

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА З ДИСКОВОЮ ОБЕРТАЛЬНОЮ НАСАДКОЮ

Б. І. Котов, доктор технічних наук, професор

Подільський державний аграрно-технічний університет

В. О. Грищенко, кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Ю. І. Панцир, кандидат технічних наук, доцент

І. Д. Герасимчук, кандидат технічних наук, доцент

Подільський державний аграрно-технічний університет

E-mail: vlgr@nubip.edu.ua

Анотація. *Значна кількість теплоти міститься в низькопотенційних парогазових викидах приміщень, а також у відпрацьованому сушильному агенті сушильних агрегатів.*

Для використання відпрацьованої теплоти вентиляційних викидів застосовують теплообмінні апарати рекуперативного і регенеративного типу (із нерухомими і обертально-рухомими насадками).

Мета дослідження – на основі спрощених фізичних уявлень розробити математичні моделі нестационарних режимів функціонування регенеративного утилізатора з дисковою обертальною насадкою.

На основі проведеного аналізу існуючих теплоутилізаторів для використання теплоти відпрацьованих вентиляційних викидів і сушильних агентів сушарок, які мають запилені вологомісткі потоки, визначено доцільність використання регенеративного теплообмінника з обертовою дисковою насадкою, яка під дією відцентрової сили самоочищається. Сформульована математична модель нестационарного режиму теплоутилізатора як об'єкта з розподіленими параметрами, яка дозволяє визначати вплив конструктивних і режимних параметрів на ефективність вторинного використання відпрацьованої теплоти. Для розрахунків динамічних характеристик регенеративного теплоутилізатора сформульовано спрощений математичний опис у вигляді системи лінійних диференціальних рівнянь.

Розроблений спрощений математичний опис перехідного процесу в теплоутилізаторі дозволяє визначити зміну основних параметрів у часі на виході теплообмінника і може бути використаний при синтезі системи автоматичного керування.

Ключові слова: *теплоутилізатор, теплоносій, дискова обертова насадка, тепловий режим, математична модель*

Актуальність. Значна кількість теплоти міститься в низькопотенційних парогазових викидах приміщень з експлуатацією існуючих систем вентиляції, а також у відпрацьованому сушильному агенті сушильних агрегатів. Парогазові викиди характеризуються вмістом «явної» і «неявної» теплоти та пиловидних включень. Використання відпрацьованої теплоти теплоносія відбувається внаслідок зниження його температури та вологовмісту шляхом конденсації вологи на поверхнях теплообміну утилізаторів. Разом з вологою на поверхні відкладаються тверді фракції, які засмічують робочі поверхні пластинчастих теплообмінників, зменшуючи їх ефективність.

Для використання відпрацьованої теплоти вентиляційних викидів застосовують теплообмінні апарати рекуперативного і регенеративного типу (із нерухомими і обертально-рухомими насадками).

Регенеративні утилізатори з дисковою обертальною насадкою мають певні переваги перед рекуператорами: швидке безперервне видалення конденсату із механічними домішками (самоочищення) та можливість керування температурно-вологісним режимом шляхом зміни швидкості обертання насадки.

Для визначення ефективності і можливості автоматизації дискового типу регенеративного теплоутилізатора необхідно мати математичну модель нестационарних режимів функціонування.

Аналіз досліджень і публікацій. Основним типом теплоутилізаторів, які використовуються для утилізації відпрацьованих вентиляційних потоків і теплоносіїв, є рекуперативні теплообмінники [1-3], параметри призначення яких регламентовані в [3]. Методи дослідження і отримані результати визначення характеристик теплообмінників висвітлено в роботах [4-9], але тільки для усталених режимів. Дослідженням рекуперативних теплообмінників присвячено роботи [10, 11], в яких визначені математичні залежності роботи утилізаторів в усталеному режимі. Динамічним режимам приділено в публікаціях недостатньо уваги.

Мета дослідження – на основі спрощених фізичних уявлень розробити математичні моделі нестационарних режимів функціонування регенеративного утилізатора з дисковою обертальною насадкою.

