

тварин у воді та підвищити їх продуктивність. Крім цього надається можливість раціонально використовувати воду покращити її якість та запобігти простудним захворюванням тварин.

Список літератури

1. Патент № 17196 Україна. Система для напування тварин / І.І. Ревенко, С.П. Ліщинський, В.С. Хмельосвський. – Бюл., 2006. – № 9.
2. *Машини та обладнання для тваринництва : посібник-практикум* / [І.І. Ревенко, О.О. Заболотько та ін.]. – К.: Кондор, 2012. – 564 с.
3. *Посібник-практикум з механізації виробництва продукції тваринництва* / [І.І. Ревенко, В.М. Манько, С.С. Зарайська та ін. ; за ред. І.І. Ревенка. – К.: Урожай, 1994. – 288 с.

Обоснована рациональная схема универсальной системы поения животных, а также конструкция поилки, которые могут быть использованы для поения животных как в индивидуальных хозяйствах так и в крупных животноводческих предприятиях.

Конструкция, поения, оборудование, животное.

Reasonable rational scheme of universal system of watering animals, as well as construction of drinking bowls, which can be used for watering animals in individual farms and livestock in large enterprises.

Design, watering, equipment, animal.

УДК 697.921.4:517:631

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОВТРАТ ТРЬОХТРУБНОГО КОНЦЕНТРИЧНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА

В.М. Пришляк, кандидат технічних наук

В.М. Яропуд, магістр

Вінницький національний аграрний університет

О.С. Ковязін, кандидат технічних наук

Запорізька державна інженерна академія

Е.Б. Алієв, кандидат технічних наук

Інститут олійних культур НААН України

Проведено теоретичні дослідження пневмовтрат трьохтрубного концентричного теплоутилізатора для тваринницьких приміщень. В результаті досліджень встановлено

© В.М. Пришляк, В.М. Яропуд, О.С. Ковязін, Е.Б. Алієв, 2014

закономірність зміни втрат тиску і потужності пневмовтрат від конструктивно-технологічних параметрів теплоутилізатора (довжини, радіуса зовнішнього повітропроводу і подачі потоку повітря).

Опір, параметри, повітря, повітропровід, потужність, теплоутилізатор, тиск.

Постановка проблеми. Значну частину року, а за деякими технологіями і цілий рік, більшість сільськогосподарських тварин знаходяться в приміщеннях. У зв'язку з цим в тваринницьких приміщеннях необхідно створювати мікроклімат, який би відповідав фізіології тварин і птиці та сприятливо впливав на їх стан, здоров'я, продуктивність та якість продукції [1].

Для досягнення максимальної продуктивності тварин, мікроклімат у тваринницьких приміщеннях (повітрообмін і температура повітря) доцільно забезпечити, з енергетичної точки зору, рекуперативними теплоутилізаторами, використання яких дозволяє економити енергію, що необхідна для нагрівання повітря в приміщеннях.

Дослідженням процесу тепломасообміну в теплообмінниках присвячено багато вітчизняних та зарубіжних робіт. В роботах [2, 3] викладена методика розрахунку теплообміну і гідродинаміки для практичних задач природно-циркуляційного теплообміну труб, що обігріваються.

В роботах [4, 5] визначено розподіл теплової енергії в теплообмінниках U-подібної форми із рідким теплоносієм, зокрема встановлено розподіл температури по довжині труби теплообмінника.

В роботі [2] зазначені безрозмірні залежності для розрахунку тепловіддачі і витрати рідини всередині труб теплообмінника з витяжною шахтою. Недоліком запропонованої методики є вузька сфера застосування –двотрубних теплообмінників.

Мета досліджень. Встановити закономірність зміни втрат тиску і потужності пневмовтрат трьохтрубного концентричного теплоутилізатора від його конструктивно-технологічних параметрів.

Завданням даної наукової роботи є визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів трьохтрубного концентричного теплоутилізатора.

