

ХІМІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 66.045.132, 697.921.4

ДВОЙНОС Я. Г., к.т.н., ст. викл.; ЄВЗЮТІН П. Ю., магістрант
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ПАРАМЕТРИ СІТКИ ПОЛОТНЯНОГО ПЛЕТІННЯ ДЛЯ НАСАДКИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА

Проектування теплообмінних апаратів регенераторного типу для теплообміну між газами ускладнений низьким коефіцієнтом тепловіддачі та значними витратами на подолання гідравлічного опору насадки. Перший недолік збільшує розміри апарату і, відповідно капітальні витрати, другий збільшує експлуатаційні. Для обґрунтованого вибору гідродинамічного режиму у регенераторі тепла газів з сітчастою дровою насадкою проведено серію симуляційних експериментів з різними режимами руху теплоносія, результати узагальнено в вигляді кореляційних залежностей для визначення коефіцієнту тепловіддачі та гідравлічного опору.

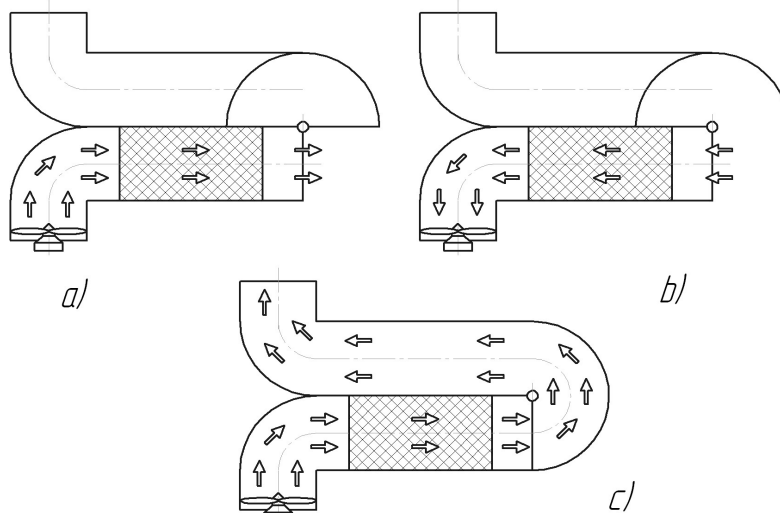
Ключові слова: регенеративний теплообмінник, нестационарний теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі.

DOI: 10.20535/2617-9741.2.2021.235851

© Двойнос Я. Г., Євзютін П. Ю., 2021.

Постановка проблеми. Теплообмінники регенеративного типу широко використовуються в процесах теплообміну між газами. Перевагою такого типу теплообмінників є висока питома поверхня теплообміну та простота конструкції, основні недоліки у змішуванні потоків та необхідності встановлення газорозподільних пристроїв. Використання регенеративного теплообміну в хімічній технології та системах кліматичного контролю пов'язано не тільки з переносом тепла, а і маси, наприклад, при адсорбційному сушінні, зневодненні природного газу, кондиціонуванні повітря можуть виникати умови для парціальної конденсації складових газової суміші і, відповідно, утворення крапель конденсату. Дослідження механізму утворення конденсату є актуальним, а створення методики розрахунку періоду сушіння та періоду роботи між сушінням дозволить збільшити ефективність використання регенератору і тому є важливим.

Схему роботи регенераційного провітрювача зображено на рис. 1.



