



УДК 697.921.4

DOI: 10.37128/2520-6168-2020-1-16

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРИТРУБНОГО РЕКУПЕРАТОРА**

**Яропуд Віталій Миколайович**, к.т.н., доцент  
Вінницький національний аграрний університет

**V. Yaropud**, PhD, associate professor  
Vinnytsia National Agrarian University

*Вітчизняними і зарубіжними ученими за останні роки виконана значна кількість наукових досліджень по біологічному обґрунтуванню оптимальних поєднань параметрів мікроклімату, необхідних для нормального розвитку тварин. Проте, результати досліджень не дають можливості однозначно вказати оптимальні параметри для різних видів тварин з урахуванням їх віку, статі, маси і рівня годування. Поки можна вказати досить широкі межі зміни температури і відносної вологості повітря, при яких продуктивність максимальна, а техніко-економічна ефективність приблизно однакова.*

*Забезпечення нормативних параметрів мікроклімату у тваринницьких приміщеннях пов'язано зі значними затратами електричної та теплової енергії, що становить близько 17% коштів виробників. Для створення мікроклімату в тваринницьких приміщеннях виходячи з вказаних технологічних параметрів і проведеного аналізу конструктивних особливостей рекуператорів запропоновано дві конструктивно-технологічні схеми тритрубного рекуператора, котрі відрізняються напрямками руху потоків повітря.*

*Мета досліджень полягає в підвищенні ефективності технологічного процесу функціонування тритрубного рекуператора для тваринницьких приміщень шляхом обґрунтування його конструктивно-режимних параметрів. За результатами теоретичних досліджень пневматичних втрат в тритрубному рекуператорі встановлені залежності втрат тиску і потужності від довжини повітропроводу тритрубного рекуператора, радіуса зовнішнього повітропроводу і об'ємних витрат повітря.*

*В результаті теоретичних досліджень розроблено математичну модель процесу передачі теплоти у тритрубному рекуператорі із врахуванням конденсації в ньому, котра дозволяє встановити розподіл температур повітряних потоків за його довжиною і його тепловою потужністю. Результати теоретичних досліджень процесу передачі теплоти в конструктивно-технологічних схемах тритрубного рекуператора із протитоком і прямотоком показали, що варіант із протитоком є більш ефективним. Оптимізація результатів теоретичних досліджень дозволила визначити залежності конструктивних параметрів тритрубного рекуператора від об'ємних витрат повітря, за умови найбільшої корисної теплової потужності.*

**Ключові слова:** клімат, приміщення, рекуператор, оптимізація, параметри.

**Ф. 5. Рис. 5. Літ. 12.**

---

**1. Постановка проблеми**

Розвиток ефективного тваринництва можливий лише за умови створення і підтримання нормативного мікроклімату в тваринницьких приміщеннях. Мікроклімат (внутрішній клімат) приміщення - клімат обмеженого простору, що включає сукупність наступних факторів середовища: температури, вологості, руху (швидкості руху) і охолоджуючої здатності повітря, освітленості, рівня шуму, кількості зважених в повітрі частинок пилу і мікроорганізмів, газового складу повітря [1].

Допускається утримання тварин в умовах, що відповідають зоогігієнічним і ветеринарно-санітарним вимогам, з урахуванням їх біологічних особливостей, в залежності від виду, віку, фізіологічного стану і виробничого призначення, також як і повноцінне нормоване годування, є основою підвищення їх продуктивності, зниження захворюваності [2]. Відхилення параметрів мікроклімату в тваринницьких приміщеннях від встановлених меж призводить до зниження надоїв на 10-12%, зменшення приросту живої маси на 20-22%, збільшення відходу молодняку до 15-19%, зниження продуктивності птиці на 30-32%, скорочення терміну служби тварин на 15-18%, збільшення витрат кормів і праці на одиницю продукції, зменшення втрічі тривалості експлуатації



тваринницьких будівель і зростанню витрат на ремонт технологічного обладнання, крім того впливатиме на здоров'я і на продуктивність праці людей [3].

Фахівці вважають, що продуктивність сільськогосподарських тварин і птиці на 20% залежить від породних якостей, на 45-48% - від якості кормів і на 20-24% - від умов утримання, в тому числі і від мікроклімату [4]. Забезпечення ж необхідного мікроклімату в сучасних тваринницьких комплексах і фермах пов'язано зі значними енергетичними затратами, їх питома вага в собівартості, наприклад, однієї тонни свинини, досягає 20-25% [5]. А на молочних комплексах і фермах на підігрів припливного повітря в зимовий період року, витрачається до 48% теплової енергії, яка споживається за рік, а на привід вентиляторів - до 50% річної спожитої електроенергії [5].

Звідси випливає, що існуючі типові опалювально-вентиляційні системи тваринницьких приміщень мають цілу низку недоліків. По-перше, велика енергоємність технологічного процесу. Наприклад, для підтримання нормативного мікроклімату в комплексах на 108 тис. свиней при діючих нормах повітрообміну взимку вимагається 11-15 тис. кВт·год [5]. По-друге, своїми викидами забруднюють навколишнє середовище. Наприклад, витяжна вентиляція свиногокомплексу на 108 тис. гол. викидає за одну годину в атмосферу 1,5 млрд. мікробних тіл, 159,0 кг  $\text{NH}_3$ , 14,5 кг  $\text{H}_2\text{S}$  і, причому, одна частина цих викидів знову повертається в приміщення припливною вентиляцією, а інша, поширюється в атмосфері та створює несприятливі умови для здоров'я навколишнього населення [4].

