

УДК 697.278

doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16

**О. В. ЛИСАК****АНАЛІЗ КОНВЕКТИВНОЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ ВІД ЗОВНІШНІХ ПОВЕРХОНЬ  
ТВЕРДОТІЛЬНОГО ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧОГО ОБІГРІВАЧА**

**АНОТАЦІЯ** В статті розглянуто теплообмін між повітрям при 20 °С та зовнішніми поверхнями твердотілого теплоакumuлюючого обігрівача за двох температур: 40 та 60 °С. Аналіз проведено за умов, що всі поверхні приладу контактують з повітрям (прилад розміщено на підставці) та має місце вільна конвекція. Отримані дані співставлено з характеристиками існуючих моделей приладів та визначено частку конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь в загальній тепловіддачі від приладу. Необхідність таких досліджень обумовлена тим, що дана складова тепловіддачі від приладу не піддається регулюванню і, як наслідок, за незначної потреби в теплоспоживанні обслуговуваного приміщення прилад може його перегрівати.

**Ключові слова:** акумуляційні системи опалення, теплоакumuлюючі електроречі, теплонакопичувач, теплообмін, твердотільний теплоакumuлюючий обігрівач.

**О. LYSAK****ANALYSIS OF CONVECTIVE HEAT TRANSFER FROM STORAGE  
HEATER EXTERNAL SURFACES**

**ABSTRACT** The aim of the article is to specify the parameters of the convective heat transfer between the outer surfaces of a static storage heater (a storage heater that has airways but it doesn't have any fan) and the surrounding air. The article shows the heat transfer between the air at 20 °C (room temperature) and the outer surfaces of static storage heaters at two temperatures of 40 and 60 °C. The analysis is performed under the condition that all the surfaces of the device contact with the outside air (the device is placed on the feet) and natural convection occurs. In the analysis the influence of the device feet is neglected and its design is simplified to a rectangular block. The findings are compared with the characteristics of the existing models of storage heaters and used to determine the share of the outer surface convective heat transfer from the total heat output of the device. The factors that lead to the change of the convective heat transfer from the outer surfaces are analyzed. For storage heaters shown in the article with an output in the range from 800 to 3200 W the share of the convective heat transfer from the outer surfaces (1) at 60 °C is respectively 58 % and 31 % and (2) at 40 °C from 25 % to 13 %. The share of the convective heat transfer from the outer surfaces decreases during the growth of the device output, and consequently – the increase of its outer surface area. The share of the convective heat transfer from the outer surfaces increases due to the rise of the outer surface temperature. Also the convective heat transfer from only vertical outer surfaces is compared with the convective heat transfer from all outer surfaces. They are also compared at different outer surface temperatures for the same storage heater type.

**Key words:** storage heating, electric storage heating, storage heaters, heat transfer.

**Вступ**

Сьогодні в Україні актуальним є вивчення електричних акумуляційних опалювальних приладів [1], відомих під різними назвами: теплонакопичувачі, твердотільні теплоакumuлюючі обігрівачі та теплоакumuлюючі електроречі (ТАЕП). Принцип роботи даних приладів наступний: теплова енергія акумулюється в твердому матеріалі (наприклад, феоліті чи магnezиті) за рахунок його нагрівання електричними нагрівачами в час дії дешевого тарифу на електроенергію [2]. Нагрітий матеріал віддає теплоту на протязі всієї доби.

На сьогоднішній день при створенні ТАЕП мають місце сталі рішення щодо використання тих чи інших матеріалів, прийнятних габаритів та особливостей конструкції, які залежать від сфери застосування, тому при дослідженні таких приладів варто звернути увагу на ті параметри, які пов'язані з якістю підтримання теплового режиму в приміщенні, а саме запобігають його перегріву чи переохолодженню [3].

В існуючих математичних моделях роботи ТАЕП основний акцент ставиться або на дослідження теплообміну у його внутрішніх каналах, або ж на вивченні впливу розподілу температур в теплоакumuлюючому матеріалі на тепловіддачу від внутрішніх конвективних каналів приладу. Оскільки теплообмін відбувається через всі поверхні ТАЕП, існує необхідність оцінити те, яку долю від загальної тепловіддачі приладу може становити конвективна тепловіддача його зовнішніх поверхонь. Отримання узагальнених залежностей та вивчення характеру зміни теплообміну між зовнішніми поверхнями та оточуючим повітрям має удосконалити принцип конструювання даних приладів.

