

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 66.045.13: 635.621.3

Аналіз ефективності тепличного ґрунтового регенератора з гранульованою насадкою

І. Л. Бошкова^{1✉}, Н. В. Волгушева², Е. І. Альтман³, І. І. Мукмінов⁴, А. П. Гречановський⁵

¹⁻⁴Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна;

⁵Одеський національний політехнічний університет, просп. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна

✉ e-mail: ¹boshkova.irina@gmail.com; ²natvolgusheva@gmail.com; ³ellaa@ukr.net; ⁴fatalrew@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0001-5989-9223>; ²<http://orcid.org/0000-0002-9984-6502>;

³<http://orcid.org/0000-0001-6454-2819>; ⁴<https://orcid.org/0000-0002-3674-9289>

Актуальним в наш час є пошук ефективних акумуляторів сонячної енергії для обігріву приміщень в умовах значного добового перепаду температур. В якості акумулюючого тіла доцільно застосувати щільний шар гранульованих матеріалів. Вивчено можливість застосування теплообмінного апарату регенеративного типу з гранульованою насадкою у вигляді щільного шару. Нагрівання гранульованої насадки здійснюється потоком повітря з внутрішнього простору. Проектований регенератор призначений для підтримки необхідного температурного рівня. Ідея створення ґрунтового регенератора ґрунтується на відомостях про інтенсивність нагріву повітря в теплиці від сонячного випромінювання в денний час і ефективності контактного теплообміну між повітрям і шаром частинок. Пропоноване схемне рішення передбачає забір повітря з верхньої частини теплиці, що забезпечує подачу потоку повітря в канал при максимальній температурі. Розглядається застосування щільного шару щебню в якості теплообмінної насадки. Представлені результати теплового розрахунку регенератора, проведені для теплиці з площею основи 18 м². Кліматичні умови відповідають регіонам з помірним кліматом, наприклад, Одеській області. Для середнього рівня інсоляції, характерного для квітня, і заданої тривалості нагріву шару, визначені основні геометричні характеристики теплообмінних каналів. Наведено результати попереднього розрахунку теплових втрат від теплиці в нічний час і час, протягом якого тепла, акумульована регенератором, буде йти на обігрів внутрішнього обсягу теплиці. Отримано, що акумульована теплота дозволяє підтримувати допустиму температуру в теплиці протягом 2,5 години без застосування інших засобів обігріву. При підвищенні температури навколишнього середовища час роботи регенератора буде збільшуватися, що сприяє більшому зниженню енергетичних витрат на підтримку клімату в теплиці.

Ключові слова: Теплиця; Сонячне випромінювання; Акумуляція теплоти; Регенератор; Теплообмінний канал; Щільний шар

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v56i3-4.1946>

© The Author(s) 2020. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Вступ

Зусилля багатьох дослідників спрямовані на пошук ефективних акумуляторів сонячної енергії для обігріву приміщень в умовах значного добово-

го перепаду температур [1-5]. Дослідження показують, що в якості акумулюючого тіла доцільно застосовувати щільний шар гранульованих матеріалів [6]. Одним з додатків застосування теплообмінного апарату з гранульованою насадкою у ви-

гляді щільного шару, для якого джерелом теплоти є сонячне випромінювання, є регенератор для підтримання необхідного температурного рівня в теплицях. Температура в теплиці в середньому повинна складати від +16 до +25 °С, а вночі спадати не більше, ніж на 5-8 °С. Температура нижче і вище норми для рослин небажана. Відомо, що повітря в теплицях в весняний період в регіонах з помірним кліматом в денний час інтенсивно нагрівається від сонячного випромінювання, а в нічний через перепад температур істотно охолоджується. Це визначає раціональність розробки регенератора, здатного акумулювати теплоту днем і використовувати її для обігріву внутрішнього обсягу теплиці вночі. Актуальність роботи визначається необхідністю економії енергетичних ресурсів на обігрів приміщень, зокрема, теплиць.