Разом з цим слід зазначити, що на промислових підприємствах завдяки впровадженню потужних систем вентиляції, кондиціонування повітря виробничих приміщень і ряду інших санітарно-гігієнічних прийомів, вдається нормалізувати мікроклімат і знизити до нормативних значень вміст в повітрі пилу, мікрофлори, шкідливих газів:  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$  та ін.. Цього поки не вдалося в повній мірі здійснити на тваринницьких комплексах і фермах.

Одним із шляхів істотного поліпшення опалювально-вентиляційних систем тваринницьких приміщень є застосування рекуперативних систем повітря. В даний час в зазначеному напрямку розробляється технологія створення нормативного мікроклімату.

---

## 2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

---

Огляд результатів досліджень впливу параметрів мікроклімату на фізіологічний стан тварин показав, що на їх продуктивність суттєво впливає температура повітря та повітрообмін в приміщенні для їх утримання [6]. З енергетичної точки зору для забезпечення найбільшої продуктивності тварин, температуру повітря і повітрообмін в тваринницьких приміщеннях доцільно забезпечити рекуперативними теплоутилізаторами. Це дозволить економити енергію, яка необхідна для нагрівання повітря в приміщеннях.

В нашій країні і за кордоном через зростання цін на усі види палива з'являється зростаючий інтерес сільськогосподарського виробництва до енергозбережних технологій. В першу чергу це відноситься до процесу утилізації теплоти вентиляційних викидів. У Швейцарії і ФРН в 80 і 90-х роках були проведені випробування рекуперативного утилізатора, що виготовляється фірмою Rheinisch, Westfälisches Elektrizitätswerk, теплопередаючі поверхні виконані зі скла, якому властива легкість очищення, стійкість до корозії і невисока вартість, і їх очищення від пилу виконується за допомогою форсунок, які вимикаються за заданою програмою. Отримали наступні результати випробувань: застосування теплообмінника - утилізатора у свинарнику-маточнику на 220 голів дозволило зменшити витрати на опалювання в два рази [7].

Технологічною задачею підвищення ефективності повітряних теплоутилізаторів займалися такі вчені, як, Ю.В. Герасимчук, О.Ф. Довбенко, Канарейкин А.И., Шевелев А.А., Турупалов В.В., Хавин Г.Л., Batmaz E., Asuña J., Bolton D. та інші дослідники [3, 6].

Проведений аналіз результатів досліджень процесу тепломасообміну в теплоутилізаторах дав змогу стверджувати, що автори в своїх роботах в основному розглядали рух газоподібного або рідкого теплоносія без врахування явища утворення конденсату. Зокрема, в розглянутих роботах не враховувалися втрати тиску при переміщенні теплоносіїв по теплообміннику, що істотно впливає на процес масопереносу. Також, в даних роботах розглядається ламінарний режим руху теплоносіїв. Даний факт вказує на вузькі межі використання отриманих математичних моделей.

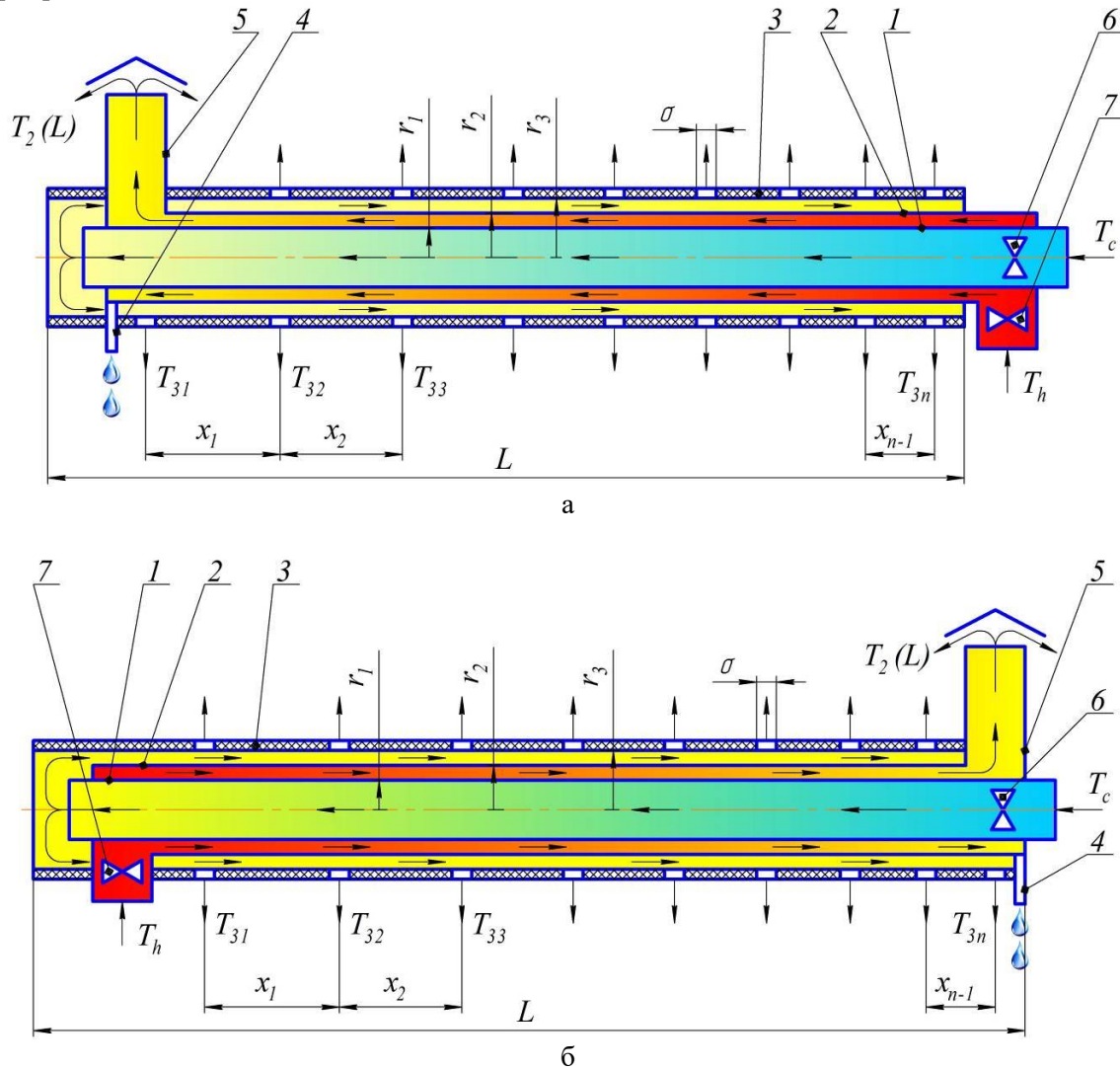
Для забезпечення мікроклімату у тваринницьких приміщеннях виходячи із проведеного аналізу відомих конструкцій теплоутилізаторів та зазначених технологічних умов [8, 9] розроблено дві конструктивно-технологічні схеми тритрубного рекуператора, які відрізняються напрямками руху потоків повітря: прямоток (Рис. 1, а) та протиток (Рис. 1, б) [10].