**Мета роботи**

Метою цієї роботи є визначення характеру конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь ТАЕП статичного типу (рис. 1). Конструкція такого типу передбачає тепловіддачу як від внутрішніх повітряних каналів так і від зовнішніх по-

верхонь приладу. Тепловіддача від внутрішніх повітряних каналів регулюється, а від зовнішніх поверхонь – ні. Сам прилад розміщується на підставці.

Дана робота продовжує та розширює вивчення конвективного теплообміну ТАЕП, представлене в статті [4], присвяченій математичному обґрунтуванню моделі тепловіддачі від фронтальної зовнішньої пластини ТАЕП.

### Постановка задачі

Для визначення конвективного теплообміну з зовнішніх поверхонь ТАЕП необхідно обрати математичну модель. В цій роботі прийнята математична модель з [5], яка додатково порівнюється з моделюванням, представленим в [4].

### 1 Створення фізико-математичної моделі конвективного теплообміну на зовнішніх поверхнях ТАЕП

Виходячи з того, що форма більшості стандартних моделей ТАЕП геометрично подібна до паралелепіпеду, для аналізу використаємо залежності теплообміну даної фігури. За цього підходу було знехтувано наявністю щілин для проходження повітря на нижній та верхній горизонтальних пластинах ТАЕП. Розміри приладів приймаємо на основі даних виробника подібних приладів [6] з певними допусками. Характеристики приладів заносимо в табл. 1.

Таблиця 1 – Геометричні характеристики приладів

N	Ширина $b$ , мм	Глибина $c$ , мм	Висота $h$ , мм	Висота без підставки $H$ , мм*
1	315	165	730	660
2	430			
3	545			
4	660			
5	770			
6	890			
7	995			

\* Висота підставки прийнята 70 мм.

Розрахунок за запропонованої геометричної конфігурації приладу виконаємо згідно методики з [5], а також знехтуємо тим, що прилад, як правило, розташовується поблизу стіни – будемо вважати, що біля всіх його поверхонь має місце виключно вільна конвекція.

Для розрахунку теплообміну необхідно спочатку визначити характерний геометричний розмір за прийнятної форми тіла  $L$ , м:

$$L = \frac{L_H L_V}{L_H + L_V}, \quad (1)$$

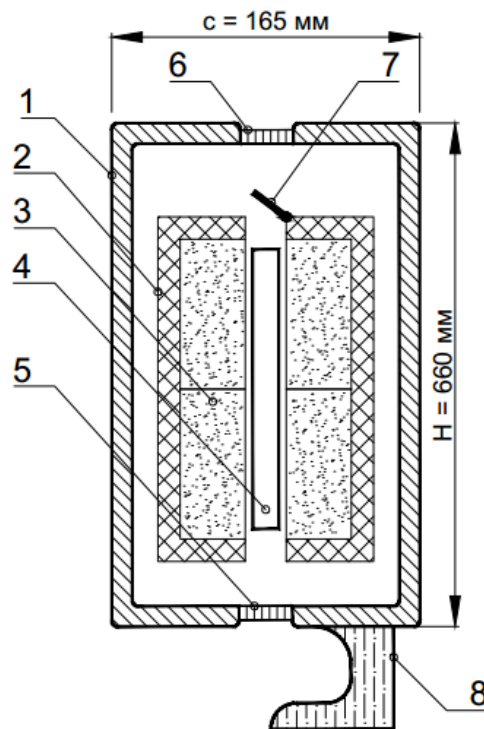


Рис. 1 – Принципова схема статичного ТАЕП [4]: 1 – зовнішня оболонка (кожух); 2 – теплоізоляційний прошарок; 3 – теплоакмулюючий матеріал; 4 – електричний нагрівач; 5 – решітка для входу повітря; 6 – решітка для виходу повітря; 7 – регулюючий клапан; 8 – підставка

де  $L_H$  – це довший з двох горизонтальних розмірів, а  $L_V$  – це вертикальний розмір. Таким чином в якості параметра  $L_H$  приймаємо значення ширини приладу, оскільки для всіх наведених випадків ширина є більшою за глибину. Характерний вертикальний розмір дорівнюватиме висоті приладу без підставки, а саме  $L_V = H = 660$  мм.

