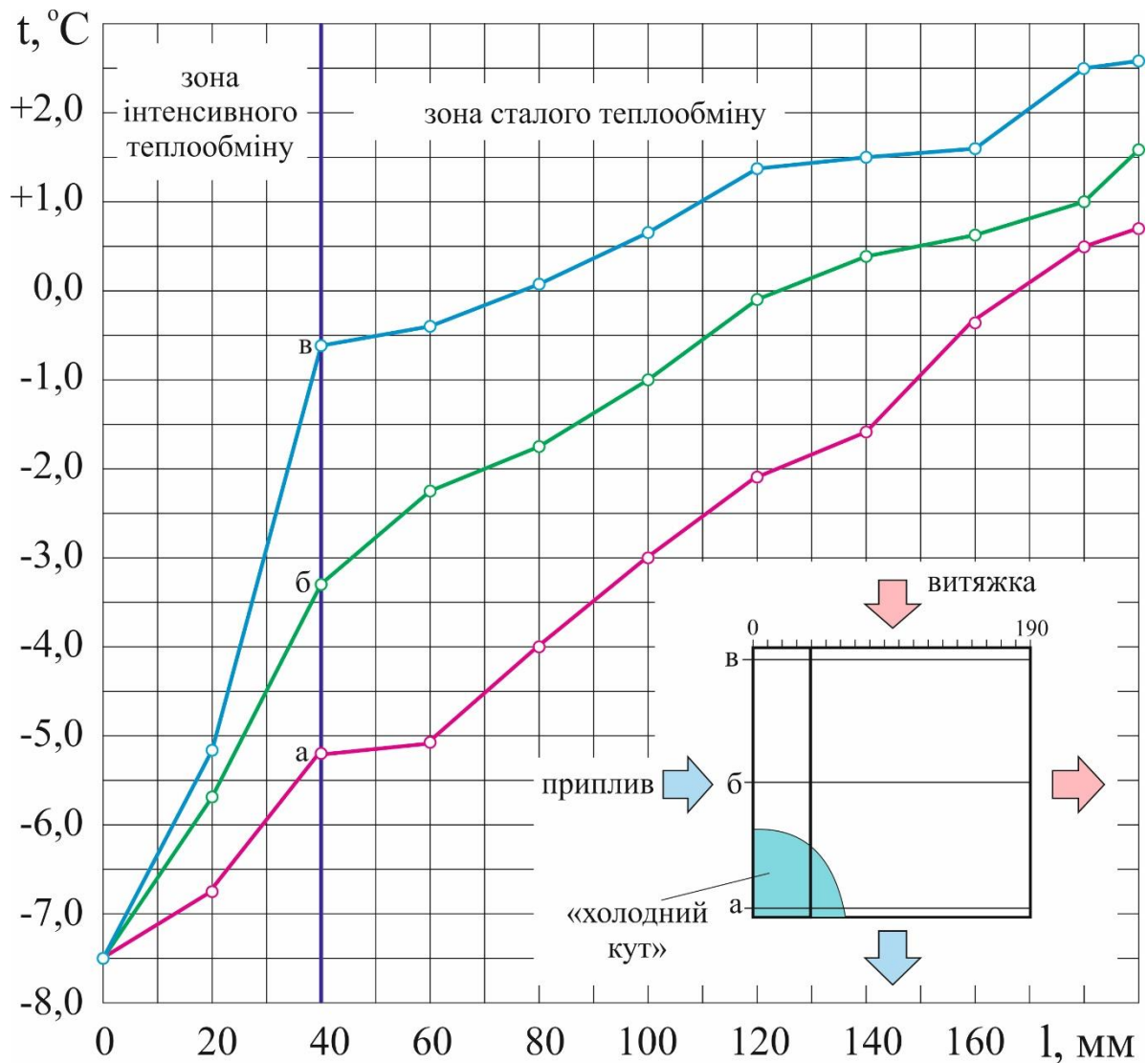


Рисунок 3.5 - Розподіл температур по перерізах каналів (напрямок виміру «а», «б», «в») приточного повітря

На рис. 3.6 представлені експериментальні результати по зміні температури у витяжному каналі теплообмінника. На вході в теплообмінник витяжне повітря має температуру  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . За рахунок контакту з холодним каналом температура витяжного повітря зменшується до  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  у зоні «холодного кута» (перетин «а»). У перерізах «б» і «в» мають місце більш високі температури на виході з каналів  $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . У витяжного «б» і «в» відбувається квазірівномірна зміна температури від температури на вході в канал до температури на виході. При цьому в зазначених перерізах температури на виході мають позитивні значення.

Зміна температури в перетині «а», що проходить через зону «холодного кута» має місце різке її зниження й досягає мінімальної негативної температури.