### 3. Мета досліджень

Підвищення ефективності технологічного процесу функціонування тритрубного рекуператора для тваринницьких приміщень шляхом обґрунтування його конструктивно-режимних параметрів.

### 4. Результати дослідження

Оскільки розроблені конструктивно-технологічні схеми тритрубного рекуператора (рис. 1) мають схожі конструктивні елементи, то пневматичні втрати, котрі виникають при проходженні повітря крізь них для обох варіантів є однаковими і згідно рисунку 2, відображається як сума всіх локальних втрат тиску на його ділянках, а також приймаючи рівність об'ємних витрат повітря в усіх повітропроводах  $V_i = V$  [11].



**Рис. 1. Технологічна схема тритрубного рекуператора з основними параметрами:**  
а – прямоток; б – протиток; 1, 2, 3 – труби; 4 – патрубок для відведення конденсату  
5 – витяжна шахта; 6 – притяжний вентилятор; 7 – витяжний вентилятор

Потужність, котра потрібна для подачі повітря через тритрубний рекуператор, визначається за даною формулою [3]

$$N_f = \frac{V}{\eta_n} \kappa_1 \frac{L}{d_1} \frac{\rho(T_1) v_1^2}{2} + \zeta_{2-3} \frac{\rho(T_1) v_1^2}{2} + \kappa_3 \frac{L}{d_3} \frac{\rho(T_3) v_3^2}{2} + \xi_{4-5} \frac{\rho(T_3) v_3^2}{2} +$$

$$+ 4\alpha \sin^2 \frac{\theta_{6-7}}{2} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2} + \kappa_2 \frac{L}{d_2} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2} + 4\alpha \sin^2 \frac{\theta_{8-9}}{2} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2} + \zeta_{9-10} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2}, \quad (1)$$

де  $L$  – довжина повітропровода, м;  $p_i$  – загальний периметр поперечного перерізу  $i$ -ого повітропровода, м: для 1-го –  $p_1 = 2\pi r_1$ , 2-го –  $p_2 = 2\pi(r_2 + r_1)$ , 3-го –  $p_3 = 2\pi(r_3 + r_2)$ ;



$\rho(T_i) = 273 \cdot \rho_{н.у.} / T_i$  - густина повітря в і-ому повітропроводі при постійному тиску, котра зв'язана з його температурою, кг/м<sup>3</sup>;  $\zeta$  - коефіцієнт місцевого опору для просторового повороту на 180° при нагнітанні;  $\rho_{н.у.}$  - густина повітря при нормальних умовах, кг/м<sup>3</sup>;  $\kappa_i = 0,11 \sqrt[4]{68/Re_i + \psi/d_i}$  - коефіцієнт опору тертя;  $v_i = V_i/A_i$  - швидкість повітря в і-ому повітропроводі, м/с;  $V_i$  - витрати повітря в і-ому повітропроводі, м<sup>3</sup>/с;  $A_i$  - площа поперечного перерізу і-ого повітропроводу, м<sup>2</sup>: для 1-ого -  $A_1 = \pi \cdot r_1^2$ , 2-ого -  $A_2 = \pi(r_2^2 + r_1^2)$ , 3-ого -  $A_3 = \pi(r_3^2 + r_2^2)$ ;  $\psi$  - шорсткість стінок повітропроводу;  $Re_i = d_i \cdot v_i \cdot \rho(T_i)/\mu$  - число Рейнольдса для повітряного потоку в і-ому повітропроводі;  $\theta$  - кут коліна;  $\alpha$  - коефіцієнт зменшення удару;  $d_i = 4A_i/p_i$  - ефективний діаметр і-ого повітропроводу, м;  $\mu$  - динамічна в'язкість повітря;  $\eta_n$  - повний ККД вентилятора;  $\xi_{4-5}$  - коефіцієнт затрат отвору.