Також визначимо площу поверхні теплообміну  $F$ , м<sup>2</sup>:

$$F = 2(bc + bH + cH). \quad (2)$$

Розраховані значення  $L$  та  $F$  наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Характерний геометричний розмір та площа поверхні моделей

N	$L$ , мм	$F$ , м <sup>2</sup>	N	$L$ , мм	$F$ , м <sup>2</sup>
1	213	0,7376	5	355	1,4883
2	260	0,9273	6	379	1,6863
3	299	1,1171	7	397	1,8596
4	330	1,3068			

Для подальших розрахунків задаємося параметрами повітря. Температуру оточуючого повітря приймаємо  $t_a = 20$  °С, а температуру зовнішньої поверхні ТАЕП  $t_s$  розглянемо за двох варіан-

тів: за I варіанту  $t_s = 40$  °C та за II варіанту  $t_s = 60$  °C.

Розрахункові параметри повітря визначаємо за середньої температури:

$$t_f = \frac{t_s + t_a}{2}. \quad (3)$$

За температури  $t_f$  приймаємо наступні характеристики повітря: кінематичну в'язкість  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с, коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ , Вт/(м·К), значення числа Прандтля Pr. Також розраховуємо значення температурного коефіцієнту об'ємного розширення теплоносія  $\beta$ , К<sup>-1</sup>, яке згідно методики [5] визначається як

$$\beta = \frac{1}{t_f + 273}. \quad (4)$$

Характеристики повітря за визначених температур узяті з [7]. Отримані дані представлені в табл. 3.

Відповідно до наведених раніше даних знайдемо значення числа Грасгофа Gr, числа Релея Ra, числа Нуссельта Nu та значення середнього коефіцієнту конвективної тепловіддачі від зовнішньої поверхні тіла  $\bar{\alpha}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$Gr = \frac{\beta L^3 g (t_s - t_a)}{\nu^2}, \quad (5)$$

$$Ra = Gr Pr, \quad (6)$$

$$Nu = 0,55(Ra)^{\frac{1}{4}}, \quad (10^4 < Ra < 10^9), \quad (7)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{Nu \lambda}{L}. \quad (8)$$

## 2 Визначення частки конвективної тепловіддачі зовнішніх поверхонь

Визначимо яку частку від загальної тепловіддачі ТАЕП складатиме конвективна тепловіддача зовнішніх поверхонь приладу.

Тепловіддачу приладів приймаємо однаковою на протязі всього періоду роботи приладу та за повного використання спожитої теплоти. Також вважаємо, що тепла потужність приладу залишається постійною незалежно від заданої температури його поверхні: якщо зменшується тепловіддача від його зовнішньої поверхні, то вона компенсується збільшенням тепловіддачі від його внутрішніх каналів. Оскільки в характеристиках приладів наведено лише їх споживання електроенергії за вказаний період нагріву теплоакumuлюючого матеріалу (зарядки), виконаємо перерахунок спожитої потужності  $Q_{\text{спож}}^{\text{8 год}}$ , Вт, за умови зарядки на протязі 8 год, узятій з [6], в тепловіддачу від приладу  $Q_{\text{теп}}$ , Вт:

Використовуючи формули (5)–(8) заповнимо табл. 4.

Таблиця 3 – Характеристики повітря

Параметр	Варіант	
	I	II
$t_s$ , °C	40	60
$t_a$ , °C	20	20
$t_f$ , °C	30	40
$\nu \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с	16,00	16,96
$\lambda$ , Вт/(м·К)	0,0267	0,0276
Pr	0,701	0,699
$\beta \cdot 10^{-3}$ , К <sup>-1</sup>	3,300	3,195

Таблиця 4 – Розрахунок значень середнього коефіцієнту конвективного теплообміну на зовнішній поверхні ТАЕП

Варіант	N	Gr·10 <sup>7</sup>	Ra·10 <sup>7</sup>	Nu	$\bar{\alpha}$ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
I	1	2,452	1,719	35,415	4,43
	2	4,465	3,130	41,137	4,22
	3	6,728	4,716	45,579	4,08
	4	9,090	6,372	49,140	3,98
	5	11,353	7,958	51,948	3,90
	6	13,766	9,650	54,513	3,84
	7	15,802	11,077	56,425	3,80
II	1	4,226	2,954	40,546	5,25
	2	7,693	5,377	47,098	4,99
	3	11,593	8,103	52,183	4,82
	4	15,663	10,948	56,260	4,71
	5	19,563	13,674	59,476	4,62
	6	23,721	16,581	62,412	4,55
	7	27,230	19,033	64,601	4,49