Об'єкт дослідження: процес ефективного розподілу потоку повітря у повітропроводі трьохтрубного концентричного теплоутилізатора.

Предмет дослідження: залежність зміни втрат тиску і потужності пневмовтрат трьохтрубного концентричного

теплоутилізатора від його конструктивно-технологічних параметрів.

Результати досліджень. Одним із способів підвищення ефективності розробленого трьохтрубного концентричного теплоутилізатора для тваринницьких приміщень є зниження пневмовтрат при прокачуванні повітря крізь нього, яке можна досягти шляхом оптимізації його конструктивно-технологічних параметрів.

Розглянемо розрахункову схему трьохтрубного концентричного теплоутилізатора (рис. 1).

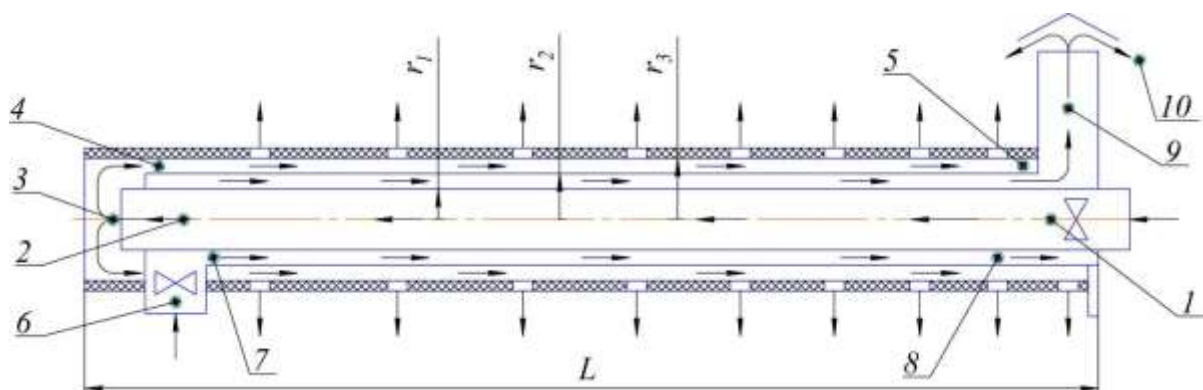


Рис. 1. Схема для пневматичного розрахунку трьохтрубного концентричного теплоутилізатора.

На кожній ділянці руху повітряного потоку по повітропроводах трьохтрубного концентричного теплоутилізатора, частина повного тиску, що йде на подолання сил гідравлічних опорів, є втраченою, так як через молекулярну і турбулентну в'язкості рухомого повітря механічна робота сил опору перетворюється в теплоту [6]. Розрізняють два види пневматичного опору в повітропроводі [7]: опір тертя Δp_f ; місцевий опір Δp_l .

Пневматичне тертя викликається в'язкістю (як молекулярною, так і турбулентною) повітря, що виникає при його русі, і є результатом обміну кількістю руху між молекулами (при ламінарному русі), а також між окремими частинками (при турбулентному русі) сусідніх шарів повітря, що рухаються з різними швидкостями [7].

Місцеві опори виникають при місцевому порушенні нормального перебігу, відриву потоку від стінок, вихроутворення і інтенсивного турбулентного перемішування потоку в місцях зміни конфігурації повітропроводу або при зустрічі і обтіканні перешкод. Ці явища підсилюють обмін кількістю руху між частинками рухомого повітря (тобто тертя), підвищуючи дисипацію енергії [7].

Розглянемо пневматичні втрати тиску на кожній ділянці трьохтрубного концентричного теплоутилізатора згідно рис. 1.

