УДК 621.311.171

Р.В.Зайцев, канд.техн.наук (Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків)

Процеси теплопередачі у теплообмінному блоці комбінованої фотоенергетичної установки

У роботі розглядаються особливості підбору теоретичного підґрунтя та математичне моделювання теплових процесів у теплообмінному блоці для комбінованої фотоенергетичної установки. За результатами моделювання проведено вдосконалення та розробку високоефективного теплообмінного блоку з мікроканалами. Апробація запропонованого блоку підтвердила його високу ефективність за рахунок реалізації турбулентного режиму протікання теплоносія. Використання такого теплообмінника дозволить підвищити якість і рівномірність охолодження сонячних батарей та зменшити затрати енергії на циркуляцію рідини. Бібл. 16, рис. 4.

Ключові слова: *теплообмінний блок, теплоносій, сонячна батарея, комбінована фотоенергетична установка.*

Orcid: 0000-0003-2286-8452

1. Вступ. Світові тенденції розвитку енергетичного ринку та пов'язаного з цим зростання споживання природних енергетичних ресурсів переконливо показують необхідність пошуку додаткових джерел енергії, які змогли б компенсувати нестачу наявних ресурсів, а в ідеалі – повністю замінити їх. Як свідчить практичний досвід США, Японії, Німеччини, один зі шляхів розв'язання цієї задачі пов'язаний з перетворенням сонячної енергії в електричну за допомогою напівпровідникових фотоелектричних перетворювачів (ФЕП).

Найбільш розповсюдженим типом ФЕП є приладові структури на основі моно- та полікристалічного кремнію товщиною до 200 мкм. Основною проблемою їх широкомасштабного використання є висока ціна електричної енергії, яку вони виробляють, що обумовлено високою матеріало- та енергоємністю технологічного процесу виготовлення. Для зниження ціни ФЕП перспективним є використання систем, які працюють в умовах концентрованого сонячного випромінювання. Використання дзеркал дозволяє в сотні разів знизити витрати ФЕП. Проте застосування ФЕП на основі кремнію традиційної конструкції при концентрованому сонячному випромінюванні призводить до зниження ККД на порядок [1, 2]. В той же час використання багатоперехідних кремнієвих ФЕП з вертикальними діодними комірками з підвищенням інтенсивності сонячного опромінення демонструє підвищення ККД [3, 4].

Розроблена раніше [5] фотоенергетична установка на основі багатоперехідних кремнієвих ФЕП з вертикальними діодними комірками або з ФЕП на основі арсеніду галію, яка має систему позиціювання та управління, що дозволяє збільшити кількість світлової енергії, яка надходить на поверхню енергетичної установки, має багато переваг. Така фотоенергетична установка буде виробляти не тільки електричну енергію, а й теплу воду. Але поряд із цим виявилися суттєві недоліки щодо рівномірного охолодження встановлених ФЕП, котрі потребували окремого вирішення [6–8].

2. Постановка завдання. Виходячи з викладеного, метою цієї роботи було проведення математичного моделювання основних параметрів теплообмінного блоку для такої фотоенергетичної установки на основі загальних моделей теплообміну при примусовій циркуляції рідини.

3. Методика дослідження. Згідно з загальними стандартними вимогами до фотоенергетичних установок для роботи з промисловим обладнанням вихідна напруга сонячної батареї (СБ) повинна становити не більше U_{NM} = 48 В; струм навантаження – I_{NM} = 10,4 А; електрична потужність, що СБ віддає у навантаження – P_{NM} до 500 Вт. Звідси при $S_{SB} \approx 100$ см^2 можна розраху-

© Р.В.Зайцев, 2017

вати питому електричну потужність P_{NM}, яку має віддавати у навантаження 1 см^2 такої СБ і котра дорівнює 5 Вт/см^2. Однак, поряд із цим, при максимально можливому ККД ФЕП, наприклад, на основі арсеніду галію, на рівні 30%, для забезпечення необхідних параметрів на поверхню СБ має надходити світло з питомою потужністю не менше 16,7 Вт/см^2. А отже потужність 11,7 Вт/см^2 буде надлишковою і надходитиме до СБ і теплообмінника у вигляді теплової енергії, що призводитиме до суттєвого і швидкого перегрівання СБ [9, 10].

Площа апертури дзеркал системи, що концентрує, $S_a \approx 2{,}4$ м^2. При потужності сонячного випромінювання $P_s = 1000$ Вт/м^2 енергія, яка надходить на цю площу, $Q_s = 2396$ Вт. За рахунок обрання більш якісного матеріалу для дзеркал, частка енергії, що надходить до фотоприймальної пластини після врахування коефіцієнта відбиття від дзеркал ($r_z = 0{,}95$), а також процесів відбиття та поглинання в системі пластина-скло, яка враховує поглинаючу здатність τ_α [11], маємо: $Q_{s1} = r_z Q_s\,(\tau_\alpha) = 1761$ Вт (це відповідає ефективному коефіцієнту концентрації $K_{eff} = 386$). Після перетворення частки цієї енергії в електричну з коефіцієнтом корисної дії $\eta = 30\%$, що дає $Q_{s2} = 528$ Вт електричної енергії, в теплову енергію переходить $Q_{s3} = Q_{s1}(1-\eta) = 1233$ Вт, що дозволяє більш ефективно використовувати енергію сонця [12, 13].