Таблиця 5 – Теплоспоживання моделей приладів

N	$Q_{\text{спож}}^{\text{8 год}}$ , Вт	N	$Q_{\text{спож}}^{\text{8 год}}$ , Вт	N	$Q_{\text{спож}}^{\text{8 год}}$ , Вт	N	$Q_{\text{спож}}^{\text{8 год}}$ , Вт
1	800	3	1600	5	2400	7	3200
2	1200	4	2000	6	2800		

$$Q_{\text{теп}} = Q_{\text{спож}}^{\text{8 год}} \frac{8 \text{ год}}{24 \text{ год}}. \quad (9)$$

Значення  $Q_{\text{спож}}^{\text{8 год}}$  представлено в табл. 5.

Конвективну тепловіддачу від усіх поверхонь  $Q_F$ , Вт, визначимо як:

$$Q_F = \bar{\alpha} F (t_s - t_a). \quad (10)$$

Також по методиці, представленій в [4], розраховуємо за нехтування теплообміном від горизонтальних поверхонь середні коефіцієнти тепловіддачі від вертикальних поверхонь  $\bar{\alpha}_V$  та конвективну тепловіддачу від них  $Q_V$ , Вт. Ці дані не характеризують частку конвективної тепловіддачі вертикальних поверхонь в конвективній тепловіддачі усіх поверхонь, а лише демонструють потенціал

застосування спрощених методів оцінки тепловіддачі.

Середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі від вертикальних поверхонь  $\bar{\alpha}_V$  визначимо по методу *Churchill and Chu*. За вказаних умов та методу розрахунку з [4] за I варіанту ( $t_s = 40^\circ\text{C}$ )  $\bar{\alpha}_V = 4,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$  та за II варіанту ( $t_s = 60^\circ\text{C}$ )  $\bar{\alpha}_V = 5,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

Конвективну тепловіддачу  $Q_V$ , Вт, від вертикальних поверхонь визначимо по формулі

$$Q_V = \bar{\alpha}_V F_V (t_s - t_a), \quad (11)$$

де  $F_V$  – площа вертикальних поверхонь,  $\text{м}^2$

$$F_V = 2H(b + c). \quad (12)$$

Значення  $F_V$  наведено в табл. 6.

Визначимо  $Q_{\text{теп}}$ ,  $Q_F$  та  $Q_V$  й порівняємо між собою їх значення:

$$\Delta_{\text{теп}}^F = (Q_F / Q_{\text{теп}}) \cdot 100\%, \quad (13)$$

$$\Delta_{\text{теп}}^V = (Q_V / Q_{\text{теп}}) \cdot 100\%, \quad (14)$$

$$\Delta_F^V = (Q_V / Q_F) \cdot 100\%. \quad (15)$$

Отримані значення занесемо в табл. 7.

Таблиця 6 – Розрахунок вертикальної площі поверхні

N	F, м <sup>2</sup>	N	F, м <sup>2</sup>	N	F, м <sup>2</sup>	N	F, м <sup>2</sup>
1	0,634	3	0,937	5	1,234	7	1,531
2	0,785	4	1,089	6	1,393		

Таблиця 7 – Значення тепловіддачі та їх співвідношення

Варіант	N	Q <sub>теп</sub> , Вт	Q <sub>F</sub> , Вт	Q <sub>V</sub> , Вт	Δ <sub>теп</sub> <sup>F</sup> , %	Δ <sub>теп</sub> <sup>V</sup> , %	Δ <sub>F</sub> <sup>V</sup> , %
I	1	267	65,4	51,6	24,5	19,4	78,9
	2	400	78,2	64,0	19,6	16,0	81,8
	3	533	91,1	76,4	17,1	14,3	83,9
	4	667	103,9	88,7	15,6	13,3	85,4
	5	800	116,2	100,6	14,5	12,6	86,6
	6	933	129,5	113,5	13,9	12,2	87,6
	7	1067	141,2	124,8	13,2	11,7	88,4
II	1	267	154,8	127,3	58,1	47,7	82,2
	2	400	185,2	157,8	46,3	39,4	85,2
	3	533	215,6	188,3	40,4	35,3	87,3
	4	667	246,0	218,7	36,9	32,8	88,9
	5	800	275,0	247,9	34,4	31,0	90,2
	6	933	306,6	279,7	32,8	30,0	91,2
	7	1067	334,2	307,6	31,3	28,8	92,0