2. Аналіз літературних джерел

В роботі [7] представлені результати експериментального дослідження енергетичного балансу теплиці без підігріву в умовах жаркого і посушливого клімату. Показано, що тепличний ґрунт є важливим джерелом тепла в нічний час і може забезпечити приблизно до 44,03 Вт/м² при значній добовій інсоляції. У порівнянні з системою штучного опалення, яка вимагає приблизно 78 Вт/м², таке джерело тепла буде достатнім для підтримки температури повітря в теплиці між 15 і 18 °С. Однак наведені результати розрахунків застосовні для умов проведення експериментів, тобто в регіоні Середземноморського басейну. У той же час результати свідчать, що акумуляція теплоти ґрунтом теплиці здатна істотно знизити енергетичні витрати. В роботі [8] відзначається основна проблема, що гальмує використання всього потенціалу природних і відновлювальних джерел енергії. Застосування сонячної енергії в системах обігріву і охолодження приміщень неможливо без розробки економічно конкурентоспроможних і надійних засобів для акумулювання теплоти. В [9] досліджуються різні методи акумулювання сонячної теплової енергії, при цьому основна увага приділяється насипному і киплячому шару. Встановлено, що щільні шари мають основну перевагу в низькотемпературних системах накопичення енергії. Внаслідок доцільності застосування щільних шарів як теплових акумуляторів проводяться дослідження ефективності їх застосування в різних умовах. На основі тривимірного аналізу потоків

газу в шарі алюмінієвих куль встановлено [10], що зменшення діаметра кульок значно збільшує градієнт тиску, швидкість потоку знижується. Отримані дані дозволяють оптимізувати розміри регенератора з щільним шаром частинок. Дослідження теплопереносу в щільних шарах [11] дозволили зробити висновок, що при проектуванні шару для накопичення теплової енергії число Біо має бути якомога нижче. В цьому випадку тепловий опір всередині твердого тіла не є визначальним. При виборі матеріалу для насадки доцільно враховувати цю умову. Важливо також створення умов для інтенсифікації теплообміну. Виявлено [12], що вплив форми контакту на перепади тиску є значним, а на числа Нуссельта вплив відносно невеликий. Однак дані відносяться до шару сферичних частинок, що не дозволяє їх поширити на шар частинок з довільною формою поверхні.

Процес нагріву і охолодження теплиці є нестационарним, що істотно ускладнює математичне моделювання та отримання залежностей для розрахунку температур і теплових потоків. Ця проблема може бути усунена при використанні наближення, що застосовується авторами [13]. Як показано в роботі, для проведення оціночних розрахунків раціонально використовувати наближення до стаціонарних умов при заданих середніх значеннях температур і теплових потоків. Ще однією проблемою є невизначеність коефіцієнта тепловіддачі від поверхні частинок до газового потоку. В роботі [14] представлена залежність для визначення коефіцієнта тепловіддачі, або коефіцієнта міжкомпонентного теплообміну, від щільного шару часток сферичної форми до потоку газу. Однак пропонується залежність може бути застосована для стаціонарного режиму теплообміну між рухомим шаром частинок і потоком газу. Автори роботи [15] представили результати експериментального дослідження тепловіддачі в циліндричному насадочному шарі сферичних пористих частинок оксиду алюмінію. Запропоновано методику обробки експериментальних даних і напівемпіричну модель, пропонується для прогнозування коефіцієнта тепловіддачі від газу до частинкам при моделюванні процесів сушіння і спалювання. Автори наводять результати зіставлення різних кореляцій для коефіцієнтів тепловіддачі. Як висновок – загальна залежність для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі між шаром частинок і газовим потоком не існує. Кожен окремий випадок теплообміну потребує відповідної кореляційної залежності. Слід

зазначити, що в літературі використовується два терміни: коефіцієнт тепловіддачі або коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну. Останній видається кращим, оскільки конкретизує специфіку процесу теплообміну, при якому твердий і газовий теплоносії безпосередньо контактують між собою. Як наголошується в [6], при теплообміні з нерухомим гранульованим шаром коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну істотно залежить від часу, і ця залежність має форму сигмоїди. Для отримання розрахункової формули необхідно проведення додаткових досліджень. Аналіз літературних даних [9-12] свідчить, що розробка регенераторів з щільними шарами гранульованих матеріалів є перспективною щодо розвитку енергозберігаючих систем нагрівання та охолодження.

