

стю та електроерозійною стійкістю. Розробка і впровадження у виробництво технологічного процесу газоплазмового напилення для відновлення контактних вузлів має перспективний характер і дає можливість отримати експлуатаційні характеристики апаратів, які не поступаються новим апаратам за відповідними показниками основного виробництва.

Список літератури

1. Витязь П.А. Теория и практика газоплазменного напыления / П.А. Витязь, В.С. Иванько. – Минск: Наука и техника, 1993 – 295 с.
2. Канцевичский В.А. Применение газотермических покрытий при изготовлении и ремонте машин / В.А. Канцевичский. – К.: Техника, 1989. – 176 с.
3. Кулик А.Я. Газотермическое напыление композиционных порошков / А.Я. Кулик, Ю.С. Борнов, А.С. Мидхин. – Л.: Машиностроение, 1985. – 199 с.
4. Куприянов И.Л. Газотермические покрытия с повышенной прочностью сцепления / И.Л. Куприянов, М.А. Геллер. – Минск: Наука и техника, 1990. – 175 с.
5. Матеріали металеві спечені, крім твердих сплавів. Зразки для випробування на розтягування: ДСТУ 3670-97 (ISO 2740-86). – [Чинний від 1999-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1997. – 7 с.

Представлены результаты исследований технологии обновления и упрочнения контакт-деталей электрических аппаратов. Обоснована целесообразность применения технологии обновления контакт-деталей методом газоплазменного напыления.

Контакт-детали, напыление, плазма, электрическая дуга, контактные материалы.

The presented results of researches of technologies of renewal and strengthening of pin details of electric vehicles. Expediency of application of technologies of proceeding in pin details is reasonable by the method of gas-plasma evaporation .

Pin - details, evaporation, plasma, voltaic arc , pin materials.

УДК 631.3:628.8

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ВИКИДІВ ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

***Ю.В. Герасимчук, кандидат технічних наук
Національний науковий центр “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” НААН України***

Запропоновано методичний підхід та розроблено математичну модель рекуперативного теплоутилізатора вентиляційних викидів

тваринницьких приміщень з урахуванням конденсації водяної пари на теплообмінній поверхні в викидних каналах.

Математична модель, рекуперативний теплоутилізатор, вентиляційні викиди, теплообмін.

У результаті переведення на промислові методи виробництва продукції тваринництва і птахівництва виникло ряд важливих проблем, які потребують вирішення. Одна з них пов'язана з підтриманням у виробничих приміщеннях такого повітряного середовища, яке забезпечує ефективне використання тваринами і птицею поживних речовин кормів для отримання максимальної їх продуктивності. Але в холодний і перехідний періоди року підтримання у тваринницьких і птахівничих приміщеннях параметрів мікроклімату, які гарантують максимальну і рентабельну реалізацію генетичного потенціалу продуктивності тварин і птиці, потребує значних енергетичних витрат. Скорочення цих витрат до 80 % забезпечують теплоутилізатори вентиляційних викидів у системах вентиляції тваринницьких і птахівничих приміщень. Для таких приміщень доцільно використання теплоутилізаторів рекуперативного типу із зустрічним рухом повітряних потоків, в яких теплообмін між потоками припливного повітря і вентиляційних викидів здійснюється через теплообмінну поверхню, що унеможливорює потрапляння в потік припливного повітря водяних парів та мікробного і бактеріального забруднення з потоку вентиляційних викидів. Разом з тим, в холодний період року при температурах повітря зовнішнього середовища менше нуля градусів можливе обмерзання теплообмінної поверхні і втрата працездатності теплоутилізаторів. Для оцінки енергетичної ефективності застосування рекуперативних теплоутилізаторів та доцільності використання засобів захисту від обмерзання теплообмінної поверхні необхідні аналітичні залежності, які відображають взаємозв'язок між параметрами повітряних потоків на входах і виходах припливних і викидних каналів теплоутилізатора і його показниками призначення. Отже, створення математичної моделі теплообміну між потоками припливного повітря і вентиляційних викидів тваринницьких і птахівничих приміщень у рекуперативних теплоутилізаторах є важливою і актуальною задачею.