а – прямий потік (матеріал насадки акумулює тепло); б – зворотній потік (матеріал насадки повертає тепло); в – прямий потік (сушіння матеріалу насадки)

Рис. 1 – Схема руху повітря у регенераторі з періодичним сушінням матеріалу насадки

Аналіз попередніх досліджень. Дослідження процесів тепло та масообміну в насадкових теплообмінниках – зволожувачах [1] дозволили сформулювати та експериментально перевірити припущення про можливість нехтування температурною та концентраційною неоднорідністю у перерізі каналу регенератора, та сформульовано параметр ККД за вологовмістом:

$$\eta_d = \frac{d_{air_in} - d_{air_out}}{d_{air_in} - d_{air_in}^*}, \quad (1)$$

В роботі [2] приділено увагу аналітичному рішенню процесів у регенераційному теплообміннику з нерухомою регулярною насадкою у вигляді металевої сфери. З'ясовано, що інтенсифікація гідродинамічного режиму до значень $Re > 500$ призводить до зменшення ефективності теплообмінника через зменшення часу перебування повітря у полоті насадки. Також оцінено вплив теплопровідності в осьовому напрямку при контакті елементів насадки на температурний профіль насадки.

Автори [3] при дослідженні нестационарного теплообміну в регенераторі із сферичними металевими елементами використали для розрахунку гідравлічного спротиву насадки з сферичних елементів спрощене рівняння Ергуна, та запропонували використати критерій Рейнольдса як вихідний параметр для конструктивного розрахунку регенератора.

Невирішеною частиною наукової проблеми є аналіз умов утворення рідкого шару конденсату на поверхні насадки та оцінка швидкості росту цього шару при циклічній роботі регенератора.

Метою цієї статті є визначення закономірностей кінетики росту шару конденсату на поверхні насадки регенеративного теплообмінника в умовах його циклічної роботи.

Виклад основного матеріалу. В якості матеріалу насадки розглянуто сітку полотняного плетіння [4] з розміром ячейки $a = 1,6$ мм, діаметром дроту $d_{wire} = 0,4$ мм, матеріал Сталь 08X18H10T, відстань між сітками у пакеті 1 мм.

Для зручності моделювання конфігурацію сітки замінено на подібну, в якій дроти розташовані з кроком по довжині таким самим, як і шаг розташування сіток (1 мм), а шаг по висоті обрано таким, що гідравлічний діаметр каналів залишаються незмінними. Для обраного прикладу та діаметру апарату 0,05 м гідравлічний діаметр, м:

$$D_{hyd} = \frac{a^2}{4 \cdot a} = 0,0004 \quad (2)$$

Схему подібної моделі наведено на рис. 2.

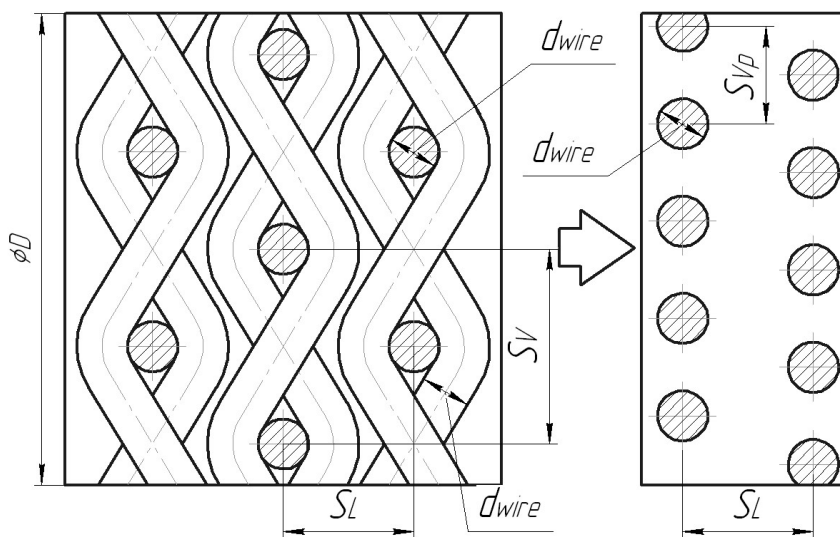


Рис. 2 – Подібна модель для розрахунку процесів у регенераторі з сітчастою насадкою

Розрахунковий шаг по висоті між елементами насадки для подібної розрахункової схеми, мм:

$$D_{hyd} = \frac{lS_{vp}}{2(l+S_{vp})} \Rightarrow S_{vp} = 2 \frac{D_{hyd}l}{l-2D_{hyd}} = 8,26 \cdot 10^{-4} \quad (3)$$

