

ОСНОВНІ РОБОЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОНЯЧНОГО АДСОРБЦІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНИКА НА ОСНОВІ КОМПОЗИТНОГО СОРБЕНТУ «СИЛІКАГЕЛЬ/ Na_2SO_4 »

¹Коломієць О.В., аспірант, ¹Беляновська О.А., канд. техн. наук, доцент,
¹Сухий К.М., д-р техн. наук., професор, ²Прокопенко О.М., канд. хім. наук, доцент,
¹Козлов Я.М., канд. техн. наук, ¹Сухий М.П., канд. техн. наук, професор
¹Державний вищий навчальний заклад «Український державний хіміко-технологічний
університет», м. Дніпропетровськ
²Національна металургійна академія України, м. Дніпропетровськ

В представленій роботі вивчено процес експлуатації сонячного адсорбційного холодильника на основі композитного сорбенту «силікагель/ Na_2SO_4 ». Наведено та проаналізовано графік зміни температури в холодильній камері в зимовий та літній періоди. Виявлено, що протягом дня температура у холодильній камері підтримується на рівні 4-9 °C, протягом 10 годин. Встановлена залежність холодопродуктивності та потужності від мінімальної температури в циклі, найбільша ефективність циклу спостерігається при мінімальних температурах в циклі 30 – 35°C, тобто в літній період. Встановлено, що з ростом мінімальної температури в циклі, яка визначається температурою навколишнього середовища, зростає і холодильний коефіцієнт. Показано збільшення холодильного коефіцієнту зі зростанням вмісту солі в композиті, що пов'язано зі збільшенням сорбційної ємності композиту та теплоти сорбції. Проведено розрахунок холодильного коефіцієнту та середньодобової холодної потужності з урахуванням експериментальних даних та порівняння отриманих результатів з даними, отриманими по теоретичному розрахунку. Розбіжність результатів не перевищує допустимої для інженерних розрахунків величини, що свідчить про добру узгодженість теоретичних і практичних даних.

In the present work the operating process of a solar adsorption refrigerator based composite sorbent "silica gel/ Na_2SO_4 " is investigated. The graph of the temperature in the cold room in the winter and summer periods is analyzed. Its values are revealed to be lower than -10, it being hold constant for 10 hours. The cooling capacity and power dependence vs. cycle minimum temperature is stated. The highest efficiency of the cycle is observed with minimum temperatures in the cycle of 30 – 35 °C, i.e. in the summer. It is found that with increasing of minimum temperature in the cycle determined by the ambient temperature is found to be accompanied coefficient of performance rising. Coefficient of performance increasing is shown to be resulted from rising of the salt content in the composite and, consequently, growth of the sorption capacity of the composite and the heat of sorption. The calculation of cooling rate and average daily cooling capacity to the experimental data and comparing of the results with those obtained by theoretical calculation is carried out. Close fit of theoretical and practical data is confirmed by corresponding of their divergence to acceptable accuracy for engineering calculations.

Ключові слова: сорбція, композитний сорбент «силікагель/ Na_2SO_4 », адсорбційний холодильник, холодильний коефіцієнт