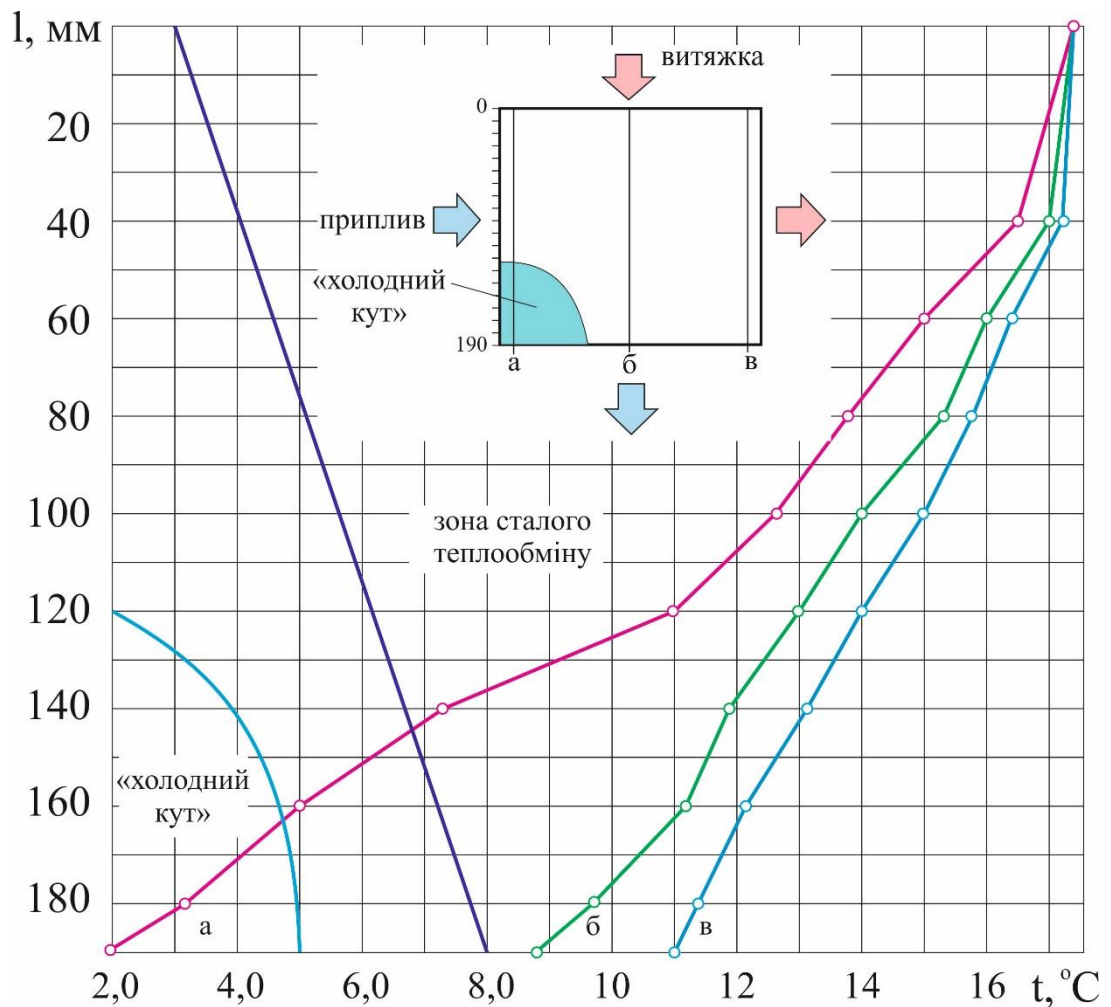


Рисунок 3.6 - Розподіл температур по перетинах каналів (напрямок виміру «а», «б», «в») витяжного повітря

У цьому випадку зміна температурного поля в каналі витяжного повітря практично має дві зони, зону рівномірного зменшення температур і зону «холодного кута» для перерізу «а». Саме в зоні «холодного кута» є найбільша ймовірність утворення конденсованої фази вологи витяжного повітря з можливістю її подальшого заморожування. Процес заморожування буде відбуватися за умови, якщо температура стінки каналу буде нижче температури заморожування конденсуємої фази вологи у витяжному повітрі.

Область «холодного кута» є геометричним місцем розташування зонального автономного нагрівача для виключення заморожування вологи і підтримки процесу безперервної конденсації в рідкому стані, з подальшим її стіканням під дією гравітаційних сил до нижнього кута теплообмінника і остаточним видаленням її. Тому що конденсат насичений різними шкідливими домішками, розчинених у ньому газів, то його видалення забезпечує ефективне очищення повітря виробничого приміщення.

### **3.3.2 Ступінь теплоутилізації та падіння тиску**

Факторами експерименту були обрані довжина теплообмінника ( $x_1$ ) та співвідношення подачі повітря в каналах ( $x_2$ ). Досліджуваний критерій – ступінь теплоутилізації ( $y$ ).

Згідно методики, наведеної в п. 3.3, було проведено 9 замірів з трикратною повторюваністю. Контрольовані показники – температура зовні приміщення та температура на вході припливного каналу в приміщенні. Температура всередині приміщення – фіксована, на період проведення досліджень – 19...20°C. Відносна вологість повітря – 62%. Випробування проводили в період з 15.01 по 19.01.2018 р. в лабораторії кафедри механізації виробничих процесів у тваринництві. Температура зовнішнього повітря коливалася в межах - 6...7°C. Відносна вологість зовнішнього повітря складала 87...88 %.

Результати замірів було зафіксовано в таблиці (додаток А), після чого від натуральних показників значень температури за формулою (3.5) визначали ступінь теплоутилізації. Зміна продуктивності регульованого вентилятора проводилась шляхом зміни його напруги живлення.

За результатами експерименту було проведено розрахунок ступеня теплоутилізації  $\lambda$  та створено математичну модель впливу досліджуваних факторів.

Отримана математична модель впливу досліджуваних факторів на ступінь теплоутилізації мала вигляд:

$$y_1 = 31,6 + 5,33x_1 - 0,83x_1^2 - 2,66x_2 + 0,37x_2^2 - 1,8x_1x_2 + 0,28x_1x_2^2 - 0,178x_1^2x_2 - 0,031x_1^2x_2^2. \quad (3.7)$$

На основі цього рівняння регресії (3.7) прийме вигляд

$$y_1 = 31,6 + 5,33x_1 - 0,83x_1^2 - 2,66x_2 + 0,37x_2^2 - 1,8x_1x_2. \quad (3.8)$$

У розкодованому вигляді модель (3.8) має вигляд

$$\lambda = 31,27 + 2,18l - 0,419l^2 - 1,82k + 0,843k^2 - 0,056lk. \quad (3.9)$$

де  $\lambda$  – ступінь теплоутилізації, %;

$l$  – довжина теплообмінника, мм;

$k$  – співвідношення подачі повітря в каналах.

Графічну інтерпретацію отриманої моделі приведено на рис. 3.7.