Мета досліджень – встановлення взаємозв'язку між температурою і відносною вологістю повітряних потоків на входах і виходах припливних і викидних каналів та показниками призначення рекуперативних теплоутилізаторів вентиляційних викидів тваринницьких і птахівничих приміщень.

Матеріали та методика досліджень. В рекуперативних теплоутилізаторах перенесення енергії від потоку повітря вентиляційних викидів до потоку припливного повітря може здійснюватись як в процесі явного теплообміну, так і в процесі з масообміном [7]. Математична модель рекуперативного теплоутилізатора з явним процесом теплообміну при рівних витратах повітря через припливні і викидні канали має вигляд такої системи рівнянь [6]:

$$\eta_t = \frac{t_{K2} - t_{П2}}{t_{П1} - t_{П2}}; \quad (1)$$

$$t_{K2} - t_{П2} = t_{П1} - t_{П2}, \quad (2)$$

де η_t – коефіцієнт температурної ефективності теплоутилізатора; t_{K2} – температура повітря на виході припливних каналів теплоутилізатора, °С; $t_{П1}$ – температура повітря на вході викидних каналів теплоутилізатора, °С; $t_{П2}$ – температура повітря на вході припливних каналів, °С.

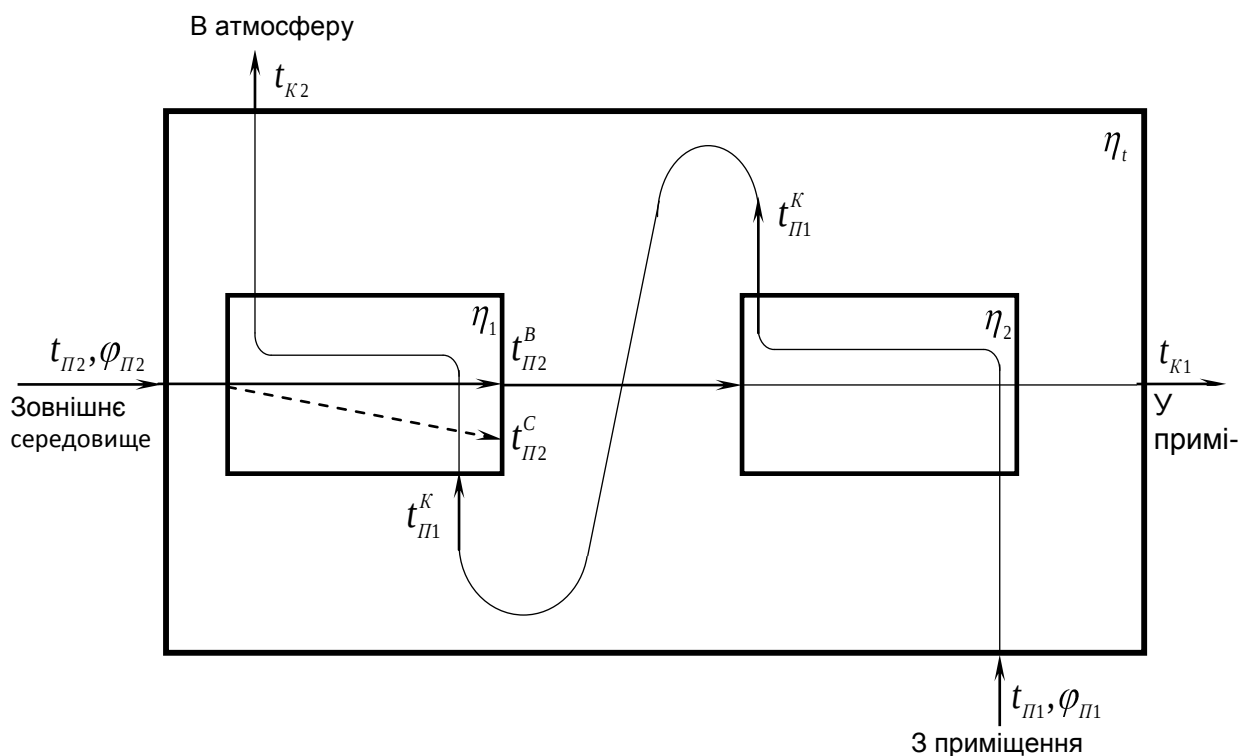
Характерним для рекуперативних теплоутилізаторів вентиляційних викидів тваринницьких приміщень є конденсація водяної пари на теплообмінній поверхні збоку викидних каналів. Математична модель теплообміну “сухого” режиму роботи теплоутилізаторів не враховує реальні умови їх експлуатації в тваринницьких приміщеннях. Тому, при проведенні розрахунків процесу теплообміну з конденсацією водяної пари на теплообмінній поверхні до цього часу використовують графоаналітичний метод [3] або метод кінцевих елементів та $h-d$ діаграми вологого повітря, що стримує застосування сучасної обчислювальної техніки.