де l – середня довжина дротів насадки у поперечному перерізі, м.
 Параметри повітря для розрахунку обрано з [5]. Вологовміст, кг/кг:

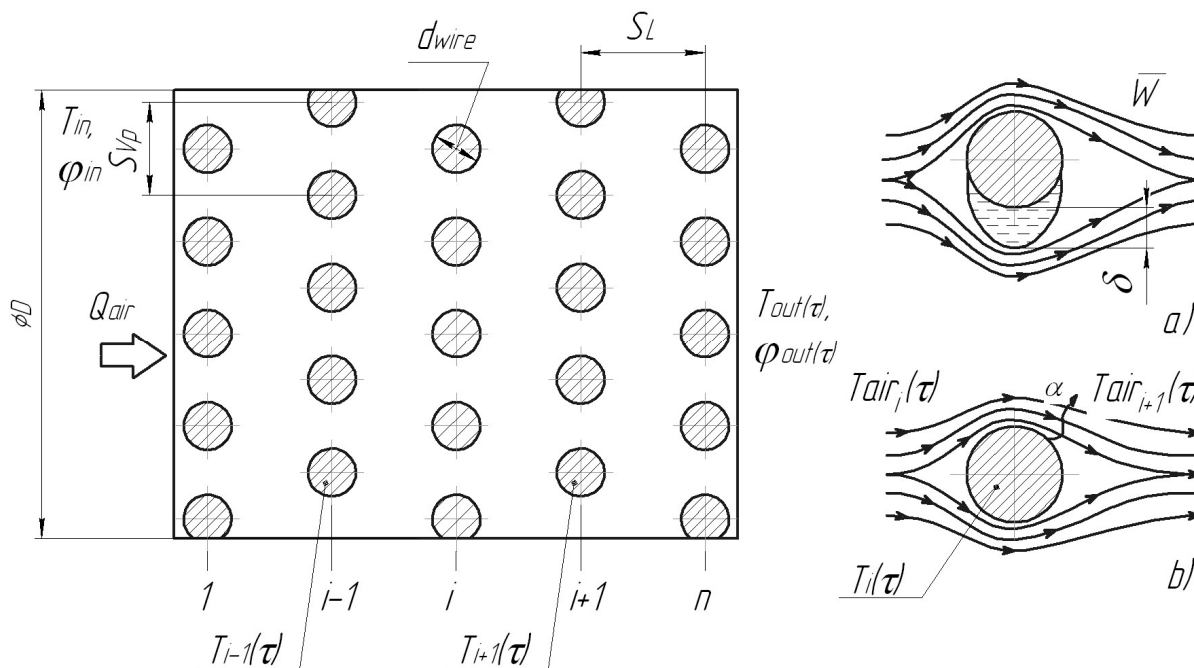
$$d = \frac{0,622\varphi}{\varphi-1}, \quad (4)$$

де φ – відносна вологість повітря в долях.

Питома ентальпія як функція температури та вологовмісту, Дж/кг:

$$i = i_{dry} + i_{vape} = c_{pair}t + (r + c_{pvape}t)d, \quad (5)$$

де i_{dry} òà i_{vape} – питомі ентальпії сухого повітря та водяної пари, c_{pair} òà c_{pvape} – ізобарні теплоємкості пари та повітря Дж/(кг·К), r – питома теплота пароутворення Дж/кг, t – температура °С; d вологовміст кг/кг.
 Фізичну модель процесу теплообміну з врахуванням конденсації наведено на рис. 3.



а) утворення та зростання плівки конденсату; б) сушіння плівки конденсату з поверхні насадки.

Рис. 3 – Фізична модель процесу теплообміну у регенераторі з врахуванням конденсації.