Метою роботи є оцінка ефективності ґрунтового регенератора з гранульованою насадкою у вигляді щільного шару матеріалу для підтримки необхідного температурного рівня в теплицях в денний і нічний час.

3. Аналітичне дослідження роботи ґрунтового регенератора з нерухомим щільним шаром гранульованого матеріалу

Ідея створення ґрунтового регенератора ґрунтується на відомостях про інтенсивність нагріву повітря в теплиці від сонячного випромінювання в денний час і ефективності контактної теплообміну між повітрям і шаром частинок. Схемне рішення передбачає забір повітря з верхньої частини теплиці, що забезпечує подачу потоку повітря в канал при максимальній температурі. Таким чином, здійснюється як нагрів щебню в каналі, так і зниження температури повітря в теплиці, що захищає рослини від перегріву. Схема розташування ґрунтового регенератора в теплиці представлена на рис. 1. У запропонованій схемі здійснюється безпосередній контакт повітря і матеріалу, який акумулює теплоту. У цьому випадку немає необхідності в проміжній теплоносії і відсутні додаткові термічні опори. Крім того, застосування гранульованого матеріалу забезпечує розвинену теплообмінну поверхню. Все це сприяє ефективному протіканню теплообмінних процесів. При розробці схемного рішення регенератора враховувалося, що найбільша температура повітря в теплиці – вгорі. Тому забір повітря повинен здійснюватися під дахом теплиці. У періоді нагріву повітря по повітропроводу 3 нагнітається вентилятором 4 в тепло-

обмінний канал 2 з гранульованим матеріалом 1, нагріваючи його. Для зниження теплових втрат теплообмінний канал покривається ізоляцією 5. Теплообмінний канал розташовується під ґрунтом теплиці 6. В періоді охолодження теплота від нагрітого гранульованого матеріалу передається повітрю, що проходить по каналу. Нагріте повітря надходить у внутрішній обсяг теплиці, нагріваючи його.

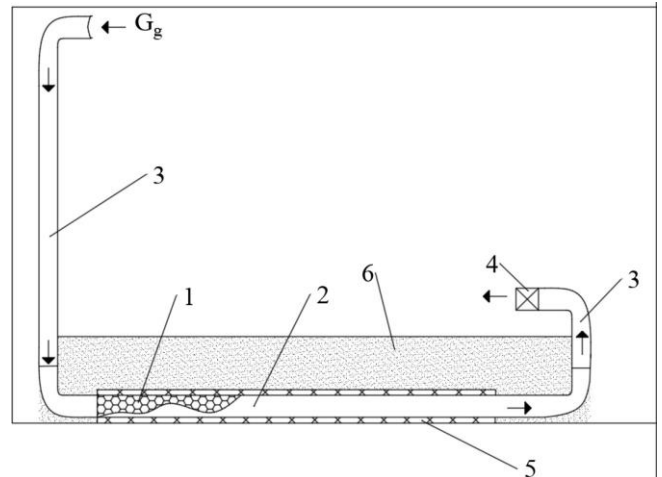


Рисунок 1 – Схема розташування ґрунтового регенератора в теплиці: 1 – гранульований матеріал, 2 – теплообмінний канал, 3 – повітропровід, 4 – витяжний вентилятор, 5 – ізоляція, 6 – ґрунт в теплиці

Методика розрахунку, розроблена авторами роботи, наведена в [6]. Для проведення розрахунку необхідно вибрати гранульований матеріал з еквівалентним діаметром частинок d_c . Слід поставити такі величини:

- тривалість нагріву теплообмінної ділянки τ ;
- форма і розміри каналу;
- температура повітря на вході в канал t_g' ;
- температура повітря на виході з каналу в початку періоду нагріву t_{0g}'' ;
- температура повітря на виході з каналу в кінці періоду нагріву $t_{\tau g}''$;
- початкова температура шару матеріалу t_s' і його кінцева температура t_s'' ;
- середній потік сонячного випромінювання Q_c ;
- тривалість процесу нагріву шару матеріалу τ_s ;
- кількість каналів регенератора n .