Для визначення коефіцієнта теплопередачі при заданій температурі теплоносія і температурі поверхні, що обтікається, необхідно визначити градієнт температури на стінці теплообмінника. Градієнт температури можна визначити з рішення рівняння енергії, котре в свою чергу залежить від розподілу швидкості потоку в області протікання, що розглядається. В загальному вигляді рішення задачі конвективного теплообміну для протікання рідини вздовж площини зводиться до рішення наступної системи диференціальних рівнянь (1):

$$\begin{cases} \dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial \rho}{\partial \tau} + \dfrac{\partial w_x}{\partial x} + \dfrac{\partial w_y}{\partial y} = 0, \\ \dfrac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \dfrac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \dfrac{\partial w_x}{\partial y} = \dfrac{\mu}{\rho}\left(\dfrac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} \right) - \dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial \rho}{\partial x} + g_x, \\ \dfrac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \dfrac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \dfrac{\partial w_y}{\partial y} = \dfrac{\mu}{\rho}\left(\dfrac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right) - \dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial \rho}{\partial y} + g_y, \\ \dfrac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \dfrac{\partial T}{\partial x} + w_y \dfrac{\partial T}{\partial y} = \dfrac{\lambda}{\rho c_p}\left(\dfrac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \\ p = \rho R T. \end{cases} \quad (1)$$

Така система рівнянь у загальному вигляді не піддається аналітичному вирішенню, тому розглядаються окремі випадки.

3.1. Тепловіддача при русі рідини в прямих гладких трубах. При русі рідин і газів у трубах і каналах існують ламінарний ($Re_{f,d} \le 2300$), турбулентний ($Re_{f,d} \ge 10^4$) і перехідний від ламінарного до турбулентного ($2300 < Re_{f,d} < 10^4$) режими течії рідини.

Визначальні параметри для розрахунку критерію Рейнольдса:

$T_0 = T_f = 0{,}5\cdot(T_{f,in} + T_{f,out})$ – середня температура рідини в трубі;

$R_o = d_{in}$ – внутрішній діаметр труби;

$w_0 = G/(\rho \cdot f)$ – середня по перерізу труби швидкість руху рідини.

3.1.1. Тепловіддача при ламінарному режимі руху рідини в трубах ($Re \le 2300$). Тепловіддача в трубах при стабілізованому перебігу і стабілізованому теплообміні може бути розрахована при $T_w = \text{const}$ і при $q_w = \text{const}$ за наближеною формулою [11]:

$$N_u = 4\varepsilon_t, \quad (2)$$

де поправку ε_t розраховують за формулою:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_{fl}}{Pr_w} \right)^{0{,}25}. \quad (3)$$

При ламінарному режимі руху в прямих гладких трубах і наявності ділянок гідродинамічної та теплової стабілізації для більш точної апроксимації експериментальних даних виділяють два підрежими: ламінарний в'язкісний і ламінарний в'язкісно-гравітаційний. Ламінарний в'язкісний режим течії має місце при числах Релея $Ra < 8\cdot10^5$, а ламінарний в'язкісно-гравітаційний режим при $Ra \geq 8\cdot10^5$.

Тепловіддача при ламінарному в'язкісному режимі руху рідини в трубах ($Re \leq 2300$; $Ra < 8\cdot10^5$). Середній по внутрішній поверхні труби довжиною l коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою, яка отримана при $l/(Re\cdot d) \leq 0{,}05$ і $0{,}07 \leq \mu_w/\mu_f \leq 1500$ [11]:

$$Nu = 1{,}55\left(Re\cdot d_{in}/l\right)^{1/3}\left(\mu_f/\mu_w\right)^{0{,}14}\varepsilon_l. \quad (4)$$

Величина ε_l поправки, що враховує вплив на тепловіддачу гідродинамічної стабілізації потоку на початковій ділянці теплообміну:

При

$$\frac{l}{Re\cdot d} < 0{,}1-\varepsilon_l = 0{,}6\left(\frac{l}{Re\cdot d}\right)^{-\frac{1}{7}}\left(1+2{,}5\frac{l}{\left(Re\cdot d\right)}\right) \quad (5)$$

при $l/\left(Re\cdot d\right) < 0{,}1-\varepsilon_l \approx 1$. (6)

Тепловіддача при ламінарному в'язкісно-гравітаційному режимі руху текучого середовища в трубах ($Re \leq 2300$; $Ra < 8\cdot10^5$). Середній коефіцієнт тепловіддачі при ламінарному в'язкісно-гравітаційному режимі течії може бути розрахований по критерійному рівнянню М.А.Міхєєва [14]:

$$Nu = 0{,}15Re_{f,d}^{0{,}33}\times \times Pr_f^{0{,}33}\left(Gr_{f,d}\cdot Pr_f\right)^{0{,}1}\varepsilon_t\cdot\varepsilon_l. \quad (7)$$

Поправочний коефіцієнт ε_l, що враховує вплив на тепловіддачу процесу гідродинамічної стабілізації потоку на початковій ділянці теплообміну, дорівнює:

при $l/d < 50$ значення ε_l знаходять за експериментальними даними [14];

при $l/d \geq 50$ – $\varepsilon_l = 1$.