Зроблено наступні припущення:

1. температурна та концентраційна неоднорідність у перерізі каналу регенератора відсутні [1];

2. вплив теплопровідності в осьовому напрямку при контакті елементів насадки на температурний профіль насадки незначний [2];

3. Період роботи регенератора між сушіння насадки достатньо малий, і товщина шару конденсату δ не впливає на гідродинамічний режим процесу регенерації тепла та значення коефіцієнту тепловіддачі.

Тепловий баланс між шаром повітря, що розташований між шарами насадки та одним шаром насадки регенератора:

$$\begin{cases} \Delta I_{air_i} = \frac{\pi D^2 S_L}{4} \rho (i_{air_i+1} - i_{air_i}) \\ \Delta I_{wire} = \frac{\pi D^2}{4} \rho_{wire} C_{p_wire} (T(\tau + \Delta\tau) - T(\tau)) \\ \Delta I = \Delta I_{wire} = \alpha (\bar{T}_{air} - \bar{T}_{wire}) \frac{\pi D^2}{4} S_{gh} \Delta\tau \\ \Delta\tau = \frac{\pi D^2 S_L}{4 Q_{air}} \end{cases}, \quad (6)$$

де ρ_{wire} – питома маса сітки полотняного плетіння, кг/м²; S_{gh} – питома поверхня сітки полотняного плетіння, м²/м²; $\Delta\tau$ – квант часу перебування повітря у проміжку між шарами насадки, с.

Аналітичне розв'язання системи (6) ускладнено через невизначеність коефіцієнту тепловіддачі від поверхні насадки до газу. Для моделі регенератора теплоти газів обрано діапазон $Re=0,01\div 140$, та використано закономірності, отримані D.C. Collis and M.J. Williams [6]:

$$\begin{aligned} Nu \left(\frac{T_m}{T_g} \right)^{-0,17} &= A + B Re^n \\ \alpha &= (A + B Re^n) \left(\frac{\lambda}{d} \right) \left(\frac{T_m}{T_g} \right)^{0,17}, \end{aligned} \quad (7)$$

де Nu та Re – критерії подібності, A, B, n – коефіцієнти, які залежать від Re : $0,02 < Re < 44$ $n=0,45$, $A=0,24$, $B=0,56$; $44 < Re < 140$ $n=0,51$, $A=0$, $B=0,48$; T_{gas} – температура газу, К; T_{solid} – температура матеріалу насадки, К.

Для визначення гідравлічного опору насадки з сітки дрової пропонується використати залежність [7]:

$$\Delta P = \zeta_{Re} \frac{\rho_{air} W_{air}^2}{2}, \quad (8)$$

де ζ_{Re} – коефіцієнт опору; ρ_{air} – густина газу, кг/м³; W_{air} – середня швидкість газу у перерізі апарату, м/с. Критерій $Re = \frac{W_{air} d_{wire}}{\nu_{air}}$, де $W_0 = \frac{W_{air}}{f}$ – швидкість газу у отворах сітки, м/с, $f = \frac{F_{i\dot{a}}}{F}$ дорівнює відношенню площі отворів до загальної площі сітки; d_{wire} – діаметр дроту сітки, м; ν – кінематична в'язкість газу, Па·с. $50 < Re < 1000 \Rightarrow \zeta_{Re} = k_{Re} + \zeta$, де ζ і k_{Re} визначаються з графіку [7], $Re < 50 \Rightarrow \zeta_{Re} = \frac{22}{Re} + \zeta$.

Умовами для моделювання процесів у регенераторі тепла можуть бути коефіцієнт регенерації $q=0,96$ [1] і середній перепад температури між насадкою та газом 1,5 К [8].

Після порівняння результатів числового експерименту з використанням критеріальних залежностей (7-8) та симуляційного з використанням CFD моделювання пропонується проаналізувати вплив групового розміщення елементів насадки, та відповідно, стисненого руху повітря шляхом симуляційного експерименту.

Для симуляційного експерименту використано додаток SolidWorks FlowSimulation, рис. 4 та методику [9-10].