Втрати тиску на тертя в повітроводі постійного перерізу на ділянках 1-2, 4-5, 7-8 [8]:

$$\Delta p_{f1-2} = \kappa_1 \frac{L}{d_1} \frac{\rho(T_1) v_1^2}{2}, \quad (1)$$

$$\Delta p_{f7-8} = \kappa_2 \frac{L}{d_2} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2}, \quad (2)$$

$$\Delta p_{f4-5} = \kappa_3 \frac{L}{d_3} \frac{\rho(T_3) v_3^2}{2}, \quad (3)$$

де κ_i – коефіцієнт опору тертя; L – довжина повітропроводу, м; d_i – ефективний діаметр i -ого повітропроводу, м [9]:

$$d_i = \frac{4A_i}{p_i}, \quad (4)$$

де A_i – площа поперечного перерізу i -ого повітропроводу: для 1-го – $A_1 = \pi \cdot r_1^2$, 2-ого – $A_2 = (r_2^2 - r_1^2)$, 3-ого – $A_3 = \pi \cdot (r_3^2 - r_1^2)$; p_i – загальний периметр поперечного перерізу i -ого повітропроводу: для 1-ого – $p_1 = 2\pi r_1$, 2-ого – $p_2 = 2\pi(r_2 + r_1)$, 3-ого – $p_3 = 2\pi(r_3 + r_2)$; $\rho(T_i)$ – густина повітря в i -ому повітропроводі при постійному тиску, яка пов'язана з його температурою, кг/м³:

$$\rho(T_i) = \rho_{н.у.} \frac{273}{T_i}; \quad (5)$$

де $\rho_{н.у.}$ – густина повітря при нормальних умовах ($T_{н.у.} = 273$ К, $P_{н.у.} = 101325$ Па), $\rho_{н.у.} = 1,293$ кг/м³ [10]; v_i – швидкість повітря в i -у повітропроводі, м/с:

$$v_i = \frac{V_i}{A_i}, \quad (6)$$

де V_i – об'ємні витрати повітря в i -ому повітропроводі, м³/с.

В результаті розрахунку за формулою (4) отримуємо ефективні діаметри повітропроводів: для 1-ого – $d_1 = 2r_1$, 2-ого – $d_2 = 2(r_2 - r_1)$, 3-ого – $d_3 = 2(r_3 - r_2)$.

Згідно досліджень, коефіцієнт опору тертя при турбулентному русі залежить від числа Рейнольдса і шорсткості стінок повітропроводу. За А.Д. Альтшуля, він дорівнює [8, 11]:

$$\kappa_i = 0,114 \sqrt{\frac{68}{Re_i} + \frac{\psi}{d_i}}, \quad (7)$$

де ψ – еквівалентна шорсткість стінок повітропроводу, для поліетилену приймаємо $\psi = 0,1$ мм [8];

Re_i – число Рейнольдса для повітряного потоку в i -ому повітропроводі:

$$Re_i = \frac{d_i \cdot v_i \cdot \rho(T_i)}{\mu}, \quad (8)$$

де μ – динамічна в'язкість повітря, $\mu = 18,27 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м² [10].

Згідно [8] втрати тиску в коліні (ділянки 12):

$$\Delta p_{16-7} = 4\alpha \sin^2 \frac{\theta_{6-7}}{2} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2}, \quad (9)$$

$$\Delta p_{18-9} = 4\alpha \sin^2 \frac{\theta_{8-9}}{2} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2}, \quad (10)$$

де α – коефіцієнт пом'якшення удару, для коліна постійного перерізу $\alpha = 0,55$; θ – кут коліна, згідно рисунку 1: $\theta_{6-7} = \theta_{8-9} = 90^\circ$.

Втрати тиску в просторовому (кільцевому) повороті на 180° при нагнітанні (ділянки 2-3-4 і 9-10) [7, 11]:

$$\Delta p_{12-3} = \zeta_{2-3} \frac{\rho(T_1) v_1^2}{2}, \quad (11)$$

$$\Delta p_{19-10} = \zeta_{9-10} \frac{\rho(T_2) v_2^2}{2}, \quad (12)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору для просторового (кільцевого) повороту на 180° при нагнітанні, згідно [7, 11] $\zeta_{2-3} = \zeta_{9-10} = 2$.