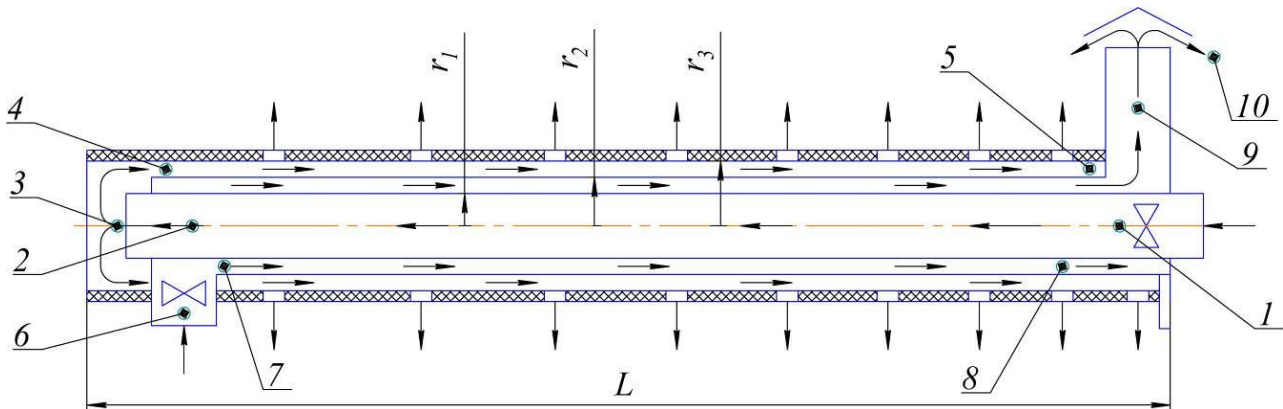


Рис. 2. Схема для визначення пневматичних втрат тритрубного рекуператора

В ході розробки математичної моделі процесу теплопередачі у тритрубному рекуператорі необхідно прийняти наступні припущення: процес передачі теплоти через стінки повітропроводів проходить тільки по їх товщині; процес передачі теплоти через стінки повітропроводів проходить миттєво; враховуючи теплоізоляцію зовнішньої труби процес передачі теплоти через стінку відсутній; зважаючи на незначну зміну тиску потоку повітря ( $\Delta p = 10-200$  Па) при його русі по повітропроводу термодинамічний процес системи розглядаємо як ізобарний; в першому наближенні процес передачі теплоти розглядаємо без врахування конденсації з наступним коректуванням отриманих значень; повітряний потік в усіх повітропроводах є однорідним та ізотропним.

Для дослідження процесу теплопередачі у тритрубному рекуператорі створено розрахункову схему (рис. 3).

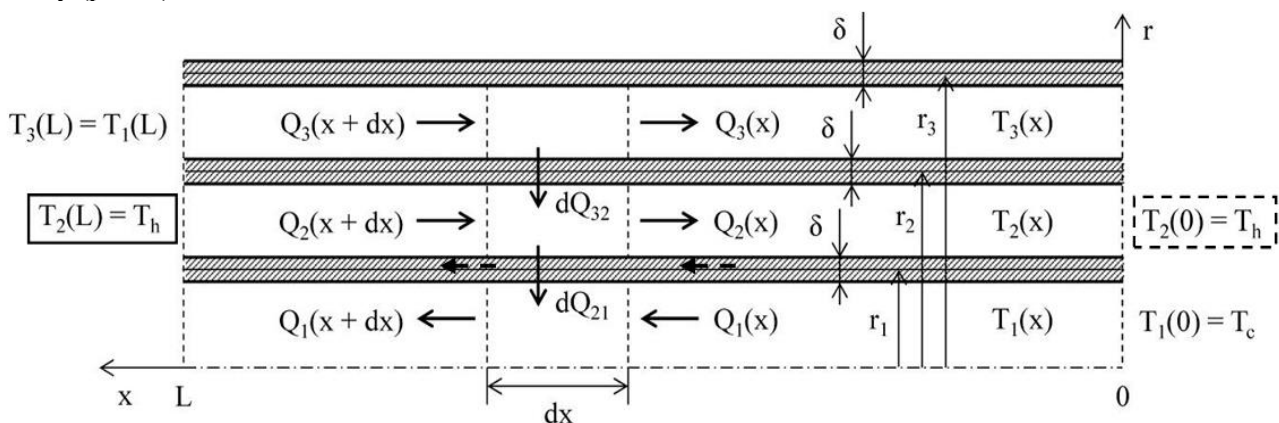


Рис. 3. Схема для визначення процесу передачі теплоти в тритрубному рекуператорі: прямоток (пунктирна лінія) і протиток (суцільна лінія)

В якості осі  $Ox$  приймаємо вісь тритрубного рекуператора із початком координат у центрі торцевого перерізу. У першому наближенні процес теплопередачі в рекуператорі розглядаємо без врахування явища конденсації. Враховуючи закон збереження енергії для ділянки рекуператора  $dx$  отримуємо такі тотожності (верхній знак для протитоку, нижній для прямотоку) [3]:





$$\begin{cases} \dot{Q}_1(x+dx) - \dot{Q}_1(x) - d\dot{Q}_{21}(x) = 0, \\ \mp(\dot{Q}_2(x+dx) - \dot{Q}_2(x)) + d\dot{Q}_{21}(x) - d\dot{Q}_{32}(x) = 0, \\ \dot{Q}_3(x+dx) - \dot{Q}_3(x) - d\dot{Q}_{32}(x) = 0, \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} \dot{m}_1 C_p dT_1(x) - \pi K_1 (T_2(x) - T_1(x)) dx = 0, \\ \mp \dot{m}_2 C_p dT_2(x) + \pi K_1 (T_2(x) - T_1(x)) dx - \pi K_2 (T_3(x) - T_2(x)) dx = 0, \\ \dot{m}_3 C_p dT_3(x) - \pi K_2 (T_3(x) - T_2(x)) dx = 0, \end{cases}$$

(2)