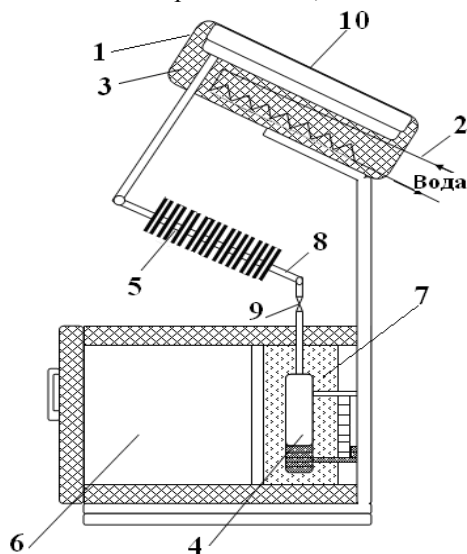
Сучасні ініціативи світового співтовариства по збереженню озонового шару і скороченню викидів парникових газів стимулюють розробку екологічно безпечних холодильних машин зі зниженим споживанням електроенергії та екологічно безпечними робочими середовищами. У зв'язку з цим представляють інтерес сонячні адсорбційні холодильники [1, 2]. Сучасні дослідження в цьому напрямку зосереджені переважно на підборі існуючих сорбентів [3], або синтезі нових з підвищеною сорбційною ємністю [4]. Композитні матеріали демонструють кращі експлуатаційні характеристики ніж стандартні сорбенти [5, 6], такі як активоване вугілля [7], силікагель [8], вермикуліт [9], вспінений графіт [10]. В якості сорбатів використовують воду [11], аміак [12], метанол [13, 14], та інші речовини [15,16]. Однак, системні дослідження сорбційних процесів експлуатації таких холодильників практично відсутні, а у переважній більшості робіт наводяться лише теоретичні розрахунки фундаментальних характеристик холодильних машин сорбційного принципу дії [17].

Мета цієї роботи – створення та дослідження процесу експлуатації сонячного адсорбційного холодильника з використанням композитного сорбенту «силікагель/ Na_2SO_4 ».

Експериментальна частина

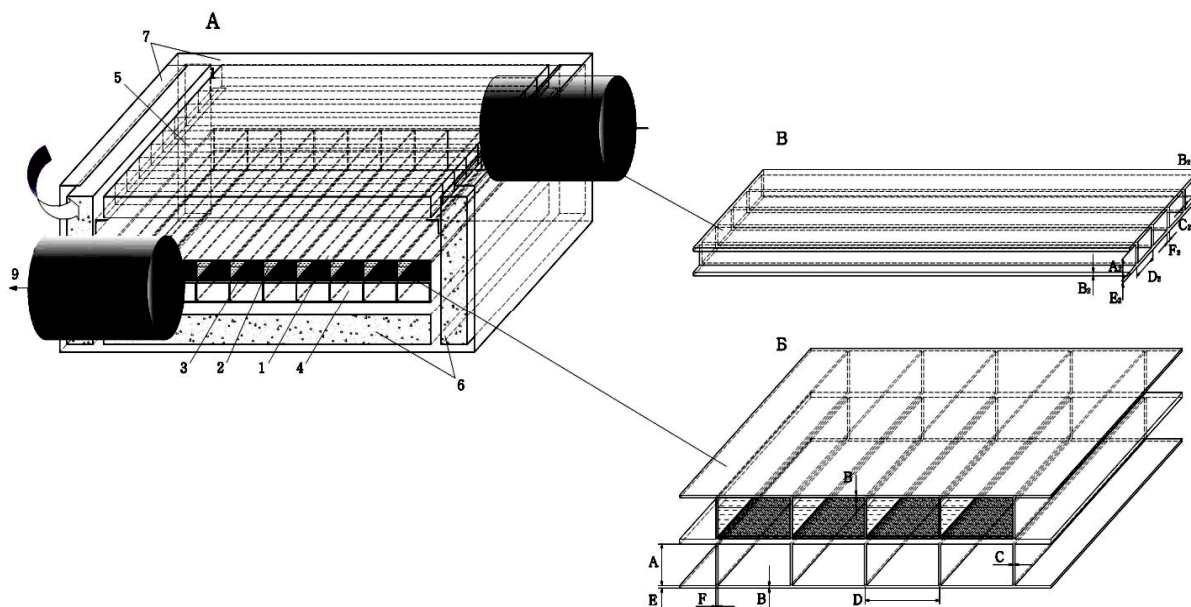
Синтез та основні властивості композитного сорбенту «силікагель/ Na_2SO_4 » представлені в [18]. Основними конструктивними елементами адсорбційного холодильника [19], як видно з рис.1, є адсорбер (1), виконаний у вигляді сонячного колектора поперечний переріз якого зображено на рис. 2, кон-

денсатор (5) і розміщений в холодильній камері (6) випарник (4). Для зменшення впливу погодних умов на час регенерації в адсорбері (1) розміщено гідроаккумулятор (2) об'ємом 0,01 м³. Холодильна камера об'ємом 0,175 м³ виготовлена з алюмінію товщиною 5 мм. В якості теплоізоляції використано мінеральну вату товщиною 100 мм з коефіцієнтом теплопровідності 0,035 Вт/мК.