Матеріали і методи дослідження. У рамках сформульованої мети найдоцільнішим методом дослідження, враховуючи специфіку питання, є аналітичний, а саме формування диференціальних рівнянь нестационарного теплообміну в елементах узагальненої конструктивної схеми теплоутилізатора.

Результати досліджень та їх обговорення. Розглядається конструктивна схема регенеративного утилізатора з дисковою насадкою з горизонтальною віссю обертання (рис. 1, а). Дискова насадка є пакетом дисків, встановлених на полуму валу з проміжками для проходу газових теплоносіїв, які утворюють поверхню теплообміну, одна половина яких нагрівається гарячими газами, а друга охолоджується повітрям, яке проходить між дисками. Розрахункова схема функціонування рекуператора наведена на рис. 1, б.

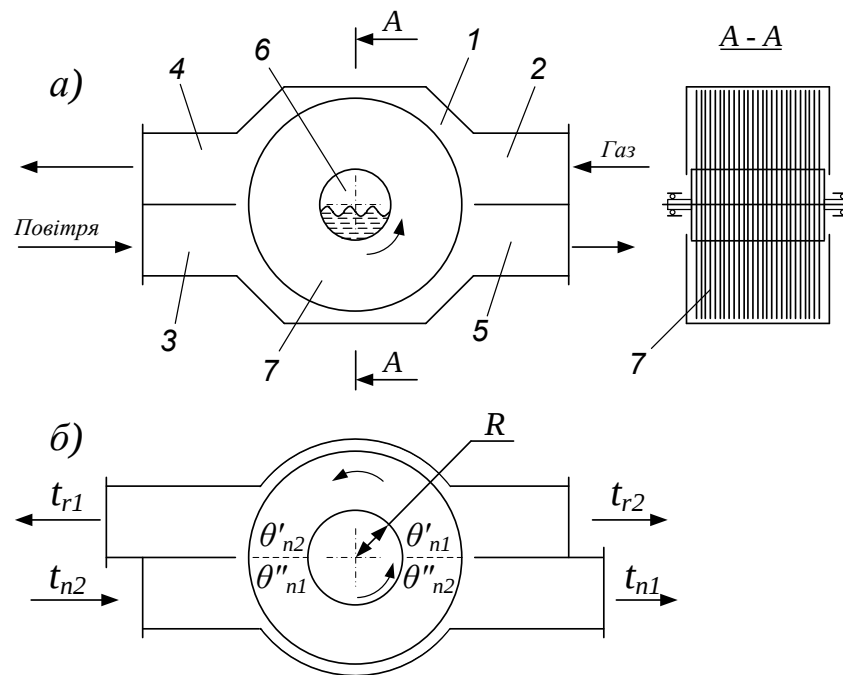


Рис. 1. Конструктивна (а) і технологічна схема (б) регенеративного теплоутилізатора:

1 – корпус; 2 – вхідний патрубок подачі газу; 3 – вхідний патрубок подачі повітря; 4, 5 – вихідні патрубки виводу газу і повітря; 6 – ротор-термосифон; 7 – дискова насадка

Для формулювання математичної моделі теплових процесів у дисковому теплоутилізаторі приймаємо такі допущення: 1) коефіцієнти тепло і масообміну,

теплофізичні властивості теплоносіїв і матеріалу насадки від температури не залежать і визначаються, як середні значення; 2) потоки теплоносіїв рівномірні в перетині каналів і стаціонарні; 3) перемішування теплоносіїв виключене.

Тепловий баланс визначається за такою схемою: теплота газового потоку передається до насадки конвективним теплообміном, збільшуючи її температуру в газовому каналі; після обертання насадки вона віддає накопичену теплоту повітрю; при взаємодії з повітряним потоком температура його збільшується. Рівняння теплового балансу складаються для окремих каналів і насадки.