3.1.2. Тепловіддача при турбулентному режимі руху текучого середовища в трубах ($Re \geq 10^4$). Середній коефіцієнт тепловіддачі при турбулентному протіканні рідини в прямих гладких трубах розраховують за формулою М.А.Міхєєва [14]:

$$Nu_{f,d} = 0{,}021Re_{f,d}^{0.8}\cdot Pr_f^{0.43}\varepsilon_t\cdot\varepsilon_l. \quad (8)$$

Поправочний коефіцієнт ε_l, що враховує вплив на тепловіддачу процесу гідродинамічної стабілізації потоку на початковій ділянці теплообміну, дорівнює:

при $l/d < 50$ – $\varepsilon_l \approx 1+2d/l$;

при $l/d \geq 50$ – $\varepsilon_l = 1$.

Значення ε_l в залежності від критерію Рейнольдса наведено в [11].

3.1.3. Тепловіддача при перехідному режимі руху рідини в трубах ($2300<Re<10^4$). Перехідний режим течії характеризується змішуванням ламінарної і турбулентної течій. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі можна розраховувати за формулою [10]:

$$Nu_{f,d} = K_0\cdot Pr_f^{0,43}\varepsilon_t\cdot\varepsilon_l, \quad (9)$$

де комплекс K_0 залежить від числа Рейнольдса [11], а поправку ε_l розраховують також як і при турбулентному режимі течії рідини.

3.2. Тепловіддача при русі рідини в каналах довільного поперечного перерізу. Всі наведені вище критеріальні формули для розрахунку тепловіддачі в круглій трубі застосовані і для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при протіканні рідин і газів у каналах іншої (не круглої) форми поперечного перерізу (прямокутної, трикутної, кільцевої тощо), при поздовжньому омиванні пучків труб, укладених у канал довільного поперечного перерізу, а також під час руху рідини, що не заповнює всього перерізу каналу. При цьому в якості характерного розміру слід застосовувати еквівалентний або гідравлічний діаметр каналу:

$$R_0 = d_{ekv} = d_r = 4f/P, \quad (10)$$

де f – площа поперечного перерізу потоку, м^2; P – змочений периметр каналу, м.

3.3. Тепловіддача при турбулентному русі рідини у вигнутих трубах. При русі рідини у вигнутих трубах (колінах, змійовиках) відбувається його додаткова турбулізація і, як наслідок, збільшення коефіцієнта тепловіддачі [15]. Для розрахунку тепловіддачі у вигнутих трубах необхідно помножити число Нуссельта на поправочний коефіцієнт:

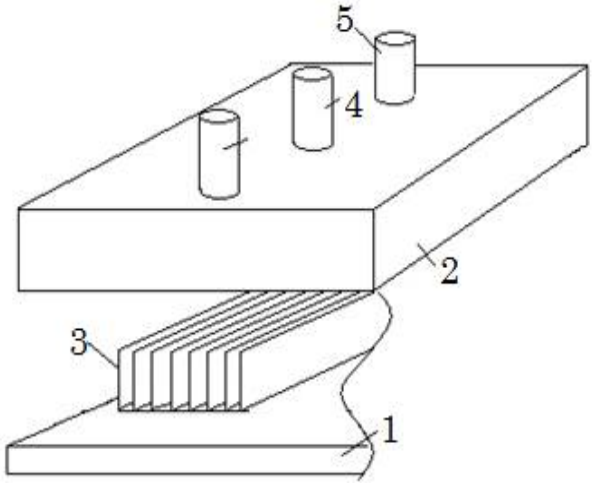
$$\varepsilon_g = 1 + 1{,}8 \cdot d_{in} / R_g , \qquad (11)$$

де d_{in} – внутрішній діаметр труби; R_g – радіус вигину.

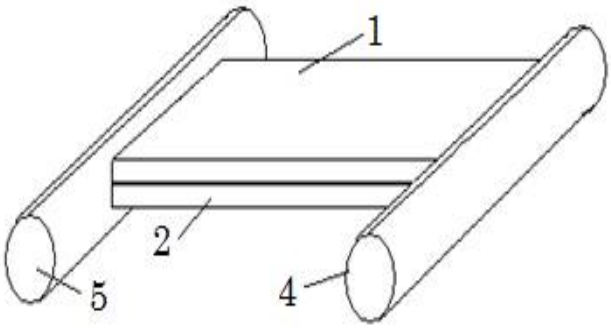
4. Результати та їх обговорення. Як було показано раніше [5], для досягнення прийнятних температур СБ необхідно підвищити інтенсивність теплообміну. Для цього можна використати або збільшення площі теплообміну за рахунок використання радіатора, або спробувати використати турбулентний потік охолоджувача для збільшення коефіцієнта теплообміну [16].