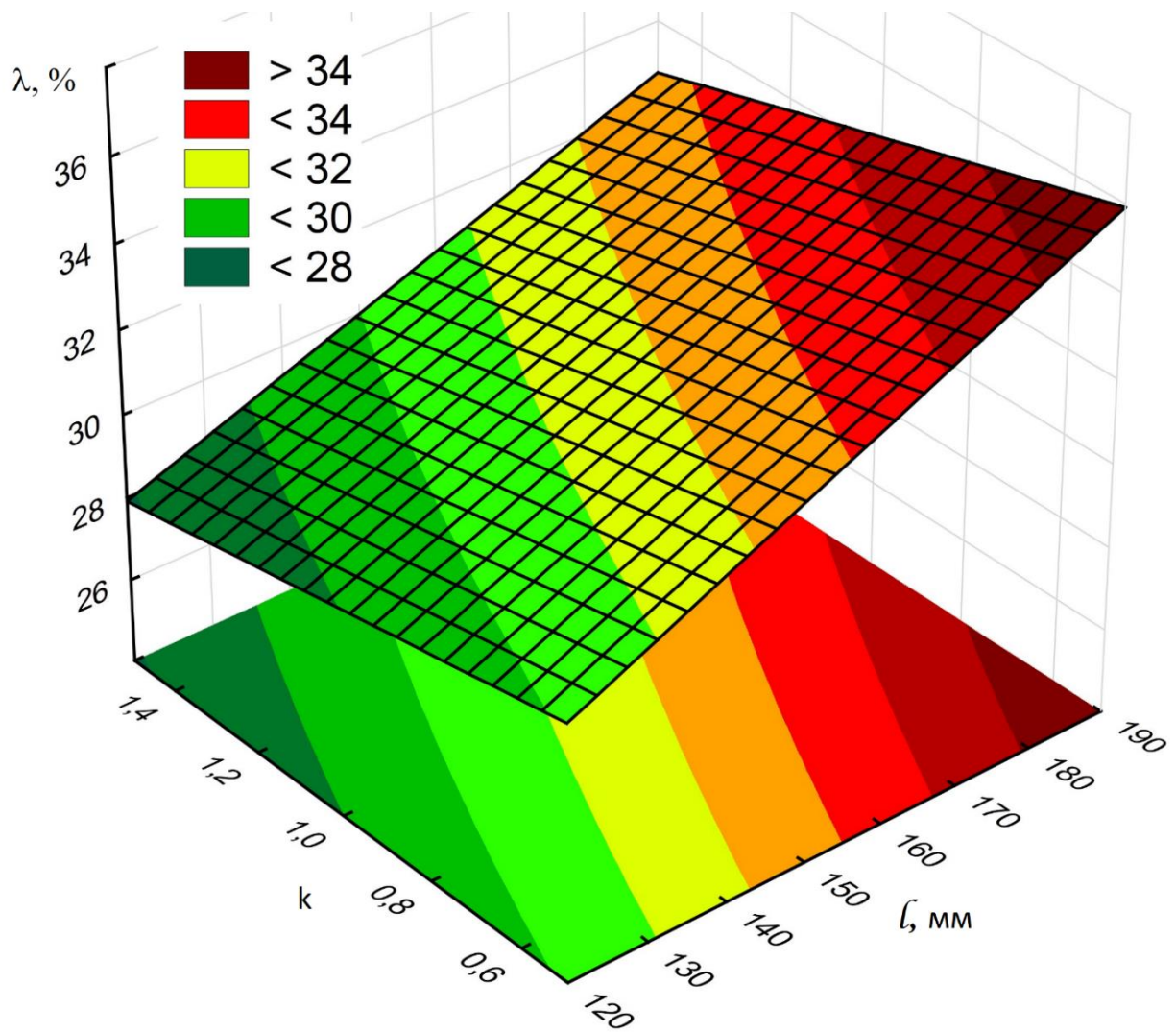


Рисунок 3.7 - Залежність ступеня теплоутилізації  $\lambda$  від співвідношення продуктивності вентиляторів  $k$  та довжини теплообмінника  $l$

Аналізуючи отриману залежність можна сказати, що в досліджуваному діапазоні факторів ступінь теплоутилізації знаходиться в межах 28...36 %. При цьому спостерігається значний вплив довжини теплообмінника. Співвідношення продуктивності вентиляторів впливає не так інтенсивно, але при найбільшій довжині теплообмінника його збільшення призводить до зменшення ефективності процесу на 2,5 % - з 36 до 33,5 %. В цілому можна сказати, що подовження теплообмінника та уповільнення потоку припливного вентилятора призводить до збільшення ступеню теплоутилізації, що цілком закономірно.

Визначальним показником, який характеризує ефективність роботи осьового вентилятора в системах вентиляції є падіння тиску по проходженню повітропроводів. Згідно існуючого досвіду [12,15] падіння тиску в припливному каналі системи вентиляції, точки зору економічної ефективності, не повинно перевищувати 300 Па. Цей показник залежить від об'ємної подачі та гідравлічного опору системи. За результатами досліджень, нами отримано математичну падіння тиску в припливному каналі експериментальної установки ( $y_2$ ) від подачі вентилятора ( $x_1$ ) та довжини теплообмінника ( $x_2$ ). Експеримент проводили за аналогічною до попередньої методикою.

Отримана математична модель впливу досліджуваних факторів на падіння тиску в припливному каналі мала вигляд:

$$y_2 = 258,22 + 92,66x_1 - 11,13x_1^2 - 32,33x_2 - 0,833x_2^2 - 27,5x_1x_2 - 2,75x_1x_2^2 + 15,25x_1^2x_2 + 2,125x_1^2x_2^2. \quad (3.10)$$

За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стьюдента значущими на рівні довірчої ймовірності більше 95% є коефіцієнти при таких членах рівняння:  $x_1$ ,  $x_1^2$ ,  $x_2$ ,  $x_2^2$ ,  $x_1x_2^2$ .

На основі цього рівняння регресії (3.10) прийме вигляд

$$y_2 = 258,22 + 92,66x_1 - 11,13x_1^2 - 32,33x_2 - 0,833x_2^2 - 2,75x_1x_2^2. \quad (3.11)$$

У розкодованому вигляді модель (3.11) має вигляд

$$\Delta P = 386,71 - 11,8l + 0,045l^2 - 5,208Q + 0,0069Q^2 - 0,001lQ^2. \quad (3.12)$$

де  $\Delta P$  – падіння тиску в припливному каналі, Па;

$l$  – довжина теплообмінника, мм;

$Q$  - продуктивність регульованого вентилятора, м<sup>3</sup>/год.