де  $x$  - координата, м;  $i, j$  - номер повітропроводу;  $\dot{m}_i = V_i \cdot \rho(T_i)$  - масові витрати повітря в  $i$ -ому повітропроводі, кг/с;  $Nu_i = 0,018 \cdot Re_i^{0,8}$  - число Нуссельта для повітряного потоку.  $T_i$  - температура потоку повітря в  $i$ -ому повітропроводі, К;  $\dot{Q}$  - тепловий потік, Вт;  $\dot{Q}_{ij}$  - тепловий потік через стінку повітропроводу, Дж/с;  $r_i$  - радіус  $i$ -ого повітропроводу, м;  $K_i = ((\alpha_i(2r_i - \delta))^{-1} + (\alpha_i(2r_i + \delta))^{-1} + \lg((2r_i + \delta)/(2r_i - \delta))/(2\lambda))^{-1}$  - лінійний коефіцієнт передачі теплоти, Вт/(м·К);  $\alpha_i = \lambda \cdot Nu_i / d_i$  - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $C_p$  - питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К);  $\delta$  - товщина стінки повітропроводу, м;  $\lambda$  - питома теплопровідність стінки повітропроводу, Вт/(м·К).

Як видно з рисунку 3 для системи диференціальних рівнянь (2) граничними умовами є

$$\text{- для протитоку: } \begin{cases} T_1(0) = T_c, \\ T_2(L) = T_h, \\ T_1(L) = T_3(L); \end{cases}$$

(3)

$$\text{- для прямотоку: } \begin{cases} T_1(0) = T_c, \\ T_2(0) = T_h, \\ T_1(L) = T_3(L), \end{cases}$$

де  $L$  - довжина повітропроводу, м;  $T_c$  - температура на вході 1-ого повітропроводу, К;  $T_h$  - температура на вході 2-ого повітропроводу, К.

Розв'язок диференціальних рівнянь (2) разом з умовами на границях (3) проведено в програмі Mathematica, котра використовує метод найменших квадратів. Отриманий розв'язок дозволяє отримати розподіл температури повітряних потоків по всій довжині рекуператора.

Для урахування явища конденсації під час роботи тритрубного рекуператора визначили температуру при якій починає відбуватися точка роси, котра визначалася за загальновідомою формулою, згідно досліджень Бурцева С.І.

Проведений аналіз отриманих результатів системи диференціальних рівнянь (2) показує, що конденсат утворюється в 2-ому повітропроводі. Розв'язуючи рівняння  $T_2(x_T) = T_s(T_h, W)$  встановлюємо значення  $x_T$  при якому припиняється явище конденсування в 2-му повітропроводі. Враховуючи дослідження [12] тепловий потік, котрий виникає за рахунок утворення градієнта температури по довжині 2-го повітропроводу з врахуванням конденсату визначається за наступною формулою [11]:  $d\dot{Q}_2(x) = \dot{Q}_2(x+dx) - \dot{Q}_2(x) = (1 + x_T/L) \dot{m}_2 C_p dT_2(x)$ . Підставляючи отримані значення в формулу (2) отримуємо систему диференціальних рівнянь процесу теплопередачі в тритрубному рекуператорі з врахуванням явища конденсації:

$$\begin{cases} \dot{m}_1 C_p dT_1(x)/dx - \pi K_1 (T_2(x) - T_1(x)) = 0, \\ \mp (1 + x_T/L) \dot{m}_2 C_p dT_2(x)/dx + \pi K_1 (T_2(x) - T_1(x)) - \pi K_2 (T_3(x) - T_2(x)) = 0, \\ \dot{m}_3 C_p dT_3(x)/dx - \pi K_2 (T_3(x) - T_2(x)) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Розв'язання системи рівнянь (4) в програмі Mathematica із врахуванням умов на границях (3), дозволило отримати розподіл температури потоків повітря по довжині рекуператора з врахуванням явища конденсації (рис. 4).

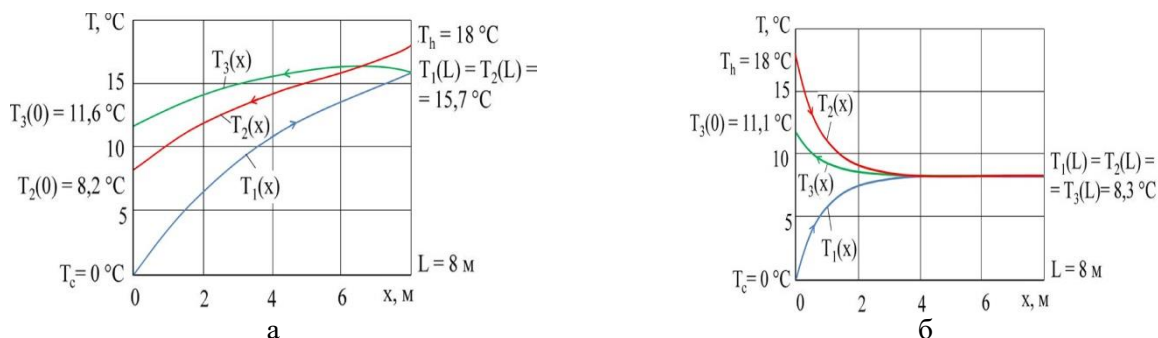


Рис. 4. Графіки розподілу температур потоків повітря в рекуператорі із протитоком (а) і прямотоком (б) по довжині із врахуванням конденсації

Проведений аналіз результатів теоретичних досліджень процесу передачі теплоти в конструктивно-технологічних схемах тритрубного рекуператора із протитоком (рис. 4, а) і прямотоком (рис. 4, б) показав, що варіант із протитоком потоків повітря є більш ефективним, тому що він забезпечує градієнт температур в межах від 11,7 °С до 15,8 °С у порівнянні із прямотоком - від 8,4 °С до 11,2 °С. При цьому середнє значення температури повітря у варіанті із протитоком складає 13,8 °С, а при прямотокові - 9,8 °С. Таким чином приймаємо конструктивно-технологічну схему тритрубного рекуператора із протитоком потоків повітря.