На основі запропонованого теоретичного обґрунтування було розглянуто два варіанти конструкції, які схематично зображено на рис. 1. Конструкція, зображена на рис. 1а, має велику площу теплообмінника, а конструкція, зображена на рис. 1б, має великий коефіцієнт теплообміну при площі теплообмінника, близькій до площі теплоприймальної пластини.

Для розрахунку теплообмінного блоку з радіатором із великою площею теплообмінної поверхні (рис. 1а) в якості моделі було обрано промисловий мідний радіатор, який виробляється для охолодження елементів комп'ютерних схем. Він має наступні розміри: 91×91×25 мм, 56 пластин, відстань між якими складає 1 мм, тобто маємо 55 каналів протікання води з поперечним перетином 1×20 мм (враховуючи товщину верхньої пластини 5 мм), але при центральній подачі води ефективно маємо 110 каналів. При витратах охолоджувача (води) в першому замкнутому контурі 10 л/хв (0,016 кг/с) швидкість потоку w в проміжках між пластинами складає 0,0682 м/с. При середній температурі охолоджуючої води ~ 50°С кінематична в'язкість води ν = 0,556 10^{-6} м^2/с. Враховуючи ефективний діаметр $d_e = 1{,}9 \cdot 10^{-3}$ м, одержимо число Рейнольдса $Re = wd_e/\nu = 234$, що відповідає ламінарному потоку. Розрахувавши числа Гразгофа (495) і Релея (1752), визначаємо, що в обраному радіаторі при вказаних витратах охолоджувача реалізується ламінарно-в'язкий режим протікання потоку. Розрахунок коефіцієнта теплообміну між теплоносієм та пластинами радіатора дає Nu = 1838 Вт/(м^2·К), що недостатньо для ефективного відведення тепла, а такий теплообмінник не може буди використано у фотоенергетичній установці.



а)



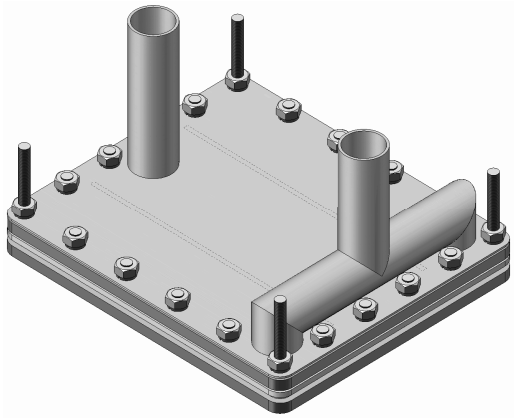
б)

Рис. 1. Схематичне зображення конструкцій блоку охолодження з пластинковим радіатором (а) та прямоточним з малою шириною щілини між пластинами (б): *1 – кришка блоку охолодження; 2 – корпус блоку охолодження; 3 – пластини радіатора; 4 – трубка подачі охолоджувача; 5 – трубка виведення охолоджувача.*

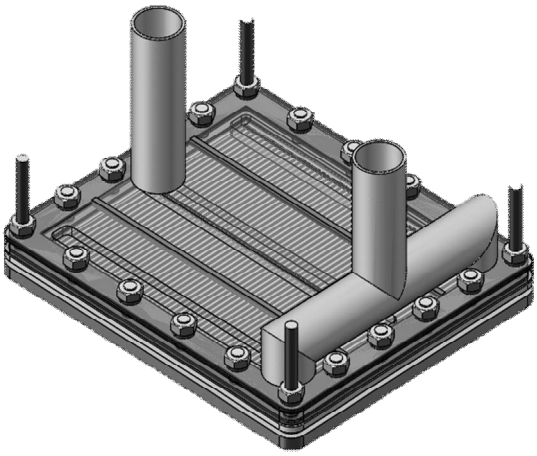
Для розрахунку теплообмінного блоку з радіатором із великим коефіцієнтом теплообміну (рис. 1б) було запропоновано наступні розміри перетину протоку для води: 1×80 мм при довжині 60 мм. При таких розмірах і витратах води, як і вище, швидкість потоку в проміжках між пластинами складає 1,875 м/с. Враховуючи ефективний діаметр $d_e = 1{,}98 \cdot 10^{-3}$ м, одержимо число Рейнольдса $Re = wd_e/\nu = 6661$, що відповідає перехідному режиму протікання потоку. Розрахунок коефіцієнта теплообміну між теплоносієм та верхньою пластиною радіатора дає Nu = 13931 Вт/(м^2·К). Зменшення відстані між пластинами до критичних з точки зору в'язкості 0,5 мм дозволяє збільшити швидкість потоку до 2,92 м/с, але при менших витратах, оскільки зростає гідродинамічний опір і насос може забезпечити витрати на рівні 7 л/хв, що залишає потік у перехідному режимі протікання. При цьому Nu = 18483 Вт/(м^2·К).

На підставі проведених розрахунків було вдосконалено базову конструкцію плоского теплообмінника із введенням до нього мікроканалів для збільшення коефіцієнта теплообміну. Блок теплообмінника виконаний у вигляді закінченого вузла. На рис. 2 зображено конструкцію радіатора, який являє собою порожнисту конструкцію. В цій конструкції передбачені колектуючі площини з трубками, що подають (відводять) теплоносій, та ребра, що утворюють мікроканали для руху охолоджуючої рідини. Дно радіатора є основою для кріплення СБ, таким чином зменшується тепловий опір "поверхня-теплоносій".