Графічну інтерпретацію отриманої моделі приведено на рис. 3.8.

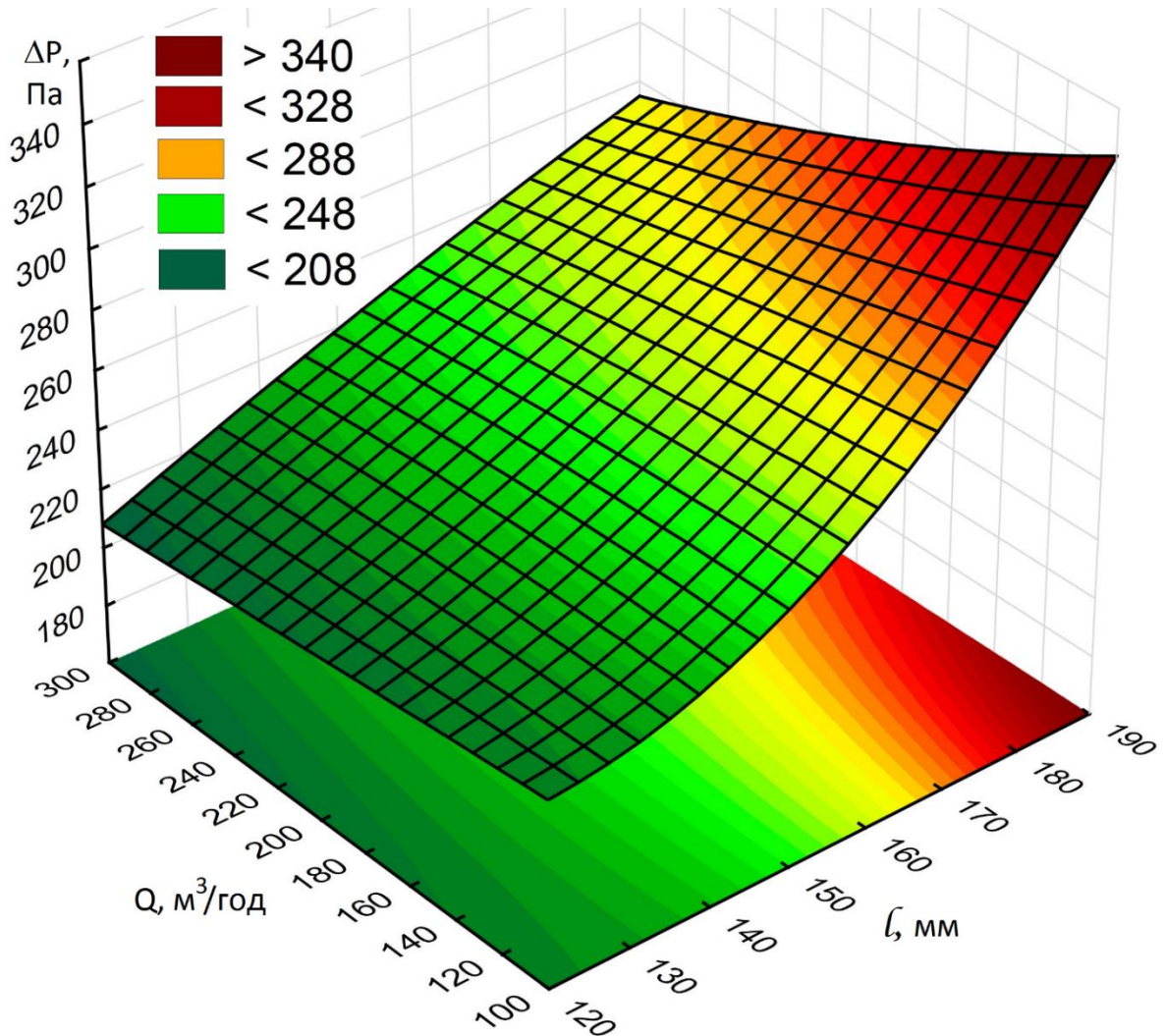


Рисунок 3.8 - Залежність падіння тиску в припливному каналі  $\Delta P$  від продуктивності регульованого вентилятора  $Q$  та довжини теплообмінника  $l$

Аналіз залежності 3.8 дає змогу стверджувати, що зі зменшенням довжини теплообмінника падіння тиску в припливному каналі зменшується, що цілком логічно. При цьому довжина теплообмінника, а, отже, і припливного каналу впливає значно інтенсивніше ніж подача вентилятора. Так в діапазоні значень довжини теплообмінника від 172 до 190 мм за мінімальної продуктивності



та до 220 м<sup>3</sup>/год., падіння тиску вище встановленого показника – 300 Па. За межами вказаного діапазону падіння тиску знаходиться в допустимих межах.

### 3.4 Висновки по розділу

Досліджений теплообмін у витяжному і припливному каналах полімерного перехресного теплообмінника. Для витяжного каналу в потоці повітря встановлені наступні температурні області:

- область рівномірного теплообміну, що визначається рівномірний розподіл температури повітря у витяжному каналі. Область рівномірно переходить в область «холодного кута».

- у припливному каналі область інтенсивного теплообміну переходить в область рівномірного теплообміну. Область рівномірного та інтенсивного теплообміну граничать із областю «холодного кута»;

- за результатами експериментальних досліджень встановлено раціональні параметри конструкції теплообмінника, а саме довжина 170 мм, при якій за продуктивності вентилятора 100...180 м<sup>3</sup>/год. буде спостерігатися максимальна теплоефективність – 30...32 %, при збереженні працездатності системи.

## 4 Охорона праці

### 4.1 Охорона праці під час проведення експериментальних досліджень теплоутилізаційної установки

Дослідження процесу теплоутилізації проводили за допомогою експериментальної установки, що включає: пластинчастий теплообмінник 6, який встановлено в блоці рекуператора 5 (рис. 4.1), припливний 3 та витяжний 2 канали з вентиляторами 7, 8, напругою живлення 220 В. Контроль температур в зонах, зазначених на рис. 4.1 здійснювали за допомогою ХА-термопар 4, сигнал з яких поступав на аналогово-цифровий перетворювач NI-6008 11, з подальшою передачею на ПЕОМ 10.