Середні втрати тиску, які виникають при проходженні повітря крізь отвори на ділянці 4-5 згідно досліджень [8] можна розрахувати за формулою:

$$\Delta p'_{14-5} = \xi_{4-5} \frac{\rho(T_3) v_3^2}{2}, \quad (13)$$

де ξ_{4-5} – коефіцієнт витрат отвору, згідно [8] приймаємо $\xi_{4-5} = 4$.

Втрати тиску в трьохтрубному концентричному теплоутилізаторі визначаються як сума всіх втрат тиску:

$$\Delta p = \Delta p_{f1-2} + \Delta p_{12-3-4} + \Delta p_{f4-5} + \Delta p'_{14-5} + \Delta p_{16-7} + \Delta p_{f17-8} + \Delta p_{18-9} + \Delta p_{19-10}. \quad (14)$$

Приймаючи рівність об'ємних витрат повітря в усіх повітропроводах $V_i = V$ потужність, необхідна для прокачування повітря через трьохтрубний концентричний теплоутилізатор, визначається за формулою:

$$N_f = \frac{V \Delta p}{\eta_n}, \quad (15)$$

де η_n – повний ККД вентилятора, $\eta_n = 0,8$ [12].

Згідно аналізу досліджень систем вентиляцій [8] приймаємо умову рівності ефективних діаметрів повітропроводів для забезпечення рівномірності витрат тиску. Однак, враховуючи наявність розподільних отворів на зовнішньому трубопроводі його ефективний діаметр повинен бути на 8-12 % більшим [8]. Враховуючи вищесказане маємо:

$$2r_1 = 2 \cdot (r_2 - r_1) = 2 \cdot 1,1 \cdot (r_3 - r_2), \quad (16)$$

$$\begin{cases} r_1 \approx 0,343 \cdot r_3, \\ r_2 \approx 0,686 \cdot r_3. \end{cases} \quad (17)$$

Згідно отриманих залежностей (1)–(16) і варіюючи конструктивно-технологічними параметрами, а саме: радіусом зовнішнього повітропроводу r_3 , його довжиною L та подачею потоку повітря V в широкому діапазоні, отримуємо залежність зміни потужності, яка необхідна для прокачування повітря через трьохтрубний концентричний теплоутилізатор від вищезазначених факторів (рис. 2, рис. 3).