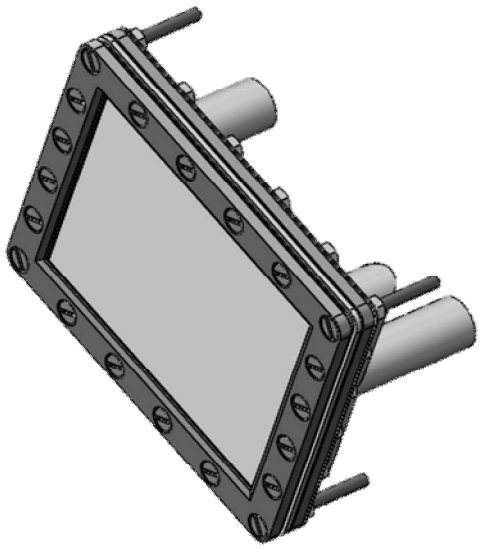
З урахуванням наведеної конструкції та теоретичного обґрунтування було проведено математичне моделювання роботи такого теплообмінника при різних швидкостях руху рідини. Основними критеріями для аналізу були рівномірність охолодження поверхні та її температура при надходженні зазначеної раніше кількості тепла. Відповідні теплові картини наведено на рис. 3.



a)



b)



c)

Рис. 2. Зображення плоского теплообмінника загальне (а), поперечний переріз на мікроканали (б) та з боку теплообмінної площини (в).