1 – адсорбер; 2 – змійовик (гідроаккумулятор); 3 – сорбційний матеріал; 4 – випарник; 5 – конденсатор; 6 – холодильна камера; 7 – водяний акумулятор холоду; 8 – труба; 9 – кран; 10 – прозорий стільниковий полікарбонатний пластик

Рис. 1 – Адсорбційний холодильник



1 – абсорбер; 2 – верхній ярус абсорбера; 3 – поглинач сонячного випромінювання, виконаний із вуглецевої стрічки; 4 – нижній ярус абсорбера; 5 – прозора ізоляція; 6 – тепла ізоляція; 7 – корпус; 8, 9 – вхідний та вихідний канал для теплоносія

Рис. 2 – Схема полімерного сонячного колектора ПСК-ВС2-2 поглинач сонячного випромінювання якого виконано з вуглецевої стрічки

Для варіанту 50 % заповнення холодильника продуктами кількість тепла, яке необхідно відібрати з холодильної камери розраховували як суму тепла, що йде на охолодження самої камери та внесених продуктів та на покриття теплових втрат як самої камери так і при відкриванні камери при внесенні продуктів:

$$Q_1 = C \cdot m \cdot \Delta T + C_{\Pi} \cdot m_{\Pi} \cdot \Delta T + \sum Q_z, \text{ кДж} \quad (1)$$

де C – теплоємність елементів конструкції, кДж/кг·°C; C_{Π} – теплоємність продуктів внесених в холодильну камеру, кДж/кг·°C; ΔT – різниця температури навколишнього середовища та середньодобової температури в холодильній камері, °C; m , m_{Π} – маса холодильника та внесених продуктів відповідно, кг; $\sum Q_z$ – сума теплових втрат самої камери, та втрат через відкриття камери при внесенні продуктів, кДж;

Відбір тепла з холодильної камери здійснюється за рахунок випаровування води у випарнику. Кількість тепла, яке відбирається в холодильній камері при випаровуванні води, беручи до уваги, що теплота випару води становить 2420 кДж/кг, може бути розрахована як:

$$Q_2 = 2420 \cdot m_B, \text{ кДж} \quad (2)$$

звідси можна розрахувати масу води (m_B , кг) для забезпечення відбору необхідної кількості теплоти у холодильній камері приймаючи

$$Q_2 = 1.05 \cdot Q_1, \quad m_B = \frac{1.05 \cdot Q_1}{2420}, \text{ кг} \quad (3)$$

Для компенсації денних коливань погодних умов збільшуємо масу робочої рідини на 50 %. Таким чином маса води у випарнику буде складати 1,65 кг.

Виходячи з сорбційної ємності композитного сорбенту «силікагель/Na₂SO₄» за даними роботи [18], маса води яку може сорбувати композит складає 44 % від його маси. Таким чином в адсорбері необхідно розмістити 3,75 кг сорбенту.

Кількість теплоти, яку необхідно затратити на регенерацію адсорбенту можна розрахувати за формулою:

$$Q_3 = m_k \cdot C_k \cdot \Delta T_1 + m_B \cdot H, \quad \text{кДж} \quad (4)$$

де ΔT_1 – різниця температури сорбенту та температури регенерації, °C; H – теплота десорбції води, кДж/кг; m_k , m_B – відповідно маса композиту і сорбованої води, кг; C_k – теплоємність композиту, кДж/кг·°C.