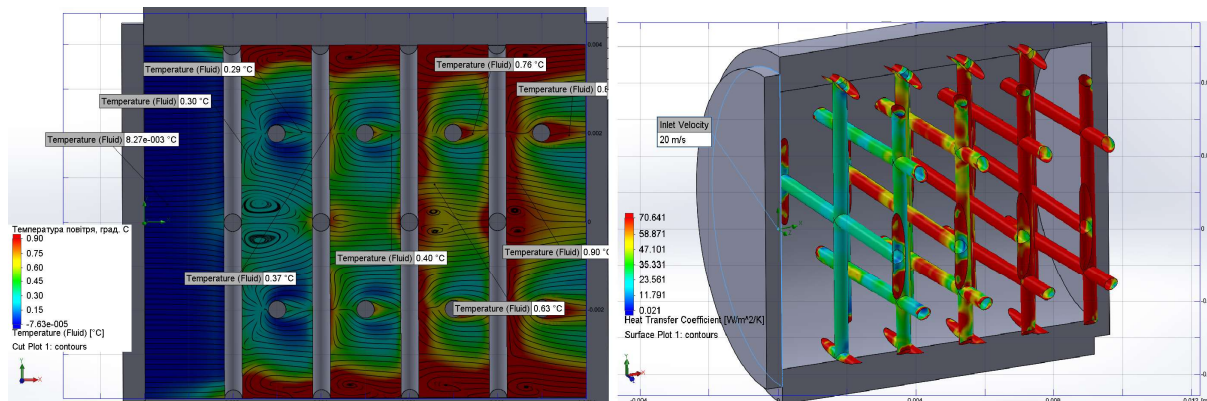


Рис. 4 – Результати CFD моделювання при конвективному теплообміні газового потоку з циліндром малого діаметру

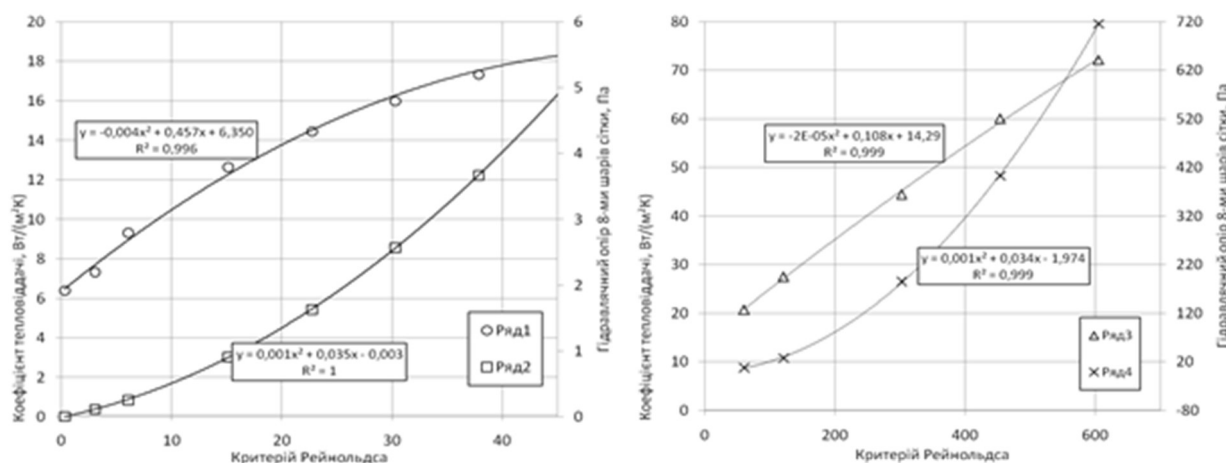


Рис. 5 – Кореляційні залежності для визначення коефіцієнту тепловіддачі та гідрравлічного опору при різних гідродинамічних умовах

Практичне використання отриманих результатів полягає в вдосконаленні методики проектного розрахунку регенератора тепла повітря.