Результати досліджень. У тваринницьких і птахівничих приміщеннях до викидних каналів рекуперативних теплоутилізаторів надходить повітря, відносна вологість якого згідно з галузевими нормами технологічного проектування [1–2], знаходиться в межах 40–85 %. Таке повітря у викидних каналах теплоутилізатора, віддаючи теплову енергію потоку припливного повітря, охолоджується, а на теплообмінній поверхні конденсується водяна пара. Початок конденсації водяної пари, як правило, відбувається не при вході у викидні канали теплоутилізатора, а на деякій відстані від входу. Причому, на тій частині теплообмінної поверхні, яка примикає до входу викидних каналів теплоутилізатора відбувається процес явного теплообміну між потоками припливного і викидного повітря, а на іншій частині – процес з конденсацією водяної пари. Отже, рекуперативний теплоутилізатор із зустрічним рухом повітряних потоків в умовах тваринницьких і птахівничих приміщень можна представити в вигляді двох послідовно з’єднаних, один з яких працює в “сухому” режимі роботи, а другий – з конденсацією водяної пари на теплообмінній поверхні. Схема повітряних потоків теплоутилізатора з таким розподілом показана на рисунку.

Температура конденсації водяної пари $t_{П1}^K$, °С, у повітряному потоці викидних каналів теплоутилізатора при відомих температурі і відносній вологості повітря у приміщенні визначається з умови рівності вологомісткостей повітря на вході у викидні канали теплоутилізатора і на ділянці, де починається конденсація водяної пари, за формулою:

$$t_{П1}^K = \frac{\beta \cdot \left(\ln \frac{\varphi_{П1}}{100} \cdot (\beta + t_{П1}) + \alpha \cdot t_{П1} \right)}{\beta \cdot \alpha - \ln \frac{\varphi_{П1}}{100} \cdot (\beta + t_{П1})}, \quad (3)$$

де $\varphi_{П1}$ – відносна вологість повітря на вході в викидні канали теплоутилізатора (відносна вологість повітря в приміщенні), %; α і β – постійні коефіцієнти, згідно з [5] $\alpha = 17,5045$, $\beta = 241,2$.



**Схема повітряних потоків рекуперативного теплоутилізатора
вентиляційних викидів тваринницьких приміщень з розподілом
на дві послідовно з'єднані частини**

Методичний підхід розподілу рекуперативного теплоутилізатора з коефіцієнтом температурної ефективності η_t на два послідовно з'єднані базується на використанні визначеної за формулою (3) температури конденсації водяної пари $t_{П1}^K$. Така температура підтримується на виході викидних каналів теплоутилізатора η_2 і на вході викидних каналів теплоутилізатора η_1 . Цим забезпечується "сухий" режим роботи теплоутилізатора η_2 , а теплоутилізатора η_1 – з конденсацією водяної пари на теплообмінній поверхні.

Тепловий потік $Q_{ВП}$, кВт, який утворюється у викидних каналах теплоутилізатора η_1 у результаті конденсації водяної пари, визначається за формулою:

$$Q_{ВП} = r \cdot G_1 \cdot (d_{П1} - d_{К1}), \quad (4)$$

де r – питома теплота пароутворення, кДж/кг_{вп}; G_1 – витрата повітря через викидні канали теплоутилізатора, кг_{сп}/с; $d_{П1}$ – вологомисткість повітряного потоку на вході викидних каналів теплоутилізатора, кг_{вп}/кг_{сп}; $d_{К1}$ – вологомисткість повітряного потоку на виході викидних каналів теплоутилізатора, кг_{вп}/кг_{сп}.