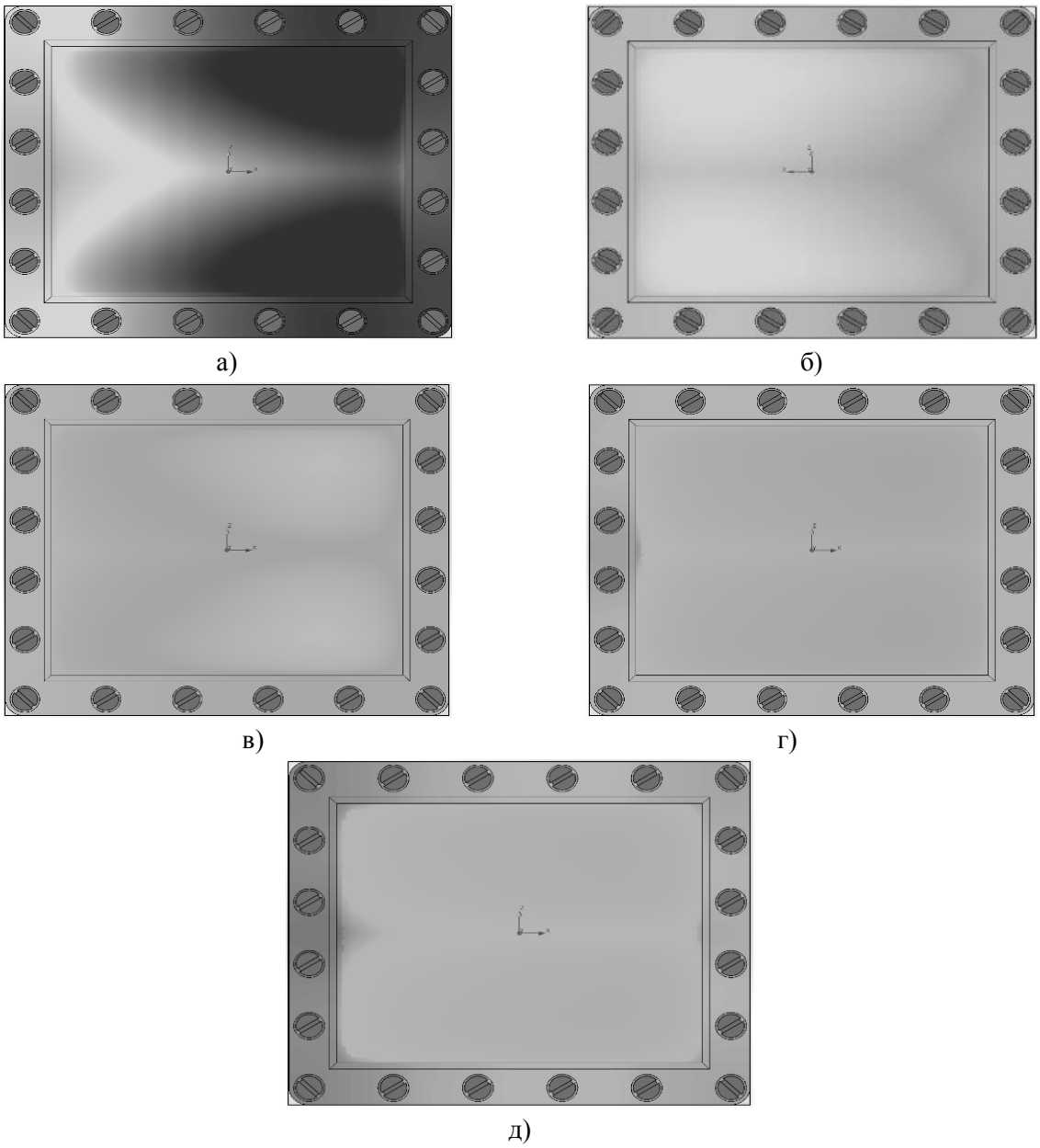


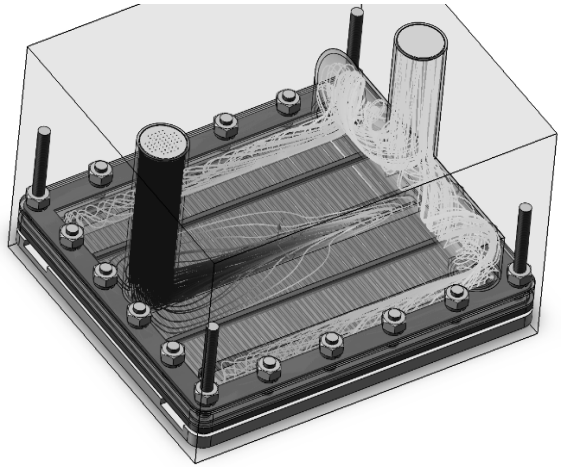
Рис. 3. Теплові картини теплообмінника при наступних умовах моделювання: *а) – w = 0,1 м/с, максимальна температура поверхні T_{max} = 63,25°С; б) – w = 0,2 м/с, T_{max} = 48,27°С; в) – w = 0,3 м/с, T_{max} = 43,38°С; г) – w = 0,5 м/с, T_{max} = 39,18°С; д) – w = 1,0 м/с, T_{max} = 35,72°С.*

Аналіз наведених теплових картин дозволяє зробити висновок, що вже при швидкості протікання рідини 0,3 м/с для запропонованої конструкції теплообмінника досягається достатня рівномірність охолодження поверхні (рис. 3в). При цьому максимальна температура не перевищує 43,5°С, чого достатньо для ефективної роботи СБ без зменшення ККД. Поряд із цим, зменшення швидкості протікання рідини призводить до втрати рівномірності охолодження та до суттєвого зростання температури поверхні до більш ніж 60°С, що є неприпустимим.

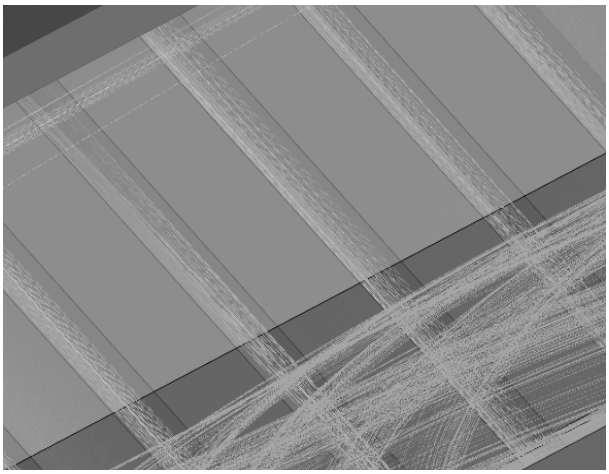
Також слід зазначити, що необхідні параметри теплообміну досягаються при швидкості протікання 0,3 м/с, що значно менше 2,92 м/с, котрі були отримані для класичного плоского теплообмінника. При цьому подальше підвищення швидкості протікання рідини не призводить до суттєвого покращення рівномірності і зниження температури, однак буде потребувати додаткових затрат енергії на створення потоку.

Зменшення ефективного потоку рідини у порівнянні з класичним плоским теплообмінником свідчить про зростання коефіцієнта теплообміну.

Таке можливо лише при переході від перехідного режиму протікання рідини у класичному плоскому теплообміннику до турбулентного режиму у запропонованій конструкції. Для підтвердження зміни режиму протікання рідини було проведено математичне моделювання потоку рідини у каналах теплообмінника, картини яких наведено на рис. 4.



а)



б)

Рис. 4. Зображення картин моделювання потоку рідини у теплообміннику в цілому (а) та у його мікроканалах (б).

Аналіз потоку рідини підтвердив протікання у турбулентному режимі, який дає максимальний коефіцієнт теплопередачі і, як наслідок, забезпечує досягнення рівномірності охолодження та низької температури при мінімальних затратах енергії на створення потоку рідини.

5. Висновки. 1. Проведено теоретичні розрахунки та моделювання теплообмінних процесів при перетворенні сонячної енергії у виготовленому теплообмінному блоці фотоенергетичної установки, які показали, що найбільш ефективним є плоский теплообмінник з реалізацією в ньому турбулентного потоку рідини, котрий дозволяє досягти коефіцієнта теплопередачі на рівні 18 кВт/(м^2·К).

2. На підставі проведених розрахунків розроблено вдосконалений теплообмінний блок з мікроканалами та проведено уточнення вимог до технічних характеристик фотоенергетичної установки на його основі.