Висновки. Сформульовано математичну модель процесу теплообміну між шаром повітря, що розташований між шарами насадки та одним шаром насадки регенератора, отримано кореляційні залежності для визначення коефіцієнту тепловіддачі та гідрравлічного опору при різних гідродинамічних умовах для сітки полотняного плетіння з дроту 0,4 мм, кроком плетіння 2 мм, кроком розміщення сіток 1 мм.

Список використаної літератури

1. Liu, X. H., Jiang, Y., & Qu, K. Y. (2007). Heat and mass transfer model of cross flow liquid desiccant air dehumidifier/regenerator. *Energy Conversion and Management*, 48(2), 546–554. doi:10.1016/j.enconman.2006.06.002.
2. Muralikrishna, S. (1999). Study of Heat Transfer Process in a Regenerator. *Chemical Engineering Research and Design*, 77(2), 131–137. doi:10.1205/026387699526016.
3. Park, P. M., Cho, H. C., & Shin, H. D. (2003). Unsteady thermal flow analysis in a heat regenerator with spherical particles. *International Journal of Energy Research*, 27(2), 161–172. doi:10.1002/er.865
4. <https://www.frunze.ua/setki-svarnaya-setka-prosechno-vytyazhnaya-filtrovaya-shtukaturnaya-setka-i-dr/setka-tkanaya/setka-tkanaya-16/>.
5. Петухова Б. С., Шикова В. К.. Справочник по теплообменникам: В 2 т. - М.: Энергоатомиздат, 1987, С. 560.
6. Collis, D. C., & Williams, M. J. (1959). Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 6(03), 357. doi:10.1017/s0022112059000696.
7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: ил.
8. Новотельнов В. Н. криогенные машины: Учебник для вузов по спец. "Техника и физика низких температур" / В.Н. Новотельнов, А. Д. Суслов, В.Б. Полтараус – Спб.: Политехника, 1991. – 335 с.: ил.
9. Costa, S. C., Barrutia, H., Esnaola, J. A., & Tutar, M. (2014). Numerical study of the heat transfer in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, 79, 255–264. doi:10.1016/j.enconman.2013.11.055.
10. Kołodziej, A., Łojewska, J., Jaroszyński, M., Gancarczyk, A., & Jodłowski, P. (2012). Heat transfer and flow resistance for stacked wire gauzes: Experiments and modelling. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 33(1), 101–108. doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.11.006

Надійшла до редакції 26.03.2021

Dvoinos Ya. G., Yevziutin P. Yu.

PARAMETERS OF THE PLAIN WEAVE MESH FOR THE NOZZLE OF A REGENERATIVE HEAT EXCHANGER

Regenerative heat exchangers have disadvantages such as low heat transfer coefficient from the nozzle to the gas and high hydraulic resistance due to the design of the nozzles. Wire-mesh nozzles can eliminate these shortcomings of regenerators. Wire-mesh nozzles have low hydraulic resistance and large heat transfer surface.

The process of heat and mass transfer in a regenerative heat exchanger is considered. A series of numerical simulation experiments was performed.

Theoretically, the optimal configuration of the nozzle was calculated: a plain weave mesh with a wire diameter of 0.4 mm, a weaving step of 2 mm, and a step of placing nets of 1 mm. The operational modes for the regenerator are considered, taking into account the period for drying the nozzle from moisture and the maximum mass of water that can hold the nozzle without the formation of drops.

Given the condensation of moisture on the nozzle, the following assumptions are made:

1. *There is no temperature and concentration inhomogeneity in the cross section of the regenerator channel;*
2. *The effect of thermal conductivity in the axial direction in contact between the nozzle elements on the temperature profile of the nozzle is insignificant;*
3. *The time over which the regenerator is operated between the nozzle drying periods is quite short, and the thickness of the condensate layer does not affect the hydrodynamic mode of the heat regeneration process and the value of the heat transfer coefficient.*

The duration of the cooling and drying period depends on the humidity of the inlet air and the area of the nozzle. This is due to the need to prevent the accumulation of moisture in the device, which can lead to the reproduction of harmful bacteria and contamination of the nozzle.