Рівняння теплового балансу, яке описує зміну температури газу для перетину каналу dy за час $d\tau$:

$$c_r S_r \rho_r dx dt_r = \frac{\alpha f}{l} (\theta'_n - t_r) dx d\tau. \quad (1)$$

Розкриваючи повний диференціал:

$$dt_r = \frac{\partial t_r}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial t_r}{\partial y} dy,$$

та враховуючи, що $dy/d\tau = V_r$ і приймаючи до уваги, що $V_r = \frac{G_r}{S_r \rho_r}$ матимемо:

$$c_r m_r \frac{\partial t_r}{\partial \tau} + c_r G_r l \frac{\partial t_r}{\partial y} = \alpha f (\theta'_n - t_r). \quad (2)$$

Рівняння теплового балансу, що описує зміну температури насадки для того ж перетину dy буде:

$$c_n S_n \rho_n dy d\theta'_n = \frac{\alpha f}{l} (t_r - \theta'_n) dy d\tau. \quad (3)$$

Розкриваючи повний диференціал $d\theta'_n = \frac{\partial \theta'_n}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial \theta'_n}{\partial y} dy$ і враховуючи, що

$dy/d\tau = V_n$, $S_n \rho_n = \frac{G_n}{V_n}$ матимемо:

$$m_n c_n \frac{\partial \theta'_n}{\partial \tau} + c_n G_n l \frac{\partial \theta'_n}{\partial y} = \alpha f (t_r - \theta'_n). \quad (4)$$

Аналогічно складемо рівняння теплового балансу, які описують зміну температури повітря і насадки в повітряному каналі:

$$m_n c_n \frac{\partial t_n}{\partial \tau} + c_n G_n l \frac{\partial t_n}{\partial y} = \alpha f (\theta_n'' - t_n), \quad (5)$$

$$m_n c_n \frac{\partial \theta_n''}{\partial \tau} + c_n G_n l' \frac{\partial \theta_n''}{\partial y} = \alpha f (t_n - \theta_n''). \quad (6)$$

Величину G_n , еквівалентну масовим втратам насадки, отримаємо з інтегрального рівняння [11]:

$$\int_0^G dG_n = \rho_n \delta n \omega \int_0^R r dr, \quad (7)$$

і інтегруючи отримаємо:

$$G_n = \rho_n \delta n \omega 0.5 R^2. \quad (8)$$

Граничні і початкові умови:

$$\begin{aligned} y = 0; t_r = t_{r1}; t_n = t_{n1}; \theta_{n1}' = \theta_{n2}''; \\ \theta_{n1}'' = \theta_{n2}'; \tau = 0; \theta_{n1}' = \theta_{n2}' = \theta_{n1}'' = \theta_{n2}'' = t_{n1} = t_z; \\ \frac{\partial t_r}{\partial \tau} = \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial \theta_n}{\partial \tau} = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

У рівняннях (1) – (8) позначено: t_r, t_n – температура відпрацьованого теплоносія (газу) і припливного повітря; θ_n', θ_n'' – температура насадки у газовому і повітряному контурі; $S_{r,n}, S_n'$ – площа перетину газу в просторі між дисками і площа перетину дискової насадки в напрямку руху теплоносіїв; l, l' – довжина газового тракту і еквівалентна довжина насадки ($l' = 0.5R$); R – радіус дисків насадки; c_r, c_n, c_n – питома теплоємність газу, повітря і насадки; ρ_r, ρ_n, ρ_n – густина газу, повітря і насадки; G_r, G_n, G_n – масова витрата газу, повітря і насадки; V_r, V_n, V_n – швидкість руху газу, повітря і насадки; α, f – коефіцієнт і поверхня теплообміну; m_r, m_n, m_n – маса газу, повітря і насадки; δ – товщина диска насадки; n – кількість дисків; ω – швидкість обертання дискової насадки; y, τ – точна координата в напрямку руху та час.