Як можна побачити по значенням  $\Delta_F^V$  з табл. 7, виокремлення для оцінки конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь ТАЕП лише конвективної тепловіддачі від вертикальних поверхонь є порівняно точним тільки за відносно високої температури поверхні ТАЕП та більшої площі

його поверхні. Якщо враховувати лише складову конвективної тепловіддачі від вертикальних поверхонь, то значення конвективної тепловіддачі за вказаних умов будуть нижчими за значення конвективної тепловіддачі від усіх поверхонь на (8...21) %.

Що стосується частки конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь в загальній тепловіддачі від приладів  $\Delta_{\text{теп}}^F$  (як і частки конвективної тепловіддачі при врахуванні лише вертикальних поверхонь  $\Delta_{\text{теп}}^F$ ), то як показано в табл. 7, їхня частка зростає з підвищенням температури поверхні та спадає зі збільшенням площі поверхні теплообміну.

Співвідношення між конвективною тепловіддачею від зовнішніх поверхонь одного й того самого приладу за зміни температури на його поверхні за наведених в даній роботі умов залежить виключно від характеристик повітря. Нижче наведено формули для порівняння конвективної тепловіддачі від усіх поверхонь і тільки вертикальних поверхонь однієї і тієї моделі приладу за різних значень температури на поверхні приладу.

Співвідношення конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь за різних температур, але однакових геометричних характеристик приладу згідно наведеної в цій роботі методики становитиме

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{\bar{\alpha}_1 F (t_{s1} - t_{a1})}{\bar{\alpha}_2 F (t_{s2} - t_{a2})}. \quad (16)$$

Отримане рівняння трансформуємо за допомогою рівнянь (5)–(8). Оскільки площі в рівнянні (16) співпадають, скоротимо їх та підставимо формулу (8) в (16):

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{\text{Nu}_1 \lambda_1 (t_{s1} - t_{a1})}{\text{Nu}_2 \lambda_2 (t_{s2} - t_{a2})}. \quad (17)$$

В отриманому рівнянні скорочуємо спільний параметр  $L$  та підставимо формулу (7) в (17):

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{0,55(\text{Ra}_1)^{1/4} \lambda_1 (t_{s1} - t_{a1})}{0,55(\text{Ra}_2)^{1/4} \lambda_2 (t_{s2} - t_{a2})}. \quad (18)$$

Скоротимо 0,55 та підставимо рівняння (6) та (5) в (18):

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \frac{\left( \frac{\beta_1 L^3 g (t_{s1} - t_{a1})}{\nu_1^2} \text{Pr}_1 \right)^{1/4} \lambda_1 (t_{s1} - t_{a1})}{\left( \frac{\beta_2 L^3 g (t_{s2} - t_{a2})}{\nu_2^2} \text{Pr}_2 \right)^{1/4} \lambda_2 (t_{s2} - t_{a2})}. \quad (19)$$

Скорочуємо рівняння на спільні значення параметрів  $L$  і  $g$ , та об'єднуємо  $(t_{s1} - t_{a1})$ . В результаті остаточно отримуємо:

$$\frac{Q_{F1}}{Q_{F2}} = \left( \frac{\beta_1 Pr_1}{\beta_2 Pr_2} \right)^{\frac{1}{4}} \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \left( \frac{t_{s1} - t_{a1}}{t_{s2} - t_{a2}} \right)^{\frac{5}{4}}. \quad (20)$$

Для випадку з врахуванням лише вертикальної складової конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь співвідношення для однакових моделей приладу матиме вигляд

$$\frac{Q_{V1}}{Q_{V2}} = \frac{\bar{\alpha}_{V1}(t_{s1} - t_{a1})}{\bar{\alpha}_{V2}(t_{s2} - t_{a2})}. \quad (21)$$

Таким чином, зі зростанням температури поверхні ТАЕП з 40 до 60 °С конвективна тепловіддача від усієї поверхні згідно формули (20) зростає в 2,37 рази, а якщо розглядати лише вертикальну складову конвективної тепловіддачі згідно формули (21) – в 2,46 рази. Тобто аналіз лише по вертикальній складовій показує, що зростання конвективної тепловіддачі по ній відбувається інтенсивніше, ніж в середньому по поверхні. Але розбіжність між цими даними складає 4 % і може бути пояснена різними методиками моделювання тепловіддачі.