Для енергетичної оцінки процесу теплопередачі в тритрубному рекуператорі із протитоком потоків повітря потрібно визначити теплову потужність, що використовується для нагрівання потоку повітря в 2-ому повітропроводі, згідно закону Ньютона-Рихмана:  $N_Q = \dot{m}_2 C_p (T_3(0) - T_c)$ .

З метою оптимізації конструктивно-режимних параметрів тритрубного рекуператора із протитоком використаємо розроблену математичну модель процесу теплопередачі. Варіювання конструктивно-режимними параметрами тритрубного рекуператора проведено в таких межах: довжина зовнішньої труби -  $L = 5-30$  м; радіус зовнішньої труби рекуператора  $r_3 = 0,25-1,00$  м; температура навколишнього середовища  $T_c = 0-10$  °С; об'ємні витрати повітря  $V = 0,14-1,4$  м<sup>3</sup>/с. В якості критерію оптимізації обрали корисну теплову потужність рекуператора  $\Delta N = N_Q - N_f$ .

Покрокове перебирання зазначених параметрів дало змогу отримати графічні залежності їх впливу на корисну теплову потужність тритрубного рекуператора (рис. 5).

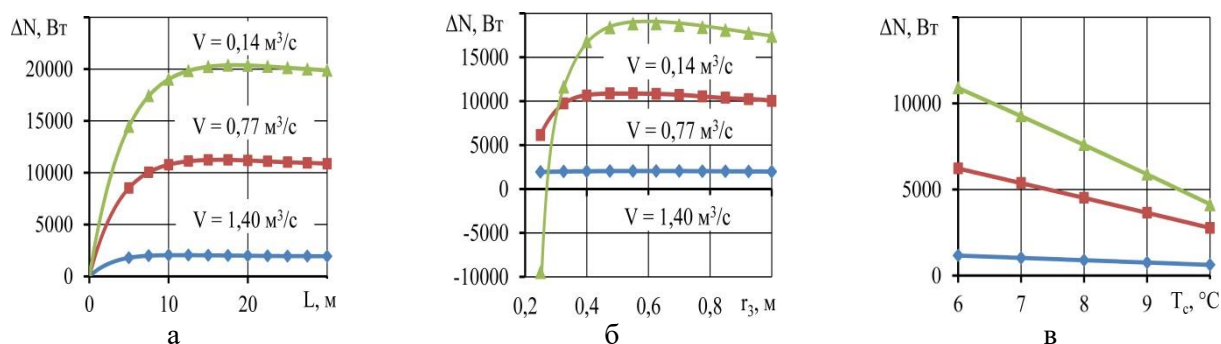


Рис. 5. Графіки залежності корисної теплової потужності тритрубного рекуператора  $\Delta N$  від його конструктивно-режимних параметрів (а - довжини зовнішнього повітропроводу; б - радіуса зовнішнього повітропроводу; в - температури навколишнього середовища)

Приймаючи умови температури навколишнього середовища  $T_c = 0$  °С при різних об'ємних витратах повітря  $V$  і апроксимуючи результати системи рівнянь (4) отримуємо залежності конструктивних параметрів тритрубного рекуператора від об'ємних витрат повітря, котре проходить крізь нього за умови найвищої корисної теплової потужності:

$$\begin{aligned} r_3 &= 0,3619 \cdot V + 0,1523; \\ L &= 14,776 \cdot V + 3,7335; \\ \Delta N &= 13713 \cdot V - 144,92. \end{aligned} \quad (5)$$

## 5. Висновки

1. За результатами теоретичних досліджень пневматичних втрат тритрубного рекуператора встановлені залежності зміни втрат тиску  $\Delta p$  і потужності  $N$  від довжини повітропроводу



тритрубного рекуператора  $L$ , радіуса зовнішнього повітропроводу  $r_3$  та об'ємних витрат повітря  $V$ .

2. В результаті теоретичних досліджень розроблено математичну модель процесу теплопередачі у тритрубному рекуператорі з урахуванням конденсації в ньому, котра дозволяє визначати розподіл температур повітряних потоків за його довжиною і його теплову потужність. Результати теоретичних досліджень процесу передачі теплоти в конструктивно-технологічних схемах тритрубного рекуператора із протитоком і прямотоком показали, що варіант із протитоком є більш ефективним, оскільки в даному дослідженні середнє значення температури становило - 13,8 °С у порівнянні із прямотоком - 9,8 °С.

3. Проведення оптимізації результатів теоретичних досліджень дозволило встановити залежності конструктивних параметрів тритрубного рекуператора від об'ємних витрат повітря, котре проходить крізь нього за умови найвищої корисної теплової потужності:  $L = 14,776 \cdot V + 3,7335$ ,  $r_3 = 0,3619 \cdot V + 0,1523$ ,  $r_2 = 0,686 \cdot r_3$ ,  $r_1 = 0,343 \cdot r_3$ .

4. Практичне значення проведених теоретичних досліджень полягає в можливості визначення оптимальних конструктивно-режимних параметрів тритрубного рекуператора для конкретних природно-кліматичних умов та параметрів тваринницьких приміщень.