Розрахунок проводиться для теплиці, кліматичні умови якої відповідають Одеській області, з розмірами 6х3 м, висота стін – 2,5 м. Середня величина теплового потоку сонячного випромінювання в квітні для площі підстави теплиці 18 м²:

$Q_{0c} = 5840$ Вт. При середній тривалості світлового дня 13,5 годин приймаємо $k = 0,37$. При таких умовах $Q_c = 2160$ Вт. Розсіяним сонячним випромінюванням нехтуємо.

Схема розташування каналів ґрунтового регенератора в теплиці приведена на рис. 2.

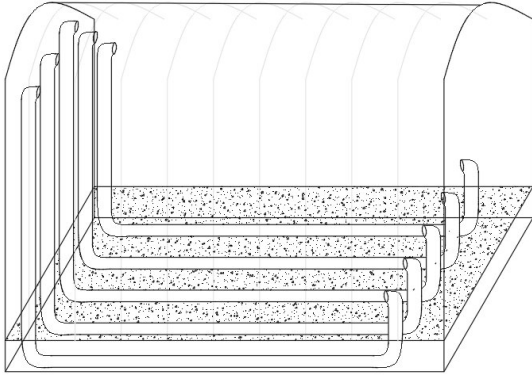


Рисунок 2 – Схема розташування теплообмінних каналів ґрунтового регенератора в теплиці

Приймаємо, що тривалість нагріву щєбню становить 6 годин. Починати нагрів акумулятора рекомендується після того, як температура вгорі теплиці досягне $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Як гранульований матеріал обрано щєбінь, з еквівалентним діаметром частинок $d_e = 3,5$ см.

Вихідні дані для розрахунку наступні.

Тривалість нагрівання термічного шару – $\tau = 1800$ с. Теплообмінний канал – квадратного перетину зі стороною 40 см. Температура повітря на вході $t_g' = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, на виході на початку процесу нагрівання $t_{0g}'' = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ і в кінці $t_{\tau g}'' = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$. Початкова температура шару матеріалу $t_s' = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$, кінцева температура $t_s'' = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$. Середнє значення потоку сонячного випромінювання $Q_c = 2160$ Вт, тривалість процесу нагріву шару матеріалу $\tau_z = 6$ годин. Кількість каналів регенератора $n = 5$.

Результати розрахунків наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунку ґрунтового регенератора для теплиці

Витрата повітря в одному каналі G_g , кг / с	0,066
Швидкість фільтрації повітря w_f , м / с	0,34
Середній коефіцієнт міжкомпонентного теплообміну α_{av} , Вт/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$)	17
Довжина каналу L , м	5,65
Маса щєбню в каналі m , кг	1265

При проведенні розрахунків приймалося, що коефіцієнт форми відповідно до досліджень [6], $\varphi = 1,43$. У цьому випадку значення питомої поверхні частинок $a_{sp} = 60$.

Оскільки в теплиці розташовується 5 каналів, кількість акумульованої шаром гравію теплоти складе:

$$Q_f = Q_c \cdot \tau_z = 2161 \cdot 6 \cdot 3600 = 46,68 \text{ МДж} \quad (1)$$

Акумульовану теплоту передбачається використовувати в нічний час. Слід провести оціночний розрахунок теплових втрат в нічний час. Для даної теплиці площа теплопередавальної поверхні: $F = 70,4 \text{ м}^2$.