Відносна вологість повітряного потоку на вході в припливні канали теплоутилізатора така, як у приміщенні, а на виході припливних каналів за рахунок конденсації водяної пари досягає 100 %. Тоді вологомисткість по-

вітряних потоків на вході і на виході викидних каналів визначаються за формулами:

$$d_{\Pi 1} = \frac{0,622 \cdot \varphi_{\Pi 1} \cdot P_0 \cdot \exp\left(\frac{\alpha \cdot t_{\Pi 1}}{\beta + t_{\Pi 1}}\right)}{P_a - \varphi_{\Pi 1} \cdot P_0 \cdot \exp\left(\frac{\alpha \cdot t_{\Pi 1}}{\beta + t_{\Pi 1}}\right)}; \quad (5)$$

$$d_{K1} = \frac{62,2 \cdot P_0 \cdot \exp\left(\frac{\alpha \cdot t_{K1}}{\beta + t_{K1}}\right)}{P_a - 100 \cdot P_0 \cdot \exp\left(\frac{\alpha \cdot t_{K1}}{\beta + t_{K1}}\right)}, \quad (6)$$

де P_a – атмосферний тиск, Па; P_0 – постійний коефіцієнт, згідно з [5] $P_0 = 6,1121$ гПа; t_{K1} – температура потоку повітря на виході викидних каналів теплоутилізатора, °С.

Тепловий потік $Q_{\text{ВП}}$ підвищує температуру повітря в викидних каналах теплоутилізатора η_1 за рахунок переходу неявної теплової енергії водяної пари в явну. При цьому збільшується різниця температур між повітряними потоками викидних та припливних каналів теплоутилізатора η_1 і таким чином потік повітря в припливних каналах теплоутилізатора η_1 отримує частину теплового потоку конденсації водяної пари $Q_{\text{ВП}}$.

$$Q_{\text{ПП}} = \xi \cdot Q_{\text{ВП}}, \quad (7)$$

де $Q_{\text{ПП}}$ – тепловий потік припливного повітря, отриманий за рахунок конденсації водяної пари в викидних каналах теплоутилізатора, кВт; ξ – коефіцієнт використання теплоти конденсації водяної пари викидного повітря.

Коефіцієнт ξ , як і коефіцієнт температурної ефективності η_t є показниками призначення теплоутилізаторів вентиляційних викидів тваринницьких приміщень [8]. Методика їх визначення наведена в [7].

Тепловий потік $Q_{\text{ПП}}$ підвищує температуру припливного повітря на виході теплоутилізатора η_1 від температури $t_{\Pi 2}^C$, °С, яка була б при явному теплообміні між потоками викидного і припливного повітря (див. рисунок), до температури $t_{\Pi 2}^B$, °С, яка встановлюється при конденсації водяної пари в викидних каналах. При цьому має місце така залежність:

$$Q_{\text{ПП}} = c \cdot G_2 \cdot t_{\Pi 2}^B - t_{\Pi 2}^C, \quad (8)$$

де c – питома теплоємність сухого повітря, кДж/(кг_{сп}·К); G_2 – витрата повітря через припливні канали теплоутилізатора, кг_{сп}/с.

З урахуванням формул (4), (7), (8) і при рівних витратах повітря у припливних і викидних каналах отримуємо взаємозв'язок між показником призначення теплоутилізатора ξ та параметрами повітряних потоків у вигляді такої залежності:

$$t_{\Pi 2}^B - t_{\Pi 2}^C = \xi \cdot \frac{r}{c} \cdot d_{\Pi 1} - d_{K1} . \quad (9)$$