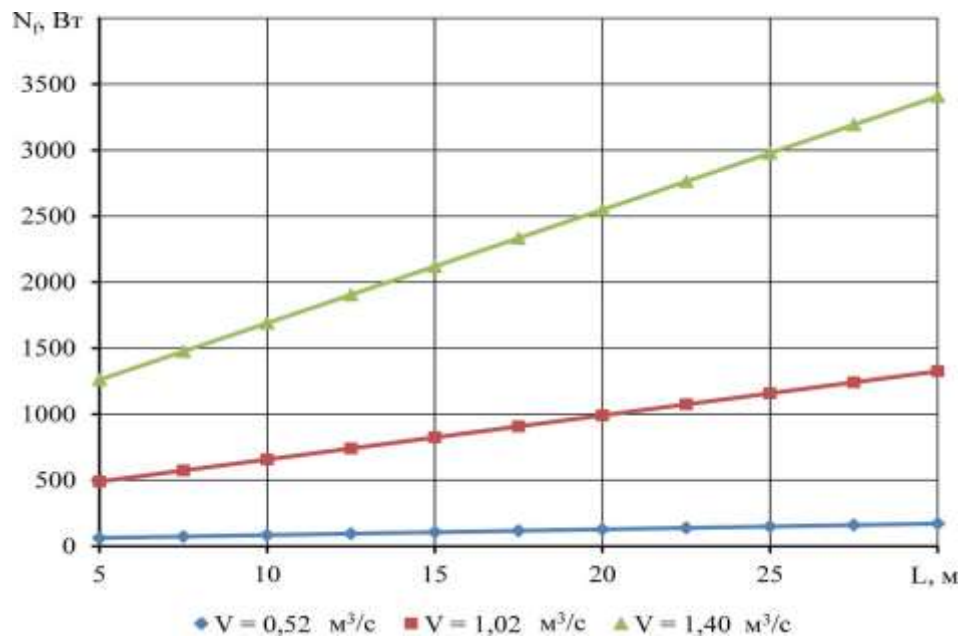


Рис. 2. Залежність зміни потужності N пневмовтрат від довжини теплоутилізатора L і подачі потоку повітря V при фіксованому значенні радіуса зовнішнього повітропроводу $r_3 = 0,47 \text{ м}$.

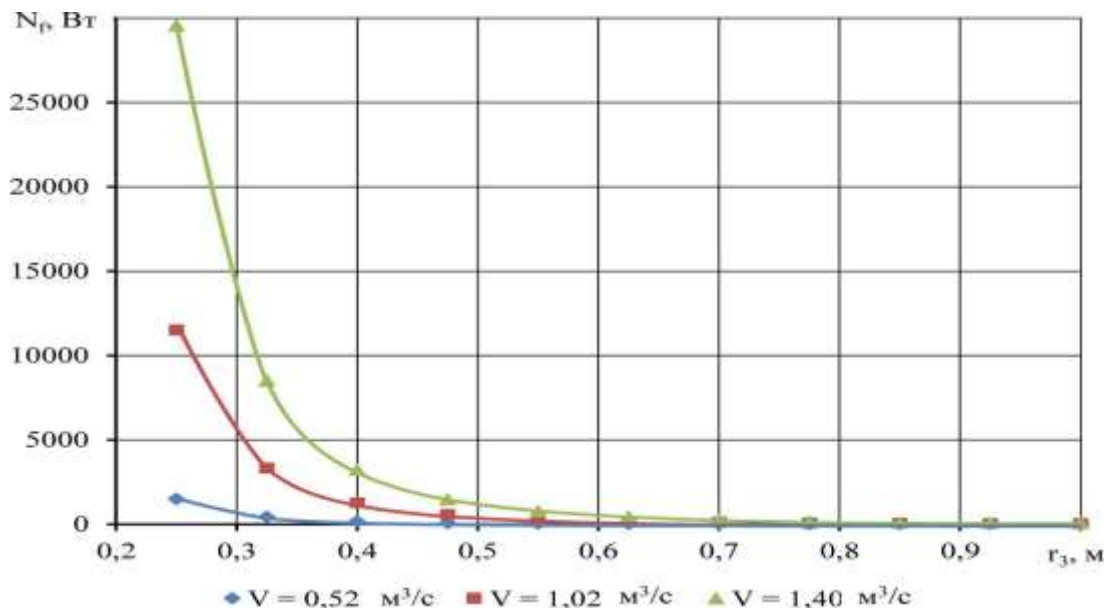


Рис. 3. Залежність зміни потужності N пневмовтрат від радіуса зовнішнього повітропроводу r_3 і подачі потоку повітря V при фіксованому значенні довжини теплоутилізатора $L = 7,5 \text{ м}$.

Висновок. В результаті проведених теоретичних досліджень встановлені залежності зміни втрат тиску Δp і потужності N пневмовтрат від довжини теплоутилізатора L , радіуса зовнішнього повітропроводу r_3 і подачі потоку повітря V .