Відповідно до [16], максимальний коефіцієнт тепловіддачі з поверхні теплиці становить $\alpha = 8,0$ Вт/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$). Процес охолодження теплиці є нестационарним, причому змінюється температура як навколишнього повітря, так і повітря в теплиці. Однак для оцінки теплових втрат в наближенні середніх температур застосовують закон Ньютона-Ріхмана [10]:

$$Q_{Loss} = \alpha \cdot F \cdot \Delta t. \quad (2)$$

Беручи до уваги, що середня температура навколишнього середовища в нічний час $t_1 = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, а середня температура на поверхні плівки теплиці $t_2 = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Q_{Loss} = 5069$ Вт. Тоді теплоти, запасеної в акумуляторі, вистачить на $\tau_n = 9209$ с, або 2,56 години.

Проведений тепловий конструкторський розрахунок дозволяє визначити основні геометричні характеристики регенератора і масу його засипки. Включення і вимикання вентиляторів регенератора має контролюватися датчиками температури повітря в теплиці і на виході з регенератора. Це дозволить ефективно використовувати ґрунтовий регенератор при різних температурних умовах.

4. Висновки

Виконано тепловий конструкторський розрахунок регенератора з каналами квадратного перетину, заповнених щєбнем з еквівалентним розміром частинок 3,5 см. Маса щєбню становить 1265 кг. Отримано, що при середньому тепловому потоці в денний час $Q_c = 2160$ Вт витрата повітря в одному каналі $G_g = 0,066$, кг/с, швидкість фільтрації повітря $w_f = 0,34$, м/с, середній коефіцієнт між-

компонентного теплообміну $\alpha_{av} = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, довжина каналу $L = 5,75 \text{ м}$. Для даної теплиці з площею теплопередавальної поверхні $F = 70,4 \text{ м}^2$ при середній температурі навколишнього середовища в нічний час $t_1 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ і середній температурі на поверхні теплиці $t_2 = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ акумульована теплота може витратитися протягом не менше 2,5 годин. Протягом цього часу не буде необхідності в використанні обігрівальних приладів. При підвищенні температури навколишнього середовища час роботи регенератора буде збільшуватися, що сприяє більшому зниженню енергетичних витрат на підтримку клімату в теплиці.

Література

1. **Амерханов Р.А., Долинский А.А., Морозюк Т.В.** Аккумуляция теплоты в системах теплоснабжения сельского хозяйства // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т. 24. – № 1. – С. 106-108.
2. **Pavel Drabek, Martin Zálešák, Michal Opluštil's.** The Impact of the Heat Accumulation on Energy Efficiency of Building // In book: Proceedings of the 26th International DAAAM Symposium 2016. – P. 1045-1051.
3. **Демченко В., Коник А.** Основні аспекти процесів теплоакумуляції // Наукові праці. – 2020. – № 84(1). – С. 48-53
4. **Козак Х.Р., Желих В.М.** Оцінка та аналіз характеристик теплових акумуляторів для повітряних геліосистем // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2016. – Вип. 19. – С. 65-69.
5. **Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici.** A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage // Sustainability. – 2018. – Vol. 10, Is. 191. – P. 2-32.
6. **Solodka A.V., Volgusheva N.V., Boshkova I.L., Titlov A.S., Rozhentsev A.V.** Investigation of heat exchange in a blown dense layer of granular materials // East-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol 5. – No. 8 (89). – P. 58-64.
7. **Mesmoudi K., Soudani A., Zitouni B., Bournet P., Serir L.** Experimental study of the energy balance of unheated greenhouse under hot and arid climates: Study for the night period of winter season // Journal of the Association of Arab Universities for Basic and Applied Sciences. – 2010. – Vol. 9, Iss. 1. – P. 27-37.
8. **Pavlov G., Olesen B.** Thermal energy storage – A review of concepts and systems for heating and cooling applications in buildings: Part 1 – Seasonal storage in the ground // Journal HVAC&R Research. – 2012. – Vol. 18, Is. 3. – P. 515-538.
9. **Almendros-Ibáñez J.A., Fernández-Torrijos M., Sobrinoc C.** A review of solar thermal energy storage in beds of particles: Packed and fluidized beds // Solar Energy. – 2019. – Vol. 192. – No. 1. – P. 193-237.
10. **Liu Y., Tao S., Liu X., Wen Z.** Three dimensional analysis of gas flow and heat transfer in a regenerator with aluminum balls // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 69 – P. 113-122.
11. **Adeyanju A., Manohar K.** Theoretical and Experimental Investigation of Heat Transfer in Packed Beds // Research Journal of Applied Sciences. – 2009. – Vol. 4. – No 5. – P. 166-177.
12. **Bu S.S., Yang J., Zhou M., Li S.Y., Wang Q.W., Guo Z.X.** On contact point modifications for forced convective heat transfer analysis in a structured packed bed of spheres // Nuclear Engineering and Design. – 2014. – Vol. 270. – P. 21-33.
13. **Teitel M., Barak M., Antler A.** Effect of cyclic heating and a thermal screen on the nocturnal heat loss and microclimate of a greenhouse // Biosystems Engineering. – 2009. – Vol. 102. – P. 162-170.
14. **Albrecht K.J., Ho K.C.** Heat transfer models of moving packed-bed particle-to-sCO₂ heat exchangers // Proceedings of the ASME 2017 Power and Energy Conference Power Energy. – 2017. – Charlotte, North Carolina, USA Power Energy. – P. 331-340.
15. **Boshkova I., Volgusheva N., Solodka A., Mukminov I., Bondarenko O.** Development of a soil regenerator with a granular nozzle for greenhouses // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – Vol. 4. – No. 8(106). – P. 14-20.
16. **Messai S., Ganaoui M. El., Sghaier J., Belgith A.** Experimental Study of the Convective Heat Transfer // Thermal science. – 2014. – Vol. 18. – No. 2. – P. 443-450.