Запис сигналу здійснювали за допомогою програмного забезпечення «Power Graph 3.2». Зміну подачі регульованого вентилятора забезпечували блоком керування 9, який побудовано на основі лабораторного автотрансформатора (ЛАТР).

При роботі з експериментальною установкою на дослідника можуть діяти наступні небезпечні фактори:

- при ушкодженні ізоляції електропроводників, вилки, розетки або пробою корпусу блоку керування електродвигуном - ураження електричним струмом;
- при виходу з ладу вентиляторів – ураження елементами конструкції, що розлітаються;
- в процесі роботи установки можливе утворення конденсату на поверхні теплообмінника та його проливання на підлогу, що може призвести до її зволоження – збільшення електронебезпеки, можливість падіння оператора на підлогу;
- при роботі з ПЕОМ – підвищене навантаження на зір, електромагнітне випромінювання, сидяче положення протягом тривалого часу, перевантаження суглобів кистей, вплив комп'ютера на психічне здоров'я;

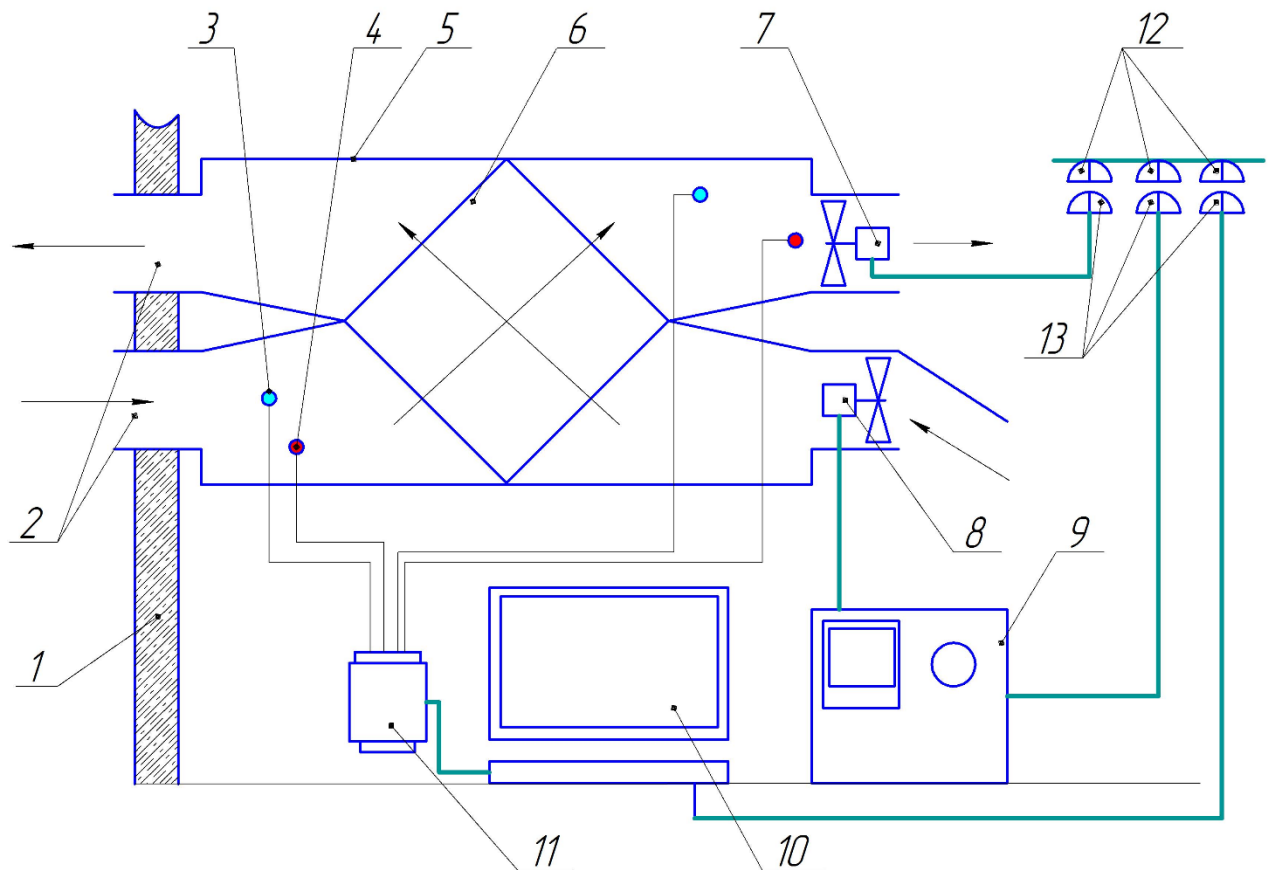


Рисунок 4.1 - Принципова схема установки для дослідження процесу теплоутилізації: 1 – стіна приміщення; 2 – витяжний канал та припливний канал; 4 - термопара; 5 – блок рекуператора; 6 - теплообмінник; 7 – припливний вентилятор 8 – регульований витяжний вентилятор; 9 – блок керування вентилятором; 10 - ПЕОМ; 11 - аналогово-цифровий перетворювач NI-6008; 12 - 4 - триполюсна електрична розетка; 13 – триполюсна вилка.

Для запобігання приведених вище небезпечних ситуацій нами передбачено:

- облаштування захисного заземлення триполюсних розеток (детальний розрахунок в п. 4.3);
- робочі колеса вентиляторів буде закрито захисними кожухами;
- для убезпечення від зволоження підлоги робоче місце дослідника обладнати гумовим килимком;

- обладнати виробничу дільницю вогнегасником.

Щодо роботи на ПЕОМ, то вона здійснюється у відповідності з санітарними нормами і правилами СанПіН 2.2.2/2.4.1340-03 «Гігієнічні вимоги до персональних електронно-обчислювальних машин та організації роботи».