Список літератури

1. Пришляк В.М. Обґрунтування конструктивних параметрів рекуперативних теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень / В.М. Пришляк, В.М. Яропуд // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Вінниця, 2014. – Вип. 2 (85). – С. 102–111.
2. Канарейкин А.И. Теплообмен при естественной циркуляции внутри труб теплообменника с вытяжной шахтой при ламинарном течении : Автореф. дис. канд. техн. наук / А.И. Канарейкин. – Екатеринбург, 2011. – 20 с.
3. Канарейкин А.И. Решение задачи теплообмена при естественной циркуляции внутри теплообменника с вытяжной шахтой в ламинарной области течения / А.И. Канарейкин // Вестник ЧГПУ. – 2009. – № 11. – С. 328–333
4. José, Acuña. Distributed thermal response tests – New insights on U-pipe and Coaxial heat exchangers in groundwater-filled boreholes: Doctoral Thesis / José Acuña // KTH School of Industrial Engineering and Management Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, 2013. – 141 p.
5. José, Acuña. Characterization and Temperature Measurement Techniques of Energy Wells for Heat Pumps. MSc thesis Energy Technology / José, Acuña. // Stockholm: KTH. – 2008. – 450 p.
6. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование / [Б.М. Хрусталева, Ю.Я. Кувшинов, В.М. Копко и др. ; под ред. Б.М. Хрусталева]. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во АСВ, 2008. – 784 с.
7. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / [И.Г. Грачев, С.Ю. Пирогов, Н.П. Савищенко и др. ; под ред. А.С. Юрьева]. – СПб.: Мир и семья, 2001. – 1154 с.
8. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции : учеб. пособие для вузов / В.Н. Талиев. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
9. Хрусталева Б.М. Теплоснабжение и вентиляция: Курсовое и дипломное проектирование / Б.М. Хрусталева, Ю.Я. Кувшинов, В.М. Копко ; под ред. проф. Б.М. Хрусталева. – М.: Издательство АСВ, 2008. – 784 с.
10. David Bolton. The computation of equivalent potential temperature / David Bolton // Monthly weather review – American meteorological society, 1980. – Vol. 108. – P. 1046–1053.
11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик ; под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
12. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования / Г.И. Воронин. – М.: Машиностроение, 1978. – 544 с.

Проведены теоретические исследования пневмопотерь трехтрубного концентрического теплоутилизатора для животноводческих помещений. В результате исследований установлено закономерность изменения потерь давления и

мощности пневмотрат от конструктивно-технологических параметров теплоутилизатора (длины, радиуса внешнего воздуховода и подачи потока воздуха).

Соппротивление, параметры, воздух, воздуховод, мощность, теплоутилизаторов, давление.

Theoretical study air losses three pipe concentric heat utilizers for farm buildings. Our results established pattern of change of pressure loss and power air losses of structural and technological parameters of heat utilizers (length, radius and outer duct feeding air flow).

Resistance, parameters, air, air duct, power, heat recovery units, pressure.

УДК 631.363.2.02

ЗНОШУВАННЯ ПОВЕРХНІ РЕШЕТА ПІД ДІЄЮ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ

***А.І. Бойко, доктор технічних наук
А.В. Новицький, кандидат технічних наук
З.А. Морозовська, магістр***

В якості класифікаторів при розділенні подрібненої зернової маси використовують різні пристрої, серед яких найбільшого розповсюдження набули решета. Враховано особливості їх будови як перфорованих систем та проаналізовано знос граней отворів при подрібненні зернового матеріалу.

Дробарка, решето, знос, подрібнення, довговічність, технічне рішення, зміна форми, перфорація.

Постановка проблеми. Розділення зернових сумішей на фракції відбувається по різним ознакам їх фізико-механічних властивостей. Найбільш широкого розповсюдження в практиці приготування кормів і в сортуванні зерна зайшли решітні сепаратори. Вони представляють собою плоскі або циліндричні перфоровані отворами від розмірів і форми яких залежить результуючий фракційний склад продукту.

Аналіз останніх досліджень. При всій своїй простій конструкції простоті і експлуатаційних перевагах решітні сепаратори мають суттєвий недолік – недостатню довговічність. Це обумовлює

© А.І. Бойко, А.В. Новицький, З.А. Морозовська, 2014