3. Аналітична апробація теплообмінника дозволила визначити, що при обраних параметрах фотоенергетичної установки теплообмінний блок забезпечує стабільну робочу температуру на рівні менше 50^{o}C, при цьому швидкість потоку теплоносія складає не більше 0,3 м/с. Зазначена температура є оптимальною для роботи сонячної батареї при мінімальних затратах енергії на створення потоку рідини.

1. *Jones A.D., Underwood C.P.* A thermal model for photovoltaic systems. Solar Energy, 2001, Vol. 70, Issue 4, pp. 349-359.

2. *Tuomiranta A., Marpu P., Munawwar S., Ghedira H.* Validation of thermal models for photovoltaic cells under hot desert climates. Energy Procedia, 2014, Vol. 57, pp. 136–143.

3. Розроблення фотоенергетичної установки на основі багатоперехідних кремнієвих сонячних елементів з вертикальними діодними комірками. Звіт про НДР (заключний; № держреєстрації 0111U007628) / Керівник Є. Сокол (Харків: НТУ "ХПІ" : 2012).

4. *Стребков Д.С.* Матричные солнечные элементы: Монография в 3-х томах. Том 1. – М. : ГНУ ВИЭСХ, 2009 – 120 с.

5. *Сокол Е.И., Копач В.Р., Зайцев Р.В. и др.* Физико-технические особенности и предельные практические возможности фотоенергетического модуля нового поколения на территории Украины. Відновлювана енергетика, 2011, № 2(25), с. 18–28.

6. *Reddy K.S., Premkumar D., Vikram T.S.* Heat Transfer Modeling and Analysis of Solar Thermo-chemical Reactor for Hydrogen Production from Water. Energy Procedia, 2014, Vol. 57, pp. 570–579.

7. *Steinfeld A.* Solar thermochemical production of hydrogen – a review. Solar Energy, 2005, Vol. 78, Issue 5, pp. 603–615.

8. *Modi A., Buhler F., Andreasen J.G., Haglind F.* A review of solar energy based heat and power generation systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, Vol. 67, pp. 1047–1064.

9. *Рєзцов В.Ф., Суржик О.М., Охота О.О.* Експериментальне дослідження теплопровідності композиційних

матеріалів колекторів сонячної енергії. Відновлювана енергетика, 2016, № 2(45), с. 41–44.

10. *Губин С.В., Гонтарь М.Г.* Динамическое моделирование управления работы фотоэлектрической батареи с учетом изменения температуры панели. Відновлювана енергетика, 2016, № 1(44), с. 28–33.

11. *Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача. – М. : Энергоиздат, 1981 – 488 с.

12. *Кузнецов М.П.* Моделювання спільної роботи вітрової та сонячної електростакнцій. Відновлювана енергетика, 2016, № 1(44), с. 12–16.

13. *Кузнецов М.П.* Деякі особливості автономної роботи вітрової та сонячної електростанцій. Відновлювана енергетика, 2016, № 2(45), с. 15–21.

14. *Михеев М.А.* Основы теплопередачи. – М.–Л. : Госэнергоиздат, 1960 – 208 с.

15. *Shokri R., Ghaemi S., Nobes D.S., Sanders R.S.* Investigation of particle-laden turbulent pipe flow at high-Reynolds-number using particle image/tracking velocimetry (PIV/PTV). International Journal of Multiphase Flow, 2017, Vol. 89, pp. 136–149.

16. *Shirvan K.M., Ellahi R., Mirzakhanlari S., Mamourian M.* Enhancement of heat transfer and heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with porous media: Numerical simulation and sensitivity analysis of turbulent fluid flow. Applied Thermal Engineering, 2016, Vol. 109, Part A, pp. 761–774.

REFERENCES

1. *Jones A.D., Underwood C.P.* A thermal model for photovoltaic systems. Solar Energy, 2001, Vol. 70, Issue 4, pp. 349-359.

2. *Tuomiranta A., Marpu P., Munawwar S., Ghedira H.* Validation of thermal models for photovoltaic cells under hot desert climates. Energy Procedia, 2014, Vol. 57, pp. 136-143.

3. Development of the energy picture settings based on multijunction solar cells with silicon-governmental vertical diode cells. Report on R & D (final; state registration number 0111U007628) / Director E. Sokol (Kharkov: NTU "KPI", 2012).

4. *Strebkov D.S.* Matrix solar cells: Monograph in 3 volumes. Vol. 1 – Moscow, GNU VIESH Publ., 2009, 120 p.

5. *Sokol E.I., Kopach V.R., Zaitsev R.V.* Physical and technical features and practical limits of the photonenergy module of the new generation on the territory of Ukraine. Renewable energy, 2011, No. 2(25), pp. 18-28.

6. *Reddy K.S., Premkumar D., Vikram T.S.* Heat Transfer Modeling and Analysis of Solar Thermo-chemical Reactor for Hydrogen Production from Water. Energy Procedia, 2014, Vol. 57, pp. 570-579.

7. *Steinfeld A.* Solar thermochemical production of hydrogen – a review. Solar Energy, 2005, Vol. 78, Issue 5, pp. 603-615.

8. *Modi A., Buhler F., Andreasen J.G., Haglind F.* A review of solar energy based heat and power generation systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, Vol. 67, pp. 1047-1064.