### Висновок

1 Нехтування внеском в конвективну тепловіддачу від горизонтальних поверхонь може призводити для приладів деякого типорозміру до помітних похибок – найбільша розрахункова розбіжність складала 21 %.

2 Відносна частка конвективної тепловіддачі від зовнішньої поверхні зростає зі зменшенням площі зовнішньої поверхні приладу, а відповідно – і його потужності. Тому, для приладів меншої потужності і габаритів варто підтримувати нижчу температуру на їх поверхні, на кшталт використання більш товстої прошарку теплоізоляції, ніж це було б допустимо для приладів більших розмірів.

3 Зниження температури на поверхні приладу з 60 до 40 °С дозволяє значно зменшити складову конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь, яка не піддається регулюванню. Таким чином значно покращуються умови для якісної роботи систем автоматизації ТАЕП на час незначних потреб споживача в теплі.

4 Проведений аналіз стосувався лише моделювання процесу тепловіддачі за повного використання акумуляованої приладом теплоти. В подальшому варто проаналізувати ступінь регулювання тепловіддачі приладу за умови її неповного використання. Цей процес можливо розглянути за двох режимів роботи. В першому прилад накопичує максимально можливу кількість теплової енергії під час зарядки. І тоді повне вичерпання накопиченої ТАЕП теплоти можливе лише за його роботи в максимально несприятливих умовах, які закладено в розрахунок при виборі потужності ТАЕП. Як правило, цей період є нетривалим і в інший час

повної витрати акумуляованої енергії не відбувається. В другому режимі ТАЕП споживає лише стільки енергії, скільки йому буде необхідно для забезпечення теплового режиму приміщення згідно програми погодного регулювання – тобто за обставин, коли накопичення енергії приладом є меншим (з метою економії) за максимальне можливе і програмою передбачається її повне вичерпання на час початку нового циклу накопичення.

5 Іншим кроком для подальшого вивчення ТАЕП має стати комплексна оцінка одночасної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь і внутрішніх конвективних каналів.

### Список літератури

- 1 **Белименко, С. С.** Совершенствование конструктивных и режимных параметров твердотельных электротеплоаккумуляторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / **Сергей Сергеевич Белименко**; Национальная металлургическая академия Украины. – Днепропетровск, 2015. – 21 с.
- 2 **Малкін, Е. С.** Теплоакмулюючі електропечі. Термінологія і класифікація [Текст] / **Е. С. Малкін, О. В. Лисак** // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2014. – № 3. – С. 69–74. – ISSN 2409-2924.
- 3 **Лысак, Олег.** Выбор теплоаккумулирующих электропечей при внедрении в Украине [Текст] / **Олег Лысак, Эдуард Малкин** // Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym. – Częstochowa (Poland) : Politechnika Częstochowska, 2015. – № 1 – С. 117–125. – ISSN 2299-8535.
- 4 **Лисак, О. В.** Аналіз конвективної тепловіддачі від фронтальної поверхні теплоакмулюючої електропечі [Текст] / **О. В. Лисак** // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну : «Технічні серії». – 2015. – № 5(90). – С. 15–23. – ISSN 1813-6796.
- 5 **Thirumaleshwar, M.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer, second impression edn. [Text] / **M. Thirumaleshwar**. – New Delhi : Dorling Kindersley, 2009. – 766 с. – ISBN 978-81-7758-519-3.
- 6 ADS STATIC STORAGE HEATERS : TECHNICAL DATA SHEET [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://www.elnur-global.com/dl-files/elnures/ft/en/f\\_ads\\_en.pdf](http://www.elnur-global.com/dl-files/elnures/ft/en/f_ads_en.pdf). – Назва з екрану. – 10.01.2016 р.
- 7 **Михеев, М. А.** Основы теплопередачи [Текст] / **М. А. Михеев, И. М. Михеева**. – 2-е изд., стер. – Москва : Энергия, 1977. – 343 с.