Отримана в редакції 13.08.2020, прийнята до друку 08.12.2020

Efficiency analysis of the greenhouse soil regenerator with a granular nozzle

I. Boshkova^{1✉}, N. Volgusheva², E. Altman³, I. Mukminov⁴, A. Hrechanovskiy⁵

¹⁻⁴Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya Str., Odessa, 65039, Ukraine;

⁵Odessa National Polytechnic University, 1 Shevchenko ave., Odessa, 65044, Ukraine

✉ e-mail: ¹boshkova.irina@gmail.com; ²natvolgusheva@gmail.com; ³ellaa@ukr.net; ⁴fatalrew@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0001-5989-9223>; ²<http://orcid.org/0000-0002-9984-6502>;

³<http://orcid.org/0000-0001-6454-2819>; ⁴<https://orcid.org/0000-0002-3674-9289>

Nowadays it is urgent to find efficient solar energy batteries for space heating in conditions of significant daily temperature differences. As a storage body, it is advisable to use a dense layer of granular materials. The possibility of using a regenerative heat exchanger with a granular packing in the form of a dense layer has been studied. The granulated packing is heated by the air flow from the inside of the greenhouse. The developed regenerator is designed to maintain the required temperature level. The idea of creating a soil regenerator is based on information about the intensity of air heating in the greenhouse from solar radiation in the daytime and the efficiency of contact heat exchange between the air and the layer of particles. The proposed circuit solution assumes air intake from the upper part of the greenhouse, which ensures the supply of air flow into the channel at the maximum temperature. The use of a dense layer of crushed stone as a heat exchange packing is considered. The results of the thermal calculation of the regenerator carried out for a greenhouse with a base area of 18 m² are presented. Climatic conditions correspond to regions with a temperate climate, for example, the Odessa region. For the average level of insolation, characteristic of April, and a given duration of heating the layer, the main geometric characteristics of the heat exchange channels were determined. The results of calculating heat losses from the greenhouse at night and the time during which the heat accumulated by the regenerator will be used to heat the inner volume of the greenhouse are presented. It was found that the accumulated heat makes it possible to maintain the permissible temperature in the greenhouse for 2,5 hours without using other heating means. As the ambient temperature rises, the operating time of the regenerator will increase, which contributes to a greater reduction in energy costs for maintaining the climate in the greenhouse.