### Список використаних джерел

1. Агеев В. М., Алексеев Ф. Ф. *Промышленное птицеводство*. Агропромиздат. 2005. 479 с.
2. Лебедєв П. Т. *Гігієна вирощування молодняку*. Колос. 1998.
3. Яропуд В. М. Обґрунтування конструкційно-режимних параметрів теплоутилізатора для тваринницьких приміщень. *Автореферат дисертації кандидата технічних наук. Вінницький національний аграрний університет*. Вінниця, 2016. 20 с.
4. Шароглазов А. А. Теплоутилізатори в системах мікроклімату тваринницьких і птахівничих приміщень. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. №2. С. 26–28.
5. Харитонович М. Б. Оптимізація потужностей систем мікроклімату. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 1993. №1. С. 27.
6. Пришляк В. М., Яропуд В. М. Оптимізація технологічних параметрів тепломасообмінного процесу в теплообмінниках концентричного типу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК: Всеукраїнський науково-технічний журнал*. 2015. №1. С. 85–90.
7. Шаталов А. П. Застосування утилізаторів теплоти в системах вентиляції свинарників. *Механізація і електрифікація сільського господарства*. 1986. №9. С. 60–64.
8. Пришляк В. М., Яропуд В. М. Особливості використання та перспективи розвитку рекуперативних теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень. Земля України - потенціал продовольчої, енергетичної та екологічної безпеки держави»: *Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції. 17-18 жовтня 2014 р. у 2-х томах*. Т.2. Вінниця. 2014. С. 201–205.
9. Пришляк В. М., Яропуд В. М. Обґрунтування конструктивних параметрів рекуперативних теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. Вінниця, 2014. Випуск 2 (85). С. 102–112.
10. Патент № 98515 Україна. МПК (2015.01) F24F 5/00. Тритрубний теплоутилізатор. / Яропуд В. М., Пришляк В. М., Ковязін О. С., Алієв Е. Б. Заявник і власник патенту В.М. Яропуд. №01 201413177. Заявлено 08.12.2014. Опубліковано 27.04.2015. Бюл. №8.
11. Пришляк В. М., Яропуд В. М., Ковязін О. С., Алієв Е. Б. Теоретичні дослідження пневмовтрат тритрубного концентричного теплоутилізатора. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2014. Вип. 196, ч. 3. С. 192–199.
12. Пришляк Виктор, Яропуд Виталий. Экспериментальные исследования конструкционно-технологических параметров теплоутилизатора. *Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszów. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2015. Vol. 17. No 3. 342–347.

### References

- [1] Aheev, V. M., Alekseev, F. F. (2005). *Promyshlennoe ptytsevodstvo [Industrial poultry farming]*. Ahropromyzdat. [in Russian].
- [2] Lebedyev, P. T. (1998). *Hihiyena vyroshchuvannya molodnyaku [Hygiene of growing young animals]*. Kolos. [in Ukrainian].



- [3] Yaropud, V. M. (2016). Obgruntuvannya konstruktsiyno-rezhymnykh parametriv teploutylizatora dlya tvarynnytskykh prymishchen [Substantiation of design-mode parameters of heat utilizer for livestock premises]. *Avtoreferat dysertatsiyi kandydata tekhnichnykh nauk. Vinnytskyy natsionalnyy ahraryy universytet*. Vinnytsya. [in Ukrainian].
- [4] Sharohlazov, A. A. (2009). Teploutylizatory v systemakh mikroklimatu tvarynnytskykh i ptakhivnychykh prymishchen [Heat utilizers in microclimate systems of livestock and poultry premises]. *Mekhanizatsiya ta elektryfikatsiya sil's'koho hospodarstva*, 2. 26–28. [in Ukrainian].
- [5] Kharytonovych, M. V. (1993). Optymizatsiya potuzhnostey system mikroklimatu [Optimization of capacity of microclimate systems]. *Mekhanizatsiya ta elektryfikatsiya sil's'koho hospodarstva*, 1. p. 27. [in Ukrainian].
- [6] Pryshlyak, V. M., Yaropud, V. M. (2015). Optymizatsiya tekhnolohichnykh parametriv teplomasoobminnoho protsesu v teploobminnykakh kontsentrychnoho typu [Optimization of technological parameters of heat and mass transfer process in concentric-type heat exchangers]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APK: Vseukrayinskyi naukovy-tekhnichnyy zhurnal*, 1. 85–90. [in Ukrainian].
- [7] Shatalov, A. P. (1986). Zastosuvannya utylizatoriv teploty v systemakh ventylyatsiyi svynarnykyv [Application of heat utilizers in pig ventilation systems]. *Mekhanizatsiya i elektryfikatsiya sil's'koho hospodarstva*, 9. 60–64. [in Ukrainian].
- [8] Pryshlyak, V. M., Yaropud, V. M. (2014). Osoblyvosti vykorystannya ta perspektyvy rozvytku rekuperatyvnykh teploutylizatoriv dlya tvarynnytskykh prymishchen [Features of use and prospects of development of recuperative heat utilizers for livestock premises]. *Zemlya Ukrainy - potentsial prodovol'choyi, enerhetychnoyi ta ekolohichnoyi bezpeky derzhavy»: Materialy IV mizhnarodnoyi naukovy-praktychnoyi konferentsiyi*. 17-18 zhovtnya 2014 r. u 2-kh tomakh. T.2. Vinnytsya. 201–205. [in Ukrainian].
- [9] Pryshlyak, V. M., Yaropud, V. M. (2014). Obgruntuvannya konstruktyvnykh parametriv rekuperatyvnykh teploutylizatoriv dlya tvarynnytskykh prymishchen [Substantiation of design parameters of recuperative heat utilizers for livestock premises]. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnoho ahraryoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky*. Vinnytsya, 2 (85). 102–112. [in Ukrainian].
- [10] Yaropud, V. M., Pryshlyak, V. M., Kovyazin, O. S., Aliyev, E. B. Patent № 98515 Ukrayina. MPK (2015.01) F24F 5/00. Trytrubnyy teploutylizator [Three-pipe heat utilizer]. Zayavnyk i vlasnyk patentu V.M. Yaropud. №u201413177. Zayavleno 08.12.2014. Opublikovano 27.04.2015. Byul. №8.
- [11] Pryshlyak, V. M., Yaropud, V. M., Kovyazin, O. S., Aliyev, E. V. (2014). Teoretychni doslidzhennya pnevmovtrat trytrubnoho kontsentrychnoho teploutylizatora [Theoretical studies of pneumatic losses of a three-pipe concentric heat utilizer]. *Naukovyy visnyk Natsional'noho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Seriya: tekhnika ta enerhetyka APK*, 3(196). 192–199. [in Ukrainian].
- [12] Pryshlyak Viktor, Yaropud Vytaliy (2015). Ėksperymentalnye yssledovaniya konstruktsyonno-tekhnolohicheskyykh parametrov teploutylizatora [Experimental studies of structural and technological parameters of heat recovery]. *Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszów. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 3(17). 342–347. [in Russian].