Система диференціальних рівнянь (2), (4) – (6) із виразом (8) та початковими і граничними умовами складають математичну модель нестационарних теплових

процесів у регенеративному теплообміннику (для сухого теплообміну). За наявності (при використанні вологого відпрацьованого теплоносія) конденсації вологи на поверхні насадки в газовому каналі з правої частини рівняння (2) треба відняти, а до правої частини рівняння (4) додати складову, яка враховує неявний теплообмін (фазове перетворення при конденсації):

$$r\beta f(d_r - d''(\theta'_n)), \quad (10)$$

де r – теплота конденсації; β – коефіцієнт масопередачі; $d_r, d''(\theta'_n)$ – вологовміст газу та його насичене значення при температурі поверхні θ'_n насадки.

Система сформульованих диференціальних рівнянь може бути розв’язана тільки числовим методом. Для розв’язку з використанням прикладних комп’ютерних середовищ MathCAD або MATLAB систему рівнянь можна спростити шляхом усереднення параметрів. Оскільки для практичного використання (в тому числі і для розробки САК) інтерес являє значення температур теплоносіїв на виході із теплообмінника, виключимо з рівнянь частинні похідні, які визначають зміну параметрів за координатою шляхом заміни: $\frac{\partial T}{\partial y} \approx \frac{dT}{dy} \approx \frac{\Delta T}{\Delta y} \approx \frac{T_1 - T_2}{l}$. У цьому випадку, враховуючи незначну довжину шляху переміщення теплоносіїв, приймається лінійний розподіл параметрів за координатою і система вихідних рівнянь набуває вигляду:

$$m_r c_r \frac{dt_r}{d\tau} = G_r c_r (t_{r1} - t_{r2}) + \alpha f(\bar{\theta}'_n - \bar{t}_r) - r\beta f(d - d(\bar{\theta}'_n)), \quad (11)$$

$$m_n c_n \frac{d\theta'_{n2}}{d\tau} = G_n c_n (\theta'_{n1} - \theta'_{n2}) - \alpha f(\bar{t}_r - \bar{\theta}'_n) + r\beta f(d - d(\theta''_n)), \quad (12)$$

$$m_n c_n \frac{d\theta''_{n2}}{d\tau} = G_n c_n (\theta''_{n1} - \theta''_{n2}) + \alpha f(\bar{t}_n - \bar{\theta}''_n), \quad (13)$$

$$m_n c_n \frac{dt_{n2}}{d\tau} = G_n c_n (t_{n1} - t_{n2}) + \alpha f(\bar{\theta}''_n - \bar{t}_n), \quad (14)$$

де $\bar{t}_n = 0.5(t_{n1} + t_{n2})$; $\bar{t}_r = 0.5(t_{r1} + t_{r2})$; $\bar{\theta}_n = 0.5(\theta_{n1} + \theta_{n2})$ – середні за довжиною каналів значення температур.

Отримана система лінійних диференціальних рівнянь (11) – (14) визначає зміну в часі температури нагрітого повітря $t_{n2}(\tau)$ і відпрацьованого газу $t_{r2}(\tau)$ (температура насадки є проміжним теплоносієм).

Для стаціонарного режиму роботи [9] отримана залежність температури припливного повітря, що нагрівається, в залежності від режимних параметрів $G_r, G_n \omega = \pi n' / 30$ (n' – швидкість обертання).

На рис. 2 наведено розрахункові залежності температури нагрівання повітря від швидкості обертання насадки для різних значень коефіцієнта теплообміну. На основі проведених досліджень розроблено дослідний зразок регенеративного повітрянагрівача для сушильного агрегату АВМ з витратами відпрацьованого теплоносія $G_r = 16000 \text{ м}^3/\text{год}$ і температурою 120°C .