Взаємозв'язок між коефіцієнтом температурної ефективності теплоутилізатора η_t (див. рисунок) і коефіцієнтами температурної ефективності η_1 і η_2 двох послідовно з'єднаних теплоутилізаторів отримують із системи рівнянь, які відображають процес явного теплообміну між потоками припливного і викидного повітря. Для цього необхідно доповнити систему рівнянь (1) і (2) очевидними залежностями, які впливають з рисунка:

$$t_{K2} - t_{\Pi 2}^B = \eta_2 \cdot t_{\Pi 1} - t_{\Pi 2}^B ; \quad (10)$$

$$t_{K2} - t_{\Pi 2}^B = t_{\Pi 1} - t_{\Pi 1}^K ; \quad (11)$$

$$t_{\Pi 2}^B - t_{\Pi 2} = \eta_1 \cdot t_{\Pi 1}^K - t_{\Pi 2} ; \quad (12)$$

$$t_{K1} = -t_{\Pi 2} . \quad (13)$$

Рішення системи рівнянь (1), (2), (10) – (13) щодо визначення взаємозв'язку між коефіцієнтом температурної ефективності рекуперативного теплоутилізатора η_t і коефіцієнтами температурної ефективності η_1 і η_2 двох послідовно з'єднаних теплоутилізаторів, має такий вигляд:

$$\eta_t = \frac{\eta_1 + \eta_2 - 2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}{1 - \eta_1 \cdot \eta_2} . \quad (14)$$

Таким чином, методичний підхід щодо розподілу рекуперативного теплоутилізатора на два послідовно з'єднані забезпечив отримання взаємозв'язків між параметрами повітряних потоків і параметрами призначення теплоутилізатора в вигляді аналітичних залежностей (9) – (11), (14), (15). Остання залежність впливає з визначення коефіцієнта температурної ефективності η_1 для “сухого” режиму роботи і згідно з позначеннями на рисунку має такий вигляд:

$$t_{\Pi 2}^C - t_{\Pi 2} = \eta_1 \cdot t_{\Pi 1}^K - t_{\Pi 2} . \quad (15)$$

У результаті синтезу отриманих аналітичних залежностей шляхом вилучення параметрів η_1 , η_2 , $t_{\Pi 2}^B$, $t_{\Pi 2}^C$ встановлено взаємозв'язок між параметрами повітряних потоків на входах і виходах рекуперативного теплоутилізатора та його показниками призначення в вигляді такого аналітичного виразу:

$$t_{K2} - t_{\Pi 2} = \eta_t \cdot t_{\Pi 1} - t_{\Pi 2} + \xi \cdot r \cdot d_{\Pi 1} - d_{K1} \cdot \frac{\eta_t \cdot t_{\Pi 1} - t_{\Pi 1}^K + t_{\Pi 1}^K - t_{K2}}{c \cdot t_{\Pi 1} - t_{K2}} . \quad (16)$$

Крім того, в рекуперативному теплоутилізаторі згідно з законом збереження енергії кількість теплової енергії, яку в результаті теплообміну втрачає потік викидного повітря, дорівнює кількості теплової енергії, яку отримує потік припливного повітря. В аналітичній формі це має вигляд рівняння різниці питомих ентальпій повітряних потоків на вході і виході припливних каналів та виході і вході викидних каналів теплоутилізатора. З урахуванням аналітичних виразів питомих ентальпій [4] запис закону збереження енергії для рекуперативного теплоутилізатора має такий вигляд:

$$t_{K2} - t_{П2} \cdot c + c_B \cdot d_{П2} = c \cdot t_{П1} - t_{K1} + c_B \cdot t_{П1} \cdot d_{П1} - t_{K1} \cdot d_{K1} + r \cdot d_{П1} - d_{K1}, \quad (17)$$

де c_B – питома теплоємність водяної пари, кДж/(кг·К); $d_{П2}$ – вологомисткість повітряного потоку на вході припливних каналів теплоутилізатора, кг_{вп}/кг_{сп}, яка визначається за формулою:

$$d_{П2} = \frac{0,622 \cdot \varphi_{П2} \cdot P_0 \cdot \exp\left(\frac{\alpha \cdot t_{П2}}{\beta + t_{П2}}\right)}{P_a - \varphi_{П2} \cdot P_0 \cdot \exp\left(\frac{\alpha \cdot t_{П2}}{\beta + t_{П2}}\right)}, \quad (18)$$

де $\varphi_{П2}$ – відносна вологість повітря на вході в припливні канали теплоутилізатора (відносна вологість повітря зовнішнього середовища), %.