Для генерації необхідної кількості теплоти, з коефіцієнтом запасу 1,5, використано полімерний сонячний колектор ПСК-ВС2-2, описаний в з наступними характеристиками: площа 1,7 м², кількість підведеного до сорбенту тепла 6,624 МДж/м².

Абсорбер, як видно з рис. 2, виконано двоярусним. Поглинач сонячного випромінювання в даній конструкції виконано на основі вуглецевої стрічки, яка розташовувалася у прохідних каналах верхнього ярусу абсорбера. Нижній ярус абсорбера, який заповнений повітрям, виступав у ролі додаткового шару теплової ізоляції. Прозора ізоляція виконана на основі прозорого стільникового полікарбонатного пластику товщиною 4 мм.

Представлений полімерний сонячний колектор не має металевих елементів, він повністю реалізований з полімерних матеріалів. Дана конструкція сонячного колектора створена по розбірній технології, що дає можливість замінювати окремі елементи конструкції у випадку виходу їх псування.

Робота холодильника здійснюється в два етапи: на першому етапі відбувається сорбція води, що випаровується у випарнику, композитним сорбентом розташованим в адсорбері (вироблення холоду) на другому етапі відбувається десорбція сорбованої води. Далі вода конденсується в конденсаторі і стікає в випарник. Для контролю та вимірювання температури навколишнього середовища, температури абсорбера та повітряного прошарку між абсорбером і прозорою ізоляцією використовувалась група термодатчиків промислового виконання Pt1000. Вимірювання густини потоку випромінювання проводили піранометром Kipp & Zonen CM21. Випробування проводили при температурі регенерації адсорбенту на рівні 60 – 100 °C. Температура навколишнього середовища складала 15 – 35 °C.

Розрахунок холодильного коефіцієнта проводили по усередненим температурним залежностям навколишнього середовища та холодильної камери для 20 циклів за формулою [17]:

$$\eta = \frac{\Delta H \cdot \Delta W}{C \cdot (T_1 - T_2) + \Delta H_{dec} \cdot \Delta W}, \quad (5)$$

де $C=1,4$ кДж/(кг·°C) – ефективна теплоємність адсорбента, води та елементів конструкції; T_1 – максимальна температура, що досягається при десорбції сорбційного матеріалу, °C; T_2 – мінімальна температура, що досягається в циклі (залежить від температури навколишнього середовища), °C; $\Delta H_{\text{дес.}}=2850$ кДж/кг – теплота десорбції води.

Обговорення результатів досліджень

На рис.3 представлені залежності температур в різних модулях адсорбційного холодильника від часу для усередненого добового циклу. Як бачимо, температура в холодильній камері протягом всього циклу, за рахунок випаровування води у випарнику, підтримується на рівні 4 – 9 °C.

Добовий цикл роботи адсорбційного холодильника можна розділити на декілька етапів, які утворюють замкнений цикл. До 8-ї години ранку відбувається повна або часткова адсорбція води з резервуару 4 адсорбентом 3. Повнота адсорбції залежить від маси адсорбату та температури навколишнього середовища. Встановлено, що для забезпечення незалежності адсорбційного холодильника від зовнішніх метеорологічних умов (хмарна погода, дощ) впродовж доби, необхідна маса композитного сорбенту повинна перевищувати мінімально необхідну кількість в 1,5 – 1,7 рази. Використання більшої кількості сорбенту негативно впливає на швидкість регенерації при фіксованій площі сонячного колектора.

Таким чином о 8-й годині адсорбент знаходиться у повністю гідратованому стані.

В період з 8-ї до 11-ї години відбувається стрімке зростання температури навколишнього середовища, що пояснюється зростанням інтенсивності сонячного випромінювання, яке потрапляючи на адсорбер, нагріває його. Вже о 10-й годині адсорбент прогрівается до температури регенерації і починається процес видалення сорбованої води. Найбільш інтенсивно процес десорбції протікає в інтервалі з 10 до 13-ї години. О 20-й годині адсорбент знаходиться у повністю дегідратованому стані і цикл починається знову.