#### **4.2 Охорона праці під час монтажу та експлуатації розробленої системи на підприємстві**

Рекуператор поставляється в зібраному виді за винятком вентиляторів, які поставляються окремо. Їхня установка здійснюється на місці монтажу виробу. Вентилятори підключити згідно зі схемою електроустаткування даної установки. Перевірити правильність напрямку обертання вентиляторів. Особи, що допускаються до роботи з теплообмінником, монтажу і обслуговуванню, повинні бути навчені, проінструктовані та атестовані на знання правил і норм охорони праці. Усі роботи повинні виконуватися з дотриманням вимог при проведенні монтажу, введення в експлуатацію, по експлуатації і технічному обслуговуванню. При запуску теплообмінник повинен перебувати в справному стані. Електроустаткування і вузли теплообмінника, які через порушення ізоляції можуть виявитися під напругою, повинні бути надійно заземлені. Теплообмінник вимагає періодичного технічного обслуговування. Пуск теплообмінника не повинен здійснюватися при виявленні явних неполадок.

Щодо вентиляторів, то їх потрібно надійно закріпити в корпусі. Обслуговування і ремонт вентиляторів проводити лише при відключенні їх від електромережі і повної зупинки робочого колеса. При монтажі та експлуатації вентиляторів слід дотримувати «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів», «Правил безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» та «Правил улаштування електроустановок». Не рідше одного разу в півроку проводити очищення робочого колеса, корпусу та захисного кожуха вентилятора від пилу та бруду. Очищення робити щіткою, пилососом або продуванням

стисненим повітрям. Не рідше одного разу в півроку проводити перевірку електричних контактів підключення електродвигунів. При необхідності проводити зачищення та протягання електричних контактів.

### **4.3 Висновки по розділу**

У цьому розділі ми розглянули, наскільки розроблений подрібнювач грубих кормів відповідає вимогам безпеки. Ми виявили деякі потенційні небезпеки та шкідливі фактори, які можуть впливати на оператора. Ми запропонували заходи для їх усунення, щоб зробити обладнання безпечнішим.

## 5 Економічна ефективність розробки

### 5.1 Вихідні дані

Порівнювати будемо дві технології: забезпечення мікроклімату у пташнику з використанням стандартного комплексу обладнання на основі 8 витяжних шахт, оснащених вентиляторами марки В-Ф-7,2, продуктивністю 7200 м<sup>3</sup>/год. Опалення приміщення в зимовий період - 2 повітрянагрівачі дизельні Jet Master марки P150 та проектного, оснащеного теплоутилізатором, розробленим в попередніх розділах. Вихідні дані, які необхідні для розрахунку основних економічних показників, визначені нами в розділах 2, 3, зведемо в табл. 5.1., розрахунки проведемо за методикою [18].

Таблиця 5.1 - Вихідні дані до розрахунку економічних показників

Вихідні дані	Варіанти	
	базовий	проектний
1. Вартість комплексу обладнання, грн.	356000	446000
2. Потужність вентиляційного обладнання, кВт	8,8	10,8
3. Обслуговуючий персонал, люд	1	1
4. Завантаженість обслуговуючого персоналу	0,1	0,1
5. Час роботи обладнання на добу, год.	8,3	8,3
6. Річні витрати палива на опалення, кг	7830,3	5724,8
7. Річні витрати електроенергії на вентиляцію, кВт·год.	15484,5	19003,68
8. Річний об'єм робіт (за рік у 1 приміщенні), тис. гол.	110	110

## 5.2 Питомі експлуатаційні витрати

«Питомі експлуатаційні витрати розрахуємо за виразом

$$B = B_3 + B_a + B_r + B_e, \text{ грн./тис. гол.} \quad (5.1)$$

де  $B_3$  – питомі експлуатаційні витрати на виплату обслуговуючому персоналу заробітної плати, грн./тис. гол;

$B_a$  – питомі амортизаційні відрахування, грн./тис. гол;

$B_r$  – питомі витрати на ремонт і технічне обслуговування обладнання, грн./тис. гол.;

$B_e$  – питомі витрати на електроенергію, грн./тис. гол.»

«Питомі експлуатаційні витрати на заробітну плату визначимо з виразу

$$B_3 = \frac{n \cdot t \cdot k \cdot m \cdot f \cdot \delta \cdot D}{P}, \text{ грн./гол} \quad (5.2)$$

де  $n$  – чисельність обслуговуючого персоналу, люд. Табл. 5.1 для базового  $n_6 = 1$ , для проектного  $n_n = 1$ ;

$t$  – тривалість зміни, год.  $t = 8$  год;

$k$  – завантаженість працівника протягом зміни;

$m$  – кількість робочих змін на добу,  $m = 1$ ;

$f$  – годинна тарифна ставка одного працівника, грн./год. Приймаємо  $f = 18,34$  грн./год.;

$\delta = 1,22$  – коефіцієнт нарахування на заробітну плату;

$D = 365$  діб – тривалість року;

$P = 110$  тис. гол./рік для обох варіантів.»

«Тоді за формулою (5.2) за варіантами маємо

$$\text{базовий, проектний } B_{з.в} = \frac{1 \cdot 80,11 \cdot 18,341,22 \cdot 365}{110} = 593,95 \text{ грн./тис. гол.};$$

Питомі амортизаційні відрахування підраховуємо за формулою

$$B_a = \frac{C \cdot \alpha}{100 \cdot P}, \text{ грн./тис. гол.} \quad (5.7)$$

де  $C$  – балансова вартість машин та обладнання, грн. За табл. 5.1 для базового варіанту  $C_b=356000$  грн., для проектного  $C_n=446000$  грн.;

$\alpha$  – нормований коефіцієнт відрахувань на амортизацію машин та обладнання, %. На даний час для вентиляційно-опалювальних систем  $\alpha=9\%$ .»

«Тоді за формулою (5.3) маємо за варіантами

$$\text{базовий } B_{a.в} = \frac{356000 \cdot 9}{100 \cdot 110} = 291,27 \text{ грн./тис. гол.};$$

$$\text{проектний } B_{a.н} = \frac{446000 \cdot 9}{100 \cdot 110} = 364,90 \text{ грн./тис. гол.}.$$

Питомі відрахування на ремонт і технічне обслуговування техніки обчислюють за виразом

$$B_m = \frac{C \cdot \beta}{100 \cdot P}, \text{ грн./тис. гол.} \quad (5.8)$$

де  $\beta$  – нормований коефіцієнт відрахувань на ремонт обладнання та машин, %. Для вентиляційно-опалювальних систем  $\beta=11\%$ .»