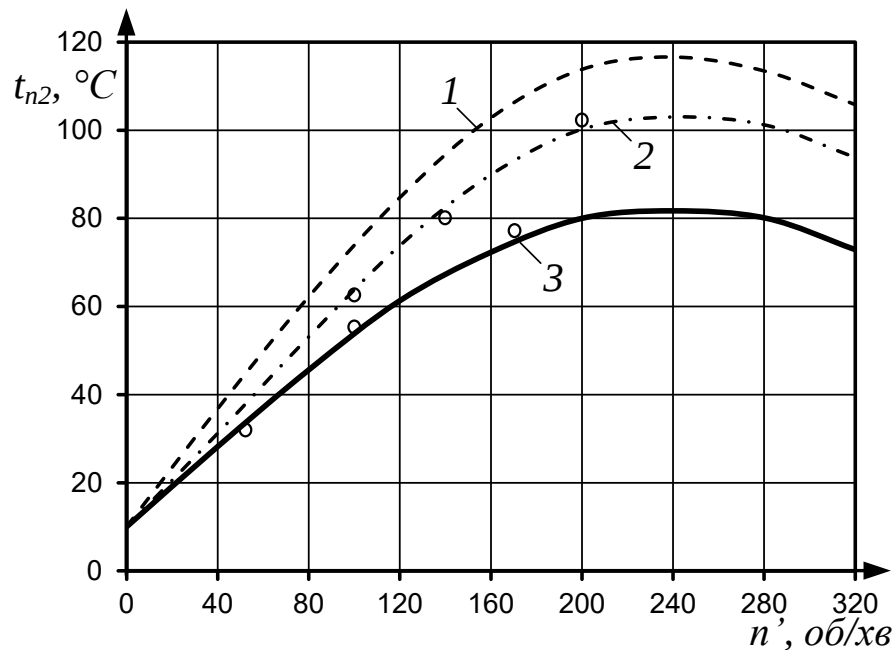


Рис. 2. Залежність температури повітря на виході теплоутилізатора від швидкості обертання насадки і коефіцієнта теплообміну α , Вт/(м²·°C):
 1 – 200; 2 – 100; 3 – 50 (о – дані експерименту при $G_r = 16000 \text{ м}^3/\text{год}$; $t_{r1} = 120^\circ\text{C}$)

У конструкції теплообмінника для компенсації теплових витрат використано обертовий теплосифон у вигляді обертової труби (позиція 6 на рис. 1).

Висновки і перспективи.

1. Сформульована математична модель, яка описує нестационарний тепловий режим функціонування регенеративного теплоутилізатора, може бути використана для оптимізації режимних і конструктивних параметрів.

2. У межах зміни швидкості обертання 80...160 об/хв величина вихідної температури залежить від обертів насадки лінійно, що може бути використано для автоматизації керування утилізатором і температурно- вологісним режимом.

3. Розроблений спрощений математичний опис перехідного процесу в теплоутилізаторі дозволяє визначити зміну основних параметрів у часі на виході теплообмінника і може бути використаний при синтезі системи автоматичного керування.

Список використаних джерел

1. Пришляк В. М., Яропуд В. М. Аналіз і класифікація технологічних схем теплоутилізаторів для тваринницьких приміщень. Науково–теоретичний збірник "Вісник ЖНАЕУ. 2014. Вип. 2(45), № 4(2). С. 344–350.

2. Бурдо О. Г. Эволюция сушильных установок: монография. Одесса: Полиграф, 2010. 368 с.

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

4. Порев И. А., Алиев Б. М. Рекуперация тепла отработанных газов высокотемпературных сушилок. Научно-технич. бюллетень ВИМ. 1984. Вип. 57. С. 60–62.

5. Довбненко О. Ф. Обґрунтування режимів роботи теплоутилізаторів вентиляційних викидів тваринницьких приміщень: автореф. дис... канд. техн. наук. . Глеваха: 2001. 22 С.

6. Яропуд В. М. Обґрунтування конструкційно-режимних параметрів теплоутилізатора для тваринницьких приміщень: автореф. дис... канд. техн. наук. . Вінниця: ВНАУ, 2016. 19 с.

7. Яропуд В. М., Алієв Е. Б. Методика інженерного розрахунку параметрів теплоутилізатора для тваринницьких приміщень. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 212, № 2. С. 214–221.