Keywords: Greenhouse; Solar radiation; Heat accumulation; Regenerator; Heat exchange channel; Dense layer.

References

1. Amerkhanov, R.A., Dolinsky, A.A., Morozuk, T.V. (2002) Heat accumulation in heat supply systems for agriculture. *Industrial heat engineering*, 24, 1, 106-108.
2. Drabek, P., Zálešák, M., Oplustil's, M. (2016) The Impact of the Heat Accumulation on Energy Efficiency of Building. In book: *Proceedings of the 26th International DAAAM Symposium*, 1045-1051.
3. Demchenko, V., Konik, A. (2020) The main aspects of heat storage processes. *Scientific works*, 84 (1), 48-53.
4. Kozak, Kh.R., Zhelykh, V.M. (2016) Evaluation and analysis of the characteristics of heat accumulators for air solar systems. *Ventilation, lighting and heat and gas supply*, 19, 65-69.
5. Sarbu, I., Sebarchievici, C. (2018) A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage. *Sustainability*, 10, 191, 2-32.
6. Solodka, A.V., Volgusheva, N.V., Boshkova, I.L., Titlov, A.S., Rozhentsev, A.V. (2017) Investigation of heat exchange in a blown dense layer of granular materials. *East-European Journal of Enterprise Technologies*, 5, 8 (89), 58-64.
7. Mesmoudi, K., Soudani, A., Zitouni, B., Bournet, P., Serir, L. (2010) Experimental study of the energy balance of unheated greenhouse under hot and arid climates: Study for the night period of winter season. *Journal of the Association of Arab Universities for Basic and Applied Sciences*, 9, 1, 27-37.
8. Pavlov, G., Olesen, B. (2012) Thermal energy storage – A review of concepts and systems for heating and cooling applications in buildings: Part 1 – Seasonal storage in the ground. *Journal HVAC&R Research*, 18, 3, 515-538.

9. **Almendros-Ibáñez, J.A., Fernández-Torrijos, M., Sobrinoc, C.** (2019) A review of solar thermal energy storage in beds of particles: Packed and fluidized beds. *Solar Energy*, 192, 1, 193-237.
10. **Liu, Y., Tao, S., Liu, X., Wen, Z.** (2014) Three dimensional analysis of gas flow and heat transfer in a regenerator with aluminum balls. *Applied Thermal Engineering*, 69, 113-122.
11. **Adeyanju, A., Manohar, K.** (2009) Theoretical and Experimental Investigation of Heat Transfer in Packed Beds. *Research Journal of Applied Sciences*, 5, 166-177.
12. **Bu, S.S., Yang, J., Zhou, M., Li, S.Y., Wang, Q.W., Guo, Z.X.** (2014) On contact point modifications for forced convective heat transfer analysis in a structured packed bed of spheres. *Nuclear Engineering and Design*, 270, 21-33.
13. **Teitel, M., Barak, M., Antler, A.** (2009) Effect of cyclic heating and a thermal screen on the nocturnal heat loss and microclimate of a greenhouse. *Bio-systems Engineering*, 102, 162-170.
14. **Albrecht, K.J., Ho, K.C.** (2017) Heat transfer models of moving packed-bed particle-to-sCO₂ heat exchangers. *Proceedings of the ASME 2017 Power and Energy Conference Power Energy*, Charlotte, North Carolina, USA Power Energy, 331-340.
15. **Boshkova, I., Volgusheva, N., Solodka, A., Mukminov, I., Bondarenko, O.** (2020) Development of a soil regenerator with a granular nozzle for greenhouses. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4, 8(106), 14-20.
16. **Messai, S., Ganaoui, M. El., Sghaier, J., Belgith, A.** (2014) Experimental Study of the Convective Heat Transfer. *Thermal science*, 18, 2, 443-450.

Received 13 August 2020

Approved 08 December 2020

Available in Internet 11 January 2021