«Тоді з (5.4) за варіантами маємо



$$\text{базовий } B_{m.б} = \frac{356000 \cdot 11}{100 \cdot 110} = 356,00 \text{ грн./тис. гол.};$$

$$\text{проектний } B_{m.n} = \frac{446000 \cdot 11}{100 \cdot 110} = 446,00 \text{ грн./тис. гол.}$$

Питомі витрати на енергоресурси

$$B_e = \frac{E \cdot c_e + П \cdot c_{II}}{P}, \quad (5.9)$$

де E, П – річні витрати електроенергії та дизельного палива, табл. 5.1;

$c_e = 1,9$  грн./кВт·год. – вартість електроенергії;

$c_e = 26$  грн./кг – вартість дизельного палива.»

«Тоді за формулою (5.5) маємо за варіантами:

$$\text{базовий } B_{e.б} = \frac{15484,5 \cdot 1,9 + 7830,3 \cdot 26}{110} = 2118,25 \text{ грн./тис. гол.};$$

$$\text{проектний } B_{e.n} = \frac{19003,68 \cdot 1,9 + 5724,8 \cdot 26}{110} = 1681,37 \text{ грн./тис. гол.}$$

Загальні питомі експлуатаційні витрати (5.1) за варіантами складуть

базовий

$$B_n = 593,95 + 291,27 + 356,00 + 2118,24 = 3359,46 \text{ грн./тис. гол.};$$

проектний

$$B_n = 593,95 + 364,90 + 446,00 + 1681,37 = 3225,20 \text{ грн./тис. гол.}»$$

«Порівняння річних експлуатаційних витрат при впровадженні запропонованого нами варіанту забезпечення мікроклімату по приміщенню показує:

$$E_e = (B_e - B_n) \cdot P = (3359,46 - 3086,22) \cdot 110 = 30056,4 \text{ грн.} \quad (5.10)$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень знаходимо як відношення капітальних вкладень у машину до різниці річних експлуатаційних витрат по порівнюваних варіантах:

$$T = \frac{K_n - K_o}{E_e} = \frac{446000 - 356000}{30056,4} = 2,99 \text{ роки.} \quad (5.11)$$

Усі показники економічної ефективності зведемо в табл. 5.2.»

Таблиця 5.2 - Показники економічної ефективності розробки

Вихідні дані	Варіанти	
	базовий	проектний
1. Вартість комплекту обладнання, грн.	356000	446000
2. Обслуговуючий персонал, люд	1	1
3. Річні витрати палива на опалення, кг	7830,3	5724,8
4. Річні витрати електроенергії на вентиляцію, кВт·год.	15484,5	19003,68
5. Річний об'єм робіт (за рік у 1 приміщенні), тис. гол.	110	110
6. Додаткові капітальні вкладення, грн.	-	9000
7. Питомі експлуатаційні витрати, грн./ тис. гол.	3359,46	3086,22
8. Річна економія експлуатаційних витрат, грн.	-	30056,4
9. Термін окупності додаткових капітальних вкладень, роки	-	2,99

### 5.3 Висновки по розділу

Порівнюючи економічні показники обох варіантів (табл. 5.2) бачимо, що застосування (на прикладі птахівничої ферм) теплоутилізаторів у порівнянні з базовою технологією і обладнанням має значні переваги за експлуатаційними витратами за рахунок економії енергоресурсів. Строк окупності при впровадженні складе 2,99 роки, а економія річних експлуатаційних витрат становить 30056,40 грн.

## Загальні висновки

1. Проведений аналіз систем утилізації тепла відпрацьованого повітря показав відсутність експериментальних і теоретичних досліджень роботи апаратів при негативних температурах (нижче  $-10^{\circ}\text{C}$ ) при конденсації без автономних додаткових пристроїв для підігріву повітря або введенні байпаса. У ряді вентиляційних установок для утилізації тепла, що використовують рециркуляцію витяжного повітря не дається повного теоретичного обґрунтування енергозберігаючих характеристик процесів повітро-, волого- і теплообміну, що підтверджують дотримання нормативних параметрів мікроклімату у тваринницьких приміщеннях.

2. Виявлені теоретичні залежності для складання теплового балансу і проведений розрахунки пластинчастого перехресноточного теплообмінного апарата на базі стільникового полімеру за умови відсутності і наявності конденсації вологи витяжного повітря на робочих поверхнях теплообміну. Складена комп'ютерна програма в системі Excel для розрахунків теплообмінника. Розбіжність експериментальних і розрахункових даних при визначенні робочої поверхні апарата склала не більш 10 %.

3. Визначено програму та методику експериментальних досліджень. Досліджений теплообмін у витяжному і припливному каналах полімерного перехресного теплообмінника. Для витяжного каналу в потоці повітря встановлені наступні температурні області:

- область рівномірного теплообміну, що визначається рівномірний розподіл температури повітря у витяжному каналі. Область рівномірно переходить в область «холодного кута».

- у припливному каналі область інтенсивного теплообміну переходить в область рівномірного теплообміну. Область рівномірного і інтенсивного теплообміну граничать із областю «холодного кута»;

- за результатами експериментальних досліджень встановлено раціональні параметри конструкції теплообмінника, а саме довжина 170 мм, при якій

за продуктивності вентилятора 100...180 м<sup>3</sup>/год. буде спостерігатися максимальна теплоефективність – 30...32 %, при збереженні працездатності системи.

4. Розроблено заходи з охорони праці при роботі з проектною системою рекуперації. Для зазначеної системи проведено проектування заходів з електробезпеки, в т.ч. розраховано захисне заземлення.

5. Порівнюючи економічні показники обох варіантів бачимо, що застосування (на прикладі птахівничої ферм) теплоутилізаторів у порівнянні з базовою технологією і обладнанням має значні переваги за експлуатаційними витратами за рахунок економії енергоресурсів. Строк окупності при впровадженні складе 2,99 роки, а економія річних експлуатаційних витрат становить 30056,40 грн.