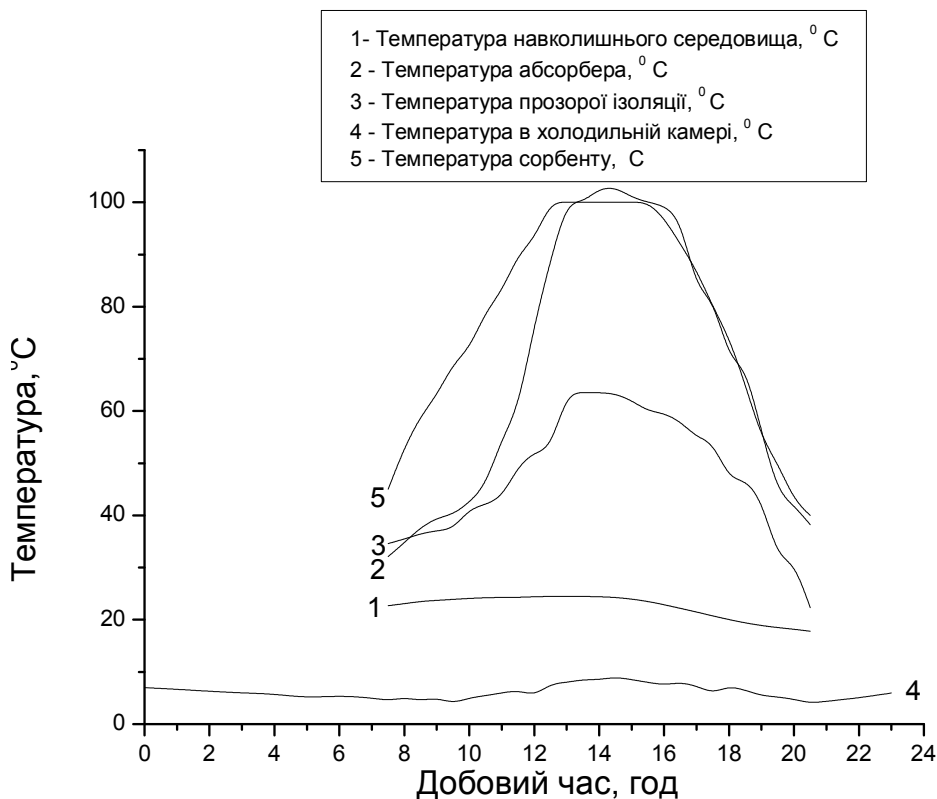


Рис. 3 – Усереднені залежності температури навколишнього середовища, адсорбера, прозорої ізоляції, в холодильній камері та сорбента для липня 2014 р.

На рис. 4 представлено залежність холодильного коефіцієнту від температури навколишнього середовища. Холодильний коефіцієнт збільшується з 2,4 при температурі навколишнього середовища 16 °C до 2,8 при температурі навколишнього середовища 35 °C.

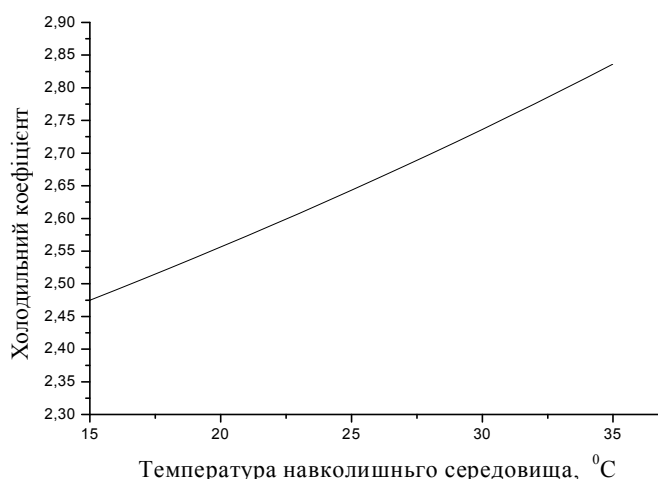


Рис. 4 – Залежність холодильного коефіцієнту від температури навколишнього середовища