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТРЕХТРУБНОГО РЕКУПЕРАТОРА

Отечественными и зарубежными учеными за последние годы проделано значительное количество научных исследований по биологическому обоснованию оптимальных сочетаний параметров микроклимата, необходимых для нормального развития животных. Однако, результаты исследований не дают возможности однозначно указать оптимальные параметры для различных видов животных с учетом их возраста, пола, массы и уровня кормления. Пока можно указать достаточно широкие пределы изменения температуры и относительной влажности воздуха, при которых производительность максимальна, а технико-экономическая эффективность примерно одинакова.

Обеспечение нормативных параметров микроклимата в животноводческих помещениях связано со значительными затратами электрической и тепловой энергии, составляет около 17% средств производителей. Для создания микроклимата в животноводческих помещениях исходя из указанных технологических параметров и проведенного анализа конструктивных особенностей рекуператоров предложены две конструктивно-технологические схемы трехтрубного рекуператора, которые отличаются направлением движения потоков воздуха.





Цель исследований заключается в повышении эффективности технологического процесса функционирования трехтрубного рекуператора для животноводческих помещений путем обоснования его конструктивно-режимных параметров. По результатам теоретических исследований пневматических потерь в трехтрубном рекуператоре установлены зависимости потерь давления и мощности от длины воздуховода трехтрубного рекуператора, радиуса внешнего воздуховода и объемного расхода воздуха.

В результате теоретических исследований разработана математическая модель процесса передачи теплоты в трехтрубном рекуператоре с учетом конденсации в нем, которая позволяет установить распределение температур воздушных потоков по его длине и его тепловую мощность. Результаты теоретических исследований процесса передачи теплоты в конструктивно-технологических схемах трехтрубного рекуператора с противотоком и прямотоком показали, что вариант с противотоком является более эффективным. Оптимизация результатов теоретических исследований позволила определить зависимости конструктивных параметров трехтрубного рекуператора от объемного расхода воздуха, при наибольшей полезной тепловой мощности.

**Ключевые слова:** климат, помещения, рекуператор, оптимизация, параметры.

**Ф. 5. Рис. 5. Лит. 12.**

### RESEARCH OF THE FUNCTIONING AND OPTIMIZATION PROCESS OF THE STRUCTURAL-TECHNOLOGICAL PARAMETERS

Domestic and foreign scientists in recent years have performed a considerable amount of scientific research on the biological justification of optimal combinations of microclimate parameters required for the normal development of animals. However, the results of the studies do not allow one to specify the optimal parameters for different species of animals, taking into account their age, sex, weight and level of feeding. While it is possible to specify rather wide limits of change of temperature and relative humidity of air at which productivity is maximum, and technical and economic efficiency is approximately the same.

Providing microclimate regulations in livestock premises is associated with significant costs of electricity and heat, which is about 17% of the producers' costs. To create a microclimate in livestock premises based on the above technological parameters and the analysis of the design features of the recuperators, two design and technological schemes of the three-pipe recuperator, which differ in the directions of movement of air flows, are proposed.

The purpose of the research is to increase the efficiency of the technological process of functioning of the three-pipe recuperator for livestock premises by substantiating its structural and mode parameters. The results of theoretical studies of pneumatic losses in the three-pipe recuperator determined the dependence of pressure and power losses on the length of the air duct of the three-pipe recuperator, the radius of the external duct and the volume flow rate of air.

As a result of theoretical studies, a mathematical model of the heat transfer process in a three-pipe heat exchanger was developed, with condensation in it, which allows to determine the temperature distribution of air flows by its length and its thermal capacity. The results of theoretical studies of the process of heat transfer in the design and technological schemes of a three-pipe recirculator with counter-current and direct-current showed that the counter-current variant is more effective. Optimization of the results of theoretical studies allowed us to determine the dependence of the design parameters of the three-pipe heat exchanger on the volumetric flow rate of air, subject to the highest useful thermal power..

**Key words:** climate, premises, recuperator, optimization, parameters.

**F. 5. Fig. 5. Ref. 12.**

### ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

**Яропуд Віталій Миколайович** - кандидат технічних наук, доцент кафедри «Сільськогосподарських машин» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: [yaropud@vsau.vin.ua](mailto:yaropud@vsau.vin.ua)).

**Яропуд Віталій Николаевич** - кандидат технических наук, доцент кафедры «Сельскохозяйственных машин» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: [yaropud@vsau.vin.ua](mailto:yaropud@vsau.vin.ua)).

**Yaropud Vitaliy** - PhD, associate professor of the Department of Agricultural Machines of the Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyshchaya St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, e-mail: [yaropud@vsau.vin.ua](mailto:yaropud@vsau.vin.ua)).