For analytical study of the gas regenerator, the range $Re = 0.01 \div 140$ was chosen and the following regularities were used:

$$Nu \left(\frac{T_m}{T_g} \right)^{-0.17} = A + BRe^n$$
$$\alpha = (A + BRe^n) \left(\frac{\lambda}{d} \right) \left(\frac{T_m}{T_g} \right)^{0.17}$$

where Nu and Re are similarity criteria; A , B , and n are coefficients that depend on Re : $n=0.45$, $A=0.24$, and $B=0.56$ at $0.02 < Re < 44$; $n=0.51$, $A=0$, and $B=0.48$ at $44 < Re < 140$; T_g is gas temperature, K; and T_m is nozzle temperature, K.

In the SolidWorks Flow Simulation application, simulation experiments were performed for a regenerator model accounting for the influence of compressed air motion resulting from grouped location of the nozzle elements, and the results are shown in the figures.

Comparison of the results from analytical calculations and simulation experiments showed the efficiency of the mathematical model and the possibility of its use in the design calculation of regenerators.

Correlation dependences have been established to determine the heat transfer coefficient and hydraulic resistance depending on the hydrodynamic conditions. The mathematical and physical model taking into account the condensation of moisture on the nozzle has been specified. Calculations have been performed for the optimal nozzle made in the form of a plain weave mesh with a wire diameter of 0.4 mm, a weaving step of 2 mm, and a step of placing nets of 1 mm.

Keywords: regenerative heat exchanger, non-stationary heat exchange, heat transfer coefficient.

References

1. Liu, X. H., Jiang, Y., & Qu, K. Y. (2007). Heat and mass transfer model of cross flow liquid desiccant air dehumidifier/regenerator. *Energy Conversion and Management*, 48(2), 546–554. doi:10.1016/j.enconman.2006.06.002.
2. Woo, M.W., Wong, P., Tang, Y., Triacca, V., Gloor, P.E., Hrymak, A.N. and Hamielec, A.E. (1995), Melting behavior and thermal properties of high density polyethylene // *Polym Eng Sci*, 35. P. 151-156. doi:10.1002/pen.760350205.
3. Muralikrishna, S. (1999). Study of Heat Transfer Process in a Regenerator. *Chemical Engineering Research and Design*, 77(2), 131–137. doi:10.1205/026387699526016.
4. Park, P. M., Cho, H. C., & Shin, H. D. (2003). Unsteady thermal flow analysis in a heat regenerator with spherical particles. *International Journal of Energy Research*, 27(2), 161–172. doi:10.1002/er.865
5. <https://www.frunze.ua/setki-svarnaya-setka-prosechno-vytyazhnaya-filtrovaya-shtukaturnaya-setka-i-dr/setka-tkanaya/setka-tkanaya-16/>.
6. Petukhova BS, Shikova V.K. .. Handbook of heat exchangers: In 2 t. - M.: Energoatomizdat, 1987, p. 560.
7. Collis, D. C., & Williams, M. J. (1959). Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 6(03), 357. doi:10.1017/s0022112059000696.
8. Idelchik IE Handbook of hydraulic resistance / ed. M.O. Steinberg. - 3rd ed., Rev. and add. - M.: Mechanical Engineering, 1992. -- 672 p.: ill.
9. Novotelnov VN cryogenic machines: Textbook for universities on spec. "Technology and physics of low temperatures" / V.N. Novotelnov, A. D. Suslov, V.B. Poltarau - St. Petersburg: Polytechnic, 1991. -- 335 p.: ill.
10. Costa, S. C., Barrutia, H., Esnaola, J. A., & Tutar, M. (2014). Numerical study of the heat transfer in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, 79, 255–264. doi:10.1016/j.enconman.2013.11.055.
11. Kołodziej, A., Łojewska, J., Jaroszyński, M., Gancarczyk, A., & Jodłowski, P. (2012). Heat transfer and flow resistance for stacked wire gauzes: Experiments and modelling. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 33(1), 101–108. doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.11.006