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. Гарасим Д.І. Оцінювання систем кондиціювання повітря чистих приміщень за діаграмою Грассмана / Гарасим Д.І., Лабай В.Й. // Строитель- 197 ство, материаловедение, машиностроение: Сб. науч. трудов. Вып. № 76. – Дн-вск: ПГАСА, 2014. – С. 95–100.
2. Гарасим Д.І. Оцінювання систем кондиціювання повітря чистих приміщень за діаграмою Грассмана / Гарасим Д.І., Лабай В.Й. // Программа II-й международной научно-практической интернет-конференции «Энергетика, экология, компьютерные технологии в строительстве», Днепропетровск, 2014 (28-29 октября). – Дн-вск: ПГАСА, 2014.
3. Залежність ексергетичного ККД системи кондиціювання повітря чистого приміщення від коефіцієнта трансформації холодильної машини / Д.І.Гарасим, В.Й. Лабай // Збірник науково-технічних праць: Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення. – Рівне: НУВГП. – 2015. – С. 12–14.
4. Залежність ексергетичного ККД системи кондиціювання повітря чистого приміщення від коефіцієнта трансформації холодильної машини / Д.І.Гарасим, В.Й. Лабай // Програма міжнародної науковотехнічної конференції «Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення», Рівне, 2015 (11-13 березня). – Рівне: НУВГП, 2015, с. 14.
5. Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціювання повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Еколого-енергетичні проблеми сучасності / Збірка наукових праць XV Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2015 р. – Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 149–151.
6. Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціювання повітря чистого приміщення / Д.І. Гарасим,

В.Й. Лабай // Збірка тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів: «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 78–79. 198

7. Ексергетична діаграма Грассмана для системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат (тези) / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології / Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції (11-12 вересня). – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 18–19.

8. Залежність ексергетичного ККД систем кондиціонування повітря від внутрішньої температури в чистих приміщеннях / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Вісник НУ «Львівська політехніка», № 823: «Теорія і практика будівництва», 2015. – С. 69–75.

9. Енергозбереження в системі кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 8. Відповідальний редактор П.М. Куліков. – К.: КНУБА, 2016. – С. 72–77.

10. Енергозбереження в системі кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Робоча програма та тези доповідей Шостої міжнародної конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2016 (13-15 квітня). – Київ: КНУБА, 2016. – С. 8, 31-32.

11. Енергозбереження в енергетиці та технологіях: Енергозбереження в низькотемпературних процесах і технологіях. / А.Б. Гаряєв, О.Л. Данілов, О.Л. Єфімов та ін. – М.: Видавництво МЭИ, 2002. – 48 с.

12. Задоянний О.В. Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд / О.В. Задоянний // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. (Відповідальний редактор Е.С. Малкін). – К.: КНУБА, 2014. – Вип. 17. – С. 3–9.

13. Задоянний О.В. Діаграма потоків ексергії вологого повітря для систем кондиціонування повітря / О.В. Задоянний, Ю.М. Євдокименко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. (Відповідальний редактор Е.С. Малкін). – К.: КНУБА, 2015. – Вип. 18. – С. 3–15.
14. Лабай В.Й. Енергетичний та ексергетичний баланси барабанної сушарки для цукру-піску / В.Й. Лабай, Я.М. Ханик // Науковий вісник: зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ, 2004. – Вип. 14.7. – С. 340–346.
15. Лабай В.Й. Енергоощадні співвідношення між витратами повітря на випарнику і конденсаторі split-кондиціонерів / В.Й. Лабай // XII International Scientific Conference „Current Issues of Civil and Environmental Engineering” Rzeszów-Lviv-Košice, Rzeszów, Poland, 2009 (17-19 September). Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej NR 267, Budownictwo i inżynieria środowiska, z. 55. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2009. – S. 21–26.
16. Baehr H.D. Ein Exergie-Entropie-Diagramm für Luft / H.D. Baehr // Chem.- Ing.-Techn. – 1961. – 33, № 5. – S. 335–338. 76. Baehr H.D. Definition und Berechnung von Brennstoffexergien / H.D. Baehr, E.F. Schmidt // Brennst.-Wärme-Kraft. – 1963. – 15, № 8. – S. 375–381.
17. Bes T. Egzergia w procesach ogrzewania, klimatyzacji i suszenia / T. Bes // Energetyka Przemysłowa. – 1962. – 10, № 11. – S. 388–392.
18. Bock H. Über den Wirkungsgrad in der Klimatechnik / H. Bock // Allg. Wärmetechnik. – 1957. – 8, № 5/6. – S. 105–124.
19. Bosnjakovič F. Kampf den Nichtumkehrbarkeiten / F. Bosnjakovič // Arch. Wärmewirtsch. – 1938. – 19, № 1. – S. 1–2.
20. Bosnjakovič F. Güte vom Wärmeanlagen und die Leistungsregeln / F. Bosnjakovič // Tech. Mitt. Essen. – 1939. – 32, № 15. – S. 439–445.
21. Brauer M. Die Bedeutung der Exergie für die thermodynamische Untersuchung des Nochofenverfahrens / M. Brauer, R. Jeschar // Archiv für das Eisenhüttenwesen. – 1963. – 34, № 1. – S. 9–16.
22. Brudges E.A. Available energy and the second law analysis / E.A. Brudges. – London: Butterworths, 1959. – 243 p.



23. Darrieus G. Définition due rendement thermodynamique des turbines a vapeur / G. Darrieus // Rev. gén. electricité. – 1930. – 27, № 25. – P. 963–968. 204

24. Darrieus G. L'évolution des centrales thermiques et la notion d'énergie utilisable / G. Darrieus // Sci. et Ind. – 1931. – 15, № 206. – P. 122–126.

25. Elsner N. Zu den Problemen der Nichtumkehrbarkeiten bei Thermodynamischen Prozessen / N. Elsner, W. Fratzscher // Energietechnik. – 1958. – 8, № 8. – S. 345–349; № 12. – S. 560–565.