Висновки

Таким чином, в роботі створений адсорбційний сонячний холодильник з об'ємом холодильної камери 0,175 м³ та площею сонячного колектора 1,7 м². За період експлуатації з травня 2014 р. по жовтень 2014 р. встановлено, що температура в холодильній камері протягом всього циклу підтримується на рівні 4 – 9 °C. Це робить холодильник придатним для використання в побуті. Показано, що з ростом мінімальної температури в циклі зростає і холодильний коефіцієнт.

Література

1. Review of alternative cooling technologies / J. Steven Brown, Piotr A. Domanski // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – V.64, I. 1–2. – Pages 252 – 262.
2. Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems / M.S. Fernandes, G.J.V.N. Brites, J.J. Costa, A.R. Gaspar, V.A.F. Costa // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2014. – V. 39. – P. 102 – 123.
3. Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator / E.E. Anyanwu, N.V. Ogueke // *Renewable Energy*. – 2005. – V. 30, I. 1. – Pages 81 –96.
4. Aristov Y. Concept of adsorbent optimal for adsorptive cooling/heating / Yuri Aristov // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – V. 72, I. 2(22). – P. 166 – 175.
5. Activated carbon fiber cloth and CaCl₂ composite sorbents for a water vapor sorption cooling system / Hong Ye, Zhi Yuan, Shiming Li, Lei Zhang // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – V. 62, I.2. – P. 690 – 696.
6. Simulation of a solid sorption ice-maker based on the novel composite sorbent “lithium chloride in silica gel pores” / G. Maggio, L.G. Gordeeva, A. Freni, Yu.I. Aristov, G. Santori, F. Polonara, G. Restuccia // *Applied Thermal Engineering*. – 2009. – V. 29, I.8–9. – P. 1714 – 1720.
7. Pressurized adsorption cooling cycles driven by solar/waste heat / Azhar Bin Ismail, Ang Li, Kyaw Thu, Kim Choon Ng, Wongee Chun // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – V. 67, I.1–2. – P. 106 – 113.
8. Study on gradient thermal driven adsorption cycle with freezing and cooling output for food storage / F.P. Song, L.X. Gong, L.W. Wang, R.Z. Wang // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – V. 70, I. 1. – P. 231 – 239.
9. Isothermal sorption characteristics of the BaCl₂–NH₃ pair in a vermiculite host matrix / Y. Zhong, R.E. Critoph, R.N. Thorpe, Z. Tamainot-Telto, Yu.I. Aristov // *Applied Thermal Engineering*. – 2007. – V. 27, I. 14–15. – P. 2455 – 2462.
10. Experimental study of a novel CaCl₂/expanded graphite–NH₃ adsorption refrigerator / S.L. Li, Z.Z. Xia, J.Y. Wu, J. Li, R.Z. Wang, L.W. Wang // *International Journal of Refrigeration*. – 2010. – V. 33, I. 1. – Pages 61 – 69.
11. An analysis of the performance of a novel solar silica gel–water adsorption air conditioning / Z.S. Lu, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, Q.B. Wu, Y.M. Sun, Z.Y. Chen // *Applied Thermal Engineering*. – 2011. – V. 31, I.17–18. – P. 3636 – 3642.