Адекватність отриманої математичної моделі рекуперативного теплоутилізатора, в вигляді аналітичних залежностей (16) і (17), базується на коректному використанні закономірностей теорії теплопровідності та закону збереження енергії. Крім того, якщо в цій математичній моделі забезпечити умови для процесу явного теплообміну між потоками припливного і викидного повітря, а це відсутність конденсації водяної пари в викидних каналах і рівність вологомисткостей повітряних потоків, то аналітичні залежності (16) і (17) приймають вигляд рівнянь (1) і (2) “сухого” режиму роботи рекуперативних теплоутилізаторів.

Висновки

Методичний підхід щодо розподілу рекуперативного теплоутилізатора вентиляційних викидів тваринницьких приміщень на два послідовно з’єднані з аналізом і синтезом взаємозв’язків між параметрами повітряних потоків та показниками призначення забезпечили створення його математичної моделі. Її характерною особливістю є можливість врахування відносної вологості повітря на входах припливних і викидних каналів рекуперативного теплоутилізатора та оцінки впливу величини відносної вологості на температуру повітряних потоків на виходах припливних і викидних каналів.

Список літератури

1. Відомчі норми технологічного проектування. Підприємства птахівництва: ВНТП-АПК-04.05. – К.: Мінагрополітики України, 2005. – 90 с.
2. Відомчі норми технологічного проектування. Свилярські підприємства (комплекси, ферми, малі ферми): ВНТП-АПК-02.05. – К.: Мінагрополітики України, 2005. – 98 с.
3. Рекомендации по расчету и проектированию систем обеспечения микроклимата животноводческих и птицеводческих зданий при новом строительстве и реконструкции с учетом экономии топливно-энергетических ресурсов. – К. УкрНИИАгропроект, 1986. – 82 с.
4. Строй А. Ф. Теплоснабжение и вентиляция сельскохозяйственных зданий и сооружений / А.Ф. Строй. – К.: Вища шк., 1983. – 215 с.

5. Таблицы психрометрические. Построение, содержание, расчетные соотношения: ГОСТ 8.524-85. – [Чинний від 1986-07-01]. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1985. – 34 с.

6. Теплоутилізатори. Методи випробувань: ДСТУ 2671-94. – [Чинний від 1995-07-01]. – К.: Держстандарт України, 1994. – 11 с. – (Національні стандарти України).

7. Теплоутилізатори. Типи та основні параметри: ДСТУ 2677-94 (ГОСТ 30179-94). – [Чинний від 1998-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1994. – 6 с. – (Національні стандарти України).

8. Техніка сільськогосподарська. Рекуперативні теплоутилізатори вентиляційних викидів тваринницьких приміщень. Основні параметри й загальні технічні вимоги: СОУ 29.3–37–448:2006. – К.: Мінагрополітики України, 2006. – 13 с.

9. Техніка сільськогосподарська. Рекуперативні теплоутилізатори вентиляційних викидів тваринницьких приміщень. Методи випробувань: СОУ 74.3-37-265-2005. – К.: Мінагрополітики України, 2005. – 37 с.

Предложен методический подход и разработана математическая модель рекуперативного теплоутилизатора вентиляционных выбросов животноводческих помещений с учетом конденсации водяного пара на теплообменной поверхности в выбросных каналах.

Математическая модель, рекуперативный теплоутилизатор, вентиляционные выбросы, теплообмен.

The methodical approach has been proposed and the mathematical model of regenerative heat utilizer vent emissions from the cattle breeding premises considering the condensation of water vapor on heat transfer surfaces in the exhaust ducts has been developed.

Mathematical model, recuperative heat utilizer, ventilation exhausts, heat transfer.

УДК 536.24

ЗАСТОСУВАННЯ СОНЯЧНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА АКУМУЛЯТОРІВ ТЕПЛОТИ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕПЛИЦЬ

***В. Г. Горобець, доктор технічних наук
Є. О. Антипов, аспірант***

Розроблено енергозберігаючу систему теплопостачання теплиць з використанням сонячної енергії та сезонного акумулятора теп-