9. *Rezcov V.F., Surzhyk O.M., Ohota O.O.* Experimental study of the thermal conductivity of composite materials solar collectors. Renewable energy, 2016, No. 2(45), pp. 41-44.

10. *Gubin S.V., Gontar M.G.* Dynamic simulation of the operation of the photovoltaic battery with regard to the temperature change of the panel. Renewable energy, 2016, No. 1(44), pp. 28-33.

11. *Isachenko V.P., Osipov V.A., Sukomel A.S.* Heat transfer – Moscow : Enegroizdat, 1981, 488 p.

12. *Kuznecov M.P.* Modeling collaboration wind and solar energy station. Renewable energy, 2016, No. 1(44), pp. 12-16.

13. *Kuznecov M.P.* Some features of the battery wind and solar power. Renewable energy, 2016, No. 2(45), pp. 15-21.

14. *Mikheyev M.A.* Fundamentals of heat transfer – Moscow-Leningrad: gosenergoizdat, 1960, 208p.

15. *Shokri R., Ghaemi S., Nobes D.S., Sanders R.S.* Investigation of particle-laden turbulent pipe flow at high-Reynolds-number using particle image/tracking velocimetry (PIV/PTV). International Journal of Multiphase Flow, 2017, Vol. 89, pp. 136-149.

16. *Shirvan K.M., Ellahi R., Mirzakhanlari S., Mamourian M.* Enhancement of heat transfer and heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with porous media: Numerical simulation and sensitivity analysis of turbulent fluid flow. Applied Thermal Engineering, 2016, Vol. 109, Part A, pp. 761-774.

Р.В.Зайцев, канд.техн.наук (Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", Харьков)

Процессы теплопередачи в теплообменном блоке комбинированной фотоэнергетической установки

В работе рассматриваются особенности подбора теоретической основы и математическое моделирование тепловых процессов в теплообменном блоке для комбинированной фотоэнергетической установки. По результатам моделирования проведено усовершенствование и разработка высокоэффективного теплообменного блока с микроканалами. Апробация предложенного блока подтвердила его высокую эффективность за счет реализации турбулентного режима течения теплоносителя. Использование такого теплообменника позволит повысить качество и равномерность охлаждения солнечных батарей и понизить затраты энергии на циркуляцию жидкости. Библ. 16, рис. 4.

Ключевые слова: *теплообменный блок, теплоноситель, солнечная батарея, комбинированная фотоэнергетическая установка.*

Zaitsev R. (National Technical University “Kharkiv Politechnical Institute”, Kharkiv)

The heat transfer processes in the heat exchange unit of combined photoenergy system

In work features the selection of theoretical basis and mathematical modeling of thermal processes in the heat exchange unit

for combination photoenergy system. As a result of the simulation conducted to improve and develop high-efficiency heat exchange unit with microchannels. Testing of the proposed unit proved its high efficiency through the implementation of turbulent flow of coolant. The use of this heat exchanger will improve the quality and uniformity of cooling solar panels and reduce energy costs for circulation of fluid. Analysis of the received heat pictures allows to conclude that at the flowing liquid speed 0.3 m/s for the proposed construction of the heat exchanger sufficient uniformity of cooling surface is achieved. In this case the maximum temperature does not exceed 43.5 °C, which is sufficient for effective solar cell work without reducing efficiency. References 16, figures 4.

Keywords: *heat exchanger unit, coolant, solar panels, combined photoenergy system.*

SYNOPSES

Previously developed photoenergetic system based on silicon multijunction solar cells with vertical diode cells or gallium arsenide solar cells, which has a positioning and control facility, which increasing the amount of light energy that comes to the surface of photoenergetic system, has many advantages. Such photoenergetic system will produce electricity and heat water, as well. But significant weaknesses connected with uniform cooling of installed solar cells were detected and need a separate solution.

Based on aforesaid, the aim of this work was to make mathematical modelling of the main parameters of heat transfer block for such photoenergetic system based on heat transfer general patterns for forced fluid circulation case.

Using theoretical study it was considered two options of construction: construction with a large area of the heat exchanger, and construction that has a large coefficient of heat transfer in heat exchanger area that is close to heat receiving surface. Based on carried calculations the basic construction of flat heat exchanger has been improved by insertion of microchannels for increasing heat transfer coefficient. Heat exchanger block is designed as a finished unit with implementation turbulent flow in it, which allows to obtain heat transfer coefficient of 18 kW/(m^2×k).

Analysis of the received heat pictures allows to conclude that at the flowing liquid speed 0.3 m/s for the proposed construction of the heat exchanger sufficient uniformity of cooling surface is achieved. In this case the maximum temperature does not exceed 43.5°C, which is sufficient for effective solar cell work without reducing efficiency. Along with this, flowing liquid speed reducing leads to loss of cooling uniformity and to significantly increasing of the surface temperature more than 60°C, which is unacceptable.

Flow analysis confirmed the turbulent regime of the flow, which gives the maximum possible heat transfer coefficient.

Стаття надійшла до редакції 25.04.17
Остаточна версія 09.06.17