8. Герасимчук Ю. В. Математична модель рекуперативного теплоутилізатора вентиляційних викидів тваринницьких приміщень. Науковий вісник НУБіП України. 2014. Вип. 194, ч. 2. С. 93–99.

9. Герасимчук Ю. В., Гирченко М. Т., Довбненко О. Ф. Эффективность использования систем управления теплоутилизаторами вентиляционных выбросов

животноводческих помещений. Автоматизация сельскохозяйственного производства. Сборник докладов международной научно-технической конференции. 2004. Вып. 4. С. 59–66.

10. Котов Б. І. Визначення параметрів регенеративного утилізатора теплоти з дисковою насадкою. Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. 2001. Вип. 9. С. 93–97.

11. Спірін А. В., Котов Б. І., Труханська О. О. Математична модель регенеративного теплоутилізатора теплових викидів сільськогосподарських. Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення: 2016. С. 92–95.

References

1. Pryshliak, V. M., Yaropud, V. M. (2014)/ Analiz i klasyfikatsiia tekhnolohichnykh skhem teploutylizatoriv dlia tvarynnytskykh prymishchen [Analysis and classification of technological schemes of heat recovery equipment for livestock facilities]. Naukovo–teoretychnyi zbirnyk "Visnyk ZhNAEU, 2(45), № 4(2), 344–350.

2. Burdo, O. G. (2010). Evolyutsiya sushil'nykh ustanovok: monografiya [The evolution of dryers: a monograph]. Odessa: Poligraf, 368.

3. Tekhnika silskohospodarska. Rekuperatyvni teploutylizatory ventyliatsiinykh vykydiv tvarynnytskykh prymishchen. Metody vyprobuvan: SOU 74.3-37-265-2005 [Agricultural machinery. Recuperative heat utilizers of ventilation emissions of livestock premises. Test methods: SOU 74.3-37-265-2005]. K.: Minahropolityky Ukrainy, 2005, 37.

4. Porev, I. A., Aliyev, B. M. (1984)/ Rekuperatsiya tepla otrabotannykh gazov vysokotemperaturnykh sushilok [Heat recovery of exhaust gases from high-temperature dryers]. Scientific and technical bulletin VIM, 57, 60–62.

5. Dovbnenko, O. F. (2001). Obgruntuvannia rezhymiv roboty teploutylizatoriv ventyliatsiinykh vykydiv tvarynnytskykh prymishchen [Substantiation of modes of operation of heat utilizers of ventilation emissions of livestock premises]: avtoref. dys... kand. tekhn. nauk. Hlevakha, 22.

6. Yaropud, V. M. (2016) Obgruntuvannia konstruktsiinorezhymnykh parametriv teploutylizatora dlia tvarynnytskykh prymishchen [Substantiation of structural parameters of heat utilizer for livestock premises]: avtoref. dys... kand. tekhn. nauk. Vinnytsia: VNAU, 19.

7. Yaropud, V. M., Aliiev, E. B. (2015). Metodyka inzhenernoho rozrakhunku parametriv teploutylizatora dlia tvarynnytskykh prymishchen [Methods of engineering calculation of heat recovery parameters for livestock facilities]. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and energy of agro-industrial complex, 212(2), 214–221.

8. Herasymchuk, Yu. V. (2014). Matematychna model rekuperatyvnoho teploutylizatora ventyliatsiinykh vykydiv tvarynnytskykh prymishchen [Mathematical model of recuperative heat utilizer of ventilation emissions of livestock premises]. Scientific Bulletin of NULES of Ukraine, 194(2), 93–99.

9. Gerasimchuk, Yu. V., Girchenko, M. T., Dovbnenko, O. F. (2004). Effektivnost' ispol'zovaniya sistem upravleniya teploutylizatorami ventilyatsionnykh vybrosov zhivotnovodcheskikh pomeshcheniy. Avtomatizatsiya sel'skokhozyaystvennogo

produktstva [Efficiency of use of control systems of heat utilizers of ventilating emissions of livestock premises]. Automation of agricultural production. Proceedings of the international scientific and technical conference, 4, 59–66.