### Bibliography (transliterated)

- 1 **Belimenko, S. S.** (2015), "Sovershenstvovanie konstruktivnyh i rezhimnyh parametrov tverdotel'nyh jelektrotreploakkumuljatorov [Improvement constructive and regime parametres solid electric thermal batteries]", Abstract of Ph.D. dissertation, 05.14.06, National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, Ukraine.
- 2 **Malkin, E. S. and Lysak, O. V.** (2014), "Teploakumuljujuchi elektropechi. Terminologija i klasyfikacija [Storage heaters. The terminology and the classification]", *Promyslova elektroenergetyka ta elektrotehnika*

- (Promelektro) [Industrial power and electrical engineering], no. 3, pp. 69–74, ISSN 2409-2924.
- 3 **Lysak, O. and Malkin, E.** (2015), "Vybor teploakumulirulijushhijh jelektropechej pri vnedrenii v Ukraine [Selection of storage heaters for implementation in Ukraine]", *Construction of optimized energy potential*, no. 1, pp. 117–125, Politechnika Czestochowska, Czestochowa, Poland, ISSN 2299-8535.
  - 4 **Lysak, O.** (2015), "Analiz konvektyvnoi' teploviddachi vid frontal'noi' poverhni teploakumuljujuchoi' elektropechi [Analysis of convective heat transfer from storage heater front panels]", *Bulletin of the Kiev National University Technologies and Design : Technical Science Series*, no. 5(90), pp. 15–23, ISSN 1813-6796.
  - 5 **Thirumaleshwar, M.** (2009), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, second impression edn.*, Dorling Kindersley, New Delhi, India, ISBN 978-81-7758-519-3.
  - 6 "ADS STATIC STORAGE HEATERS : TECHNICAL DATA SHEET". available at: [http://www.elnurglobal.com/dl-files/elnuures/ft/en/f\\_ads\\_en.pdf](http://www.elnurglobal.com/dl-files/elnuures/ft/en/f_ads_en.pdf) (Accessed 10 January 2016).
  - 7 **Mikheev, M. A. and Mikheeva, I. M.** (1977), *Osnovy teploperedachi [Fundamentals of Heat Transfer]*, Energia, Moscow, Russian.

#### Відомості про авторів (About authors)

**Лисак Олег Віталійович** – інженер, відділ геотермальної енергетики, Інститут відновлюваної енергетики НАН України, м. Київ, Україна; e-mail: oleg.v.lysak@gmail.com, ORCID 0000-0002-4934-0685.

**Oleg Lysak** – Engineer, Geothermal department, Institute of Renewable Energy at National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine; e-mail: oleg.v.lysak@gmail.com.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Лисак, О. В.** Аналіз конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь твердотілого теплоакumuлюючого обігрівача [Текст] / **О. В. Лисак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 105–110. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

*Please cite this article as:*

**Lysak, O.** (2016), "Analysis of convective heat transfer from storage heater external surfaces", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 105–110, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Лысак, О. В.** Анализ конвективной теплоотдачи от внешних поверхностей твердотельного теплоакumuлирующего обогревателя [Текст] / **О. В. Лысак** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 105–110. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

**АННОТАЦИЯ** В статье рассмотрен теплообмен между воздухом при 20 °С и внешними поверхностями твердотельного теплоакumuлирующего обогревателя при двух температурах: 40 и 60 °С. Анализ проведен при условии, что все поверхности прибора контактируют с воздухом (прибор размещен на подставке) и имеет место свободная конвекция. Полученные данные сопоставлены с характеристиками существующих моделей приборов и определена доля конвективной теплоотдачи от внешних поверхностей в общей теплоотдаче от прибора. Необходимость таких исследований обусловлена тем, что данная составляющая теплоотдачи не поддается регулированию и, как следствие, при незначительной потребности обслуживаемого помещения в тепле прибор может его перегреть.

**Ключевые слова:** аккумуляционные системы отопления, теплоакumuлирующие электропечи, теплонакопители, теплообмен, твердотельный теплоакumuлирующий обогреватель.

Надійшла (received) 18.01.2016