12. Novel ammonia sorbents “porous matrix modified by active salt” for adsorptive heat transformation: 5. Designing the composite adsorbent for ice makers / Alexandra D. Grekova, Janna V. Veselovskaya, Mikhail M. Tokarev, Larisa G. Gordeeva // *Applied Thermal Engineering*. – 2012. – V. 37. – P. 80–86.
13. Khattab N.M. A novel solar-powered adsorption refrigeration module / N.M. Khattab // *Applied Thermal Engineering*. – 2004. – V. 24, I. 17–18. – P. 2747–2760.
14. A new zero energy cool chamber with a solar-driven adsorption refrigerator / Md. Parvez Islam, Tetsuo Morimoto // *Renewable Energy*. – 2014. – V. 72. – P. 367–376.
15. Development and transient performance results of a single stage activated carbon – HFC 134a closed cycle adsorption cooling system / N.D. Banker, M. Prasad, P. Dutta, K. Srinivasan // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – V.30, I.10. – P. 1126 – 1132.
16. Pressurized adsorption cooling cycles driven by solar/waste heat / Azhar Bin Ismail, Ang Li, Kyaw Thu, Kim Choon Ng, Wongee Chun // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – V. 67, I. 1–2. – P.106–113.
17. Анализ цикла работы солнечных адсорбционных холодильных установок /О.С. Попель, С.Е. Фрид, С.С. Шаронов// *Теплоэнергетика*. – 2007. – № 8. – с. 24–29.
18. Structure and adsorption properties of the composites ‘silicagelesodium sulphate’, obtained by solegel method/ Kostyantyn M. Sukhyi, Elena A. Belyanovskaya, Yaroslav N. Kozlov, Elena V. Kolomiyets, Mikhaylo P. Sukhyi // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – V. 64. – p. 408 – 412.
19. Пат. 86227 Україна, МПК F 25 B 17/00. Адсорбційний холодильник / Сухий К.М., Сухий М.П., Коломієць О.В. [та ін.]; заявник і патентовласник Державний вищий навчальний заклад “Український державний хіміко-технологічний університет”. – № у 2013 05136; заявл. 22.04.2013 опубл. 25.12.2013, Бюл. №24.

УДК 664.854:66.047

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ РЕКУПЕРАТИВНЫХ СУШИЛОК НА БАЗЕ ТЕРМОСИФОНОВ

Безбах И.В., канд. техн. наук, доц.

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Рассмотрены аппараты на базе термосифонов для сушки дисперсных пищевых материалов. Приведены результаты экспериментальных исследований.

Devices on the basis of thermosiphons for drying of disperse food materials are considered. Results of experimental researches are presented.

Ключевые слова: термосифоны, дисперсные материалы, рекуперация.

В современных условиях возрастающего потребления энергии, с одной стороны, и дефицита энергетических ресурсов, с другой, все более остро ставятся вопросы рационального использования энергии, рекуперации тепла во всех процессах пищевой технологии, включая сушку. Процесс конвективной сушки неизбежно сопровождается неполным использованием энергии теплоносителя, что связано с условиями гидротермического равновесия между высушиваемым материалом и сушильной средой.

Рекуперация и вторичное использование тепла отработанного сушильного агента до сих пор остаются проблематичными, так как существуют трудности, связанные со сравнительно невысоким потенциалом газового теплоносителя на выходе из сушилки. В этом отношении значительный интерес представляют способы рекуперации теплоты, содержащейся в отработанном сушильном агенте или в высушенном продукте, для нужд самого процесса сушки [1].

Классификация способов рекуперации теплоты при сушке дисперсных материалов представлена на рисунке 1.

Наиболее перспективными из них является утилизация физического тепла отходящих газов, достигаемой их частичной рециркуляцией, утилизация физического тепла отходящих газов с использованием промежуточного теплоносителя, утилизация физического тепла высушенного продукта при прямом теплообмене с ним исходного сушильного агента, применение тепловых труб (ТТ) термосифонов (ТС), вращающихся термосифонов (ВТС). Анализ состояния зерносушильной техники на пищевых предприятиях Украины показывает, что в 48 % случаев эксплуатируются шахтные агрегаты отечественного производства. Шахтные конвективные зерносушилки имеют ряд недостатков: невысокий КПД использования объема сушильного аппарата; малый удельный съем влаги; неравномерность сушки; высокие энергоза-