10. Kotov, B. I. (2001). Vyznachennia parametriv reheneratyvnoho utylizatora teploty z dyskovoiu nasadkoiu [Determination of the parameters of the regenerative heat recovery unit with a disk nozzle]. Agricultural machinery: Coll. Science, 9, 93–97.

11. Spirin, A. V., Kotov, B. I., Trukhanska, O. O. (2016). Matematychna model reheneratyvnoho teploutylizatora teplovykh vykydiv silskohospodarskykh [Mathematical model of regenerative heat recovery of agricultural thermal emissions]. Information society: technological, economic and technical aspects of formation, 92–95.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА С ДИСКОВОЙ ВРАЩАТЕЛЬНОЙ НАСАДКОЙ

Б. И. Котов, В. А. Грищенко, Ю. И. Панцирь, И. Д. Герасимчук

Аннотация. *Значительное количество теплоты содержится в низкопотенциальных парогазовых выбросах помещений, а также в отработанном сушильном агенте сушильных агрегатов.*

Для использования отработанной теплоты вентиляционных выбросов используют теплообменные аппараты рекуперативного и регенеративного типа (с неподвижными и вращательно-подвижными насадками).

Цель исследования – на основе упрощенных физических представлений разработать математические модели нестационарных режимов функционирования регенеративного утилизатора с дисковой вращающейся насадкой.

На основе проведенного анализа существующих теплоутилизаторов для использования теплоты отработанных вентиляционных выбросов и сушильных агентов сушилок, имеющих запыленные влажосодержащие потоки, определена целесообразность использования регенеративного теплообменника с вращающейся дисковой насадкой, которая под действием центробежной силы самоочищается. Сформулирована математическая модель нестационарного режима теплоутилизатора как объекта с распределенными параметрами, позволяющая определять влияние конструктивных и режимных параметров на эффективность вторичного использования отработанной теплоты. Для расчетов динамических характеристик регенеративного теплоутилизатора сформулировано упрощенное математическое описание посредством системы линейных дифференциальных уравнений.

Разработанное упрощенное математическое описание переходного процесса в теплоутилизаторе позволяет определить изменение основных параметров во времени на выходе теплообменника и может быть использовано при синтезе системы автоматического управления.

Ключевые слова: *теплоутилизатор, теплоноситель, дисковая вращающаяся насадка, тепловой режим, математическая модель*

SIMULATION OF DYNAMIC MODES IN REGENERATIVE HEAT EXCHANGER WITH A ROTATING DISC NOZZLE

B. Kotov, V. Hryshchenko, Yu. Pantsyr, I. Herasymchuk

Abstract. *A significant amount of heat is contained in low-potential steam and gas emissions from the premises, as well as in the spent drying agent of drying units.*

Heat exchangers of recuperative and regenerative type (with fixed and rotating nozzles) are used to use the exhaust heat of ventilation emissions.

The aim of the research is to develop mathematical models of non-stationary modes of operation of a regenerative utilizer with a disk rotating nozzle on the basis of simplified physical representations.

Based on the analysis of existing heat recovery units for the use of heat from exhaust emissions and drying agents of dryers with dusty moisture-intensive streams, the feasibility of using a regenerative heat exchanger with a rotating disk nozzle, which is self-cleaning by centrifugal force. A mathematical model of non-stationary mode of heat recovery as an object with distributed parameters is formulated, which allows to determine the influence of design and mode parameters on the efficiency of secondary use of waste heat. To calculate the dynamic characteristics of the regenerative heat recovery unit, a simplified mathematical description in the form of a system of linear differential equations is formulated.

The developed simplified mathematical description of the transient process in the heat recovery unit allows to determine the change of the main parameters in time at the output of the heat exchanger and can be used in the synthesis of the automatic control system.

Key words: *heat recovery unit, heat carrier, disk rotating nozzle, thermal mode, mathematical model*