

УДК 621.363:621.313



Б.М. Політикін,
д.т.н., професор,
Національний ун-тет
кораблебудування
ім. адм. Макарова
e-mail: kbnuos@gmail.com



О.М. Дудченко,
к.т.н., доцент,
Національний ун-тет
кораблебудування
ім. адм. Макарова
e-mail: kbnuos@gmail.com



О.Д. Штанько,
к.ф.-м.н., доцент,
Національний ун-тет
кораблебудування
ім. адм. Макарова
e-mail: lmb965@gmail.com



С.О. Карпова,
старший викладач,
Національний ун-тет
кораблебудування
ім. адм. Макарова
e-mail: kbnuos@gmail.com

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ СЕКЦІЙНОГО ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО ГЕНЕРАТОРА З ПОВІТРЯНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

Б.М. Політикін, О.М. Дудченко, О.Д. Штанько, С.О. Карпова. Моделювання та оптимізація параметрів секційного термоелектричного генератора з повітряним охолодженням. Створено модель функціонування та розроблено пристрій для утилізації частини теплової енергії вихлопних газів бензинового двигуна внутрішнього згорання, що відповідає конструкції автомобілів, що існують.

B.M. Politykin, O.M. Dudchenko, O.D. Shtanko, S.O. Karpova. The modeling and optimization of parameters sectional thermoelectric generator with air cooling.

We developed functioning model and an effective device for utilization of exhaust gas heat energy of the gasoline Internal Combustion Engine that meets the design of current car models.

Вступ. Тенденції подорожчання палива обумовлюють необхідність збільшення ККД автомобіля. Але на сучасному рівні вже досягнуто максимальний ККД бензинових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). ДВЗ, що існують, тільки до 25% енергії палива перетворюють у механічну енергію. З урахуванням витрат на механічне тертя коробки передач та інших пристроїв автомобіля ККД практично знижується до 15%. При цьому навіть невелике підвищення ККД надає значний економічний ефект. Але 40% енергії палива двигуном виробляється на викид у вигляді теплової енергії вихлопних газів. Саме тому вкрай актуальною є проблема підвищення ефективності використання палива за рахунок утилізації теплової енергії вихлопних газів. Одним з її рішень є розробка термоелектричних генераторів (ТЕГ), що рекуперують цю енергію. Вироблена електрична енергія може поступати на електричні витрати автомобіля, виключивши зйого структури електромеханічний генератор.

Існуючі технології автомобілебудування взагалі не використовують енергію вихлопних газів. Винятком є виробництво великих спеціалізованих вантажних машин та люксових моделей легкових автомобілів, де використовують когенераційні установки. При розробці нових легкових автомобілів сегменту F (Luxury cars), наприклад, у нових моделях BMW X6, Ford Lincoln MKT і Chevy Suburban передбачається установка термоелектричних генераторів, які працюють на енергії вихлопних газів [1, 2]. Для них ексклюзивно виготовляються генеративні термоелектричні модулі. В Україні, з огляду на економічні проблеми, а також з урахуванням традиційно тривалого терміну експлуатації машин, що вже існують, подібні моделі, найбільш вірогідно, випускатися не будуть. Тому виникає потреба розробки ТЕГ для існуючих моделей легкових автомобілів і автомобілів малої вантажопідйомності. Це впровадження надасть можливість знизити затратну частину експлуатації автомобілів і може стати економічним проривом для включення України до європейського ринку автоперевезень.

Через малі значення ККД в якості основних джерел живлення до сього часу ТЕГ застосовувалися у техніці у виняткових випадках: в атомних електростанціях, космічних апаратах, морських маяках і т.п. У силовій електротехніці вони розглядалися тільки як альтернативні джерела живлення. Але досить високі значення ККД генераторів (до 12%), що останнім часом були отримані на напівпровідникових матеріалах з високими значеннями рухливості носіїв заряду і добротності [3,4], а також розширення діапазону їх робочих температур, ставить ТЕГ у розряд основних джерел електричної енергії. Якщо ККД генераторів, які планують виготовляти на сполуках самарію, буде відповідати розрахунковому значенню 20% [5], то цілком можливо витіснення термоелектричними генераторами навіть двигунів внутрішнього згоряння. Це обумовлено ще і відсутністю механічних деталей, а також довгим (до 10 років) гарантійним терміном їх експлуатації без обслуговування.

Починаючи з середини минулого десятиліття були опубліковані розрахункові і дослідницькі роботи по застосуванню ТЕГ на вихлопній системі дизельних двигунів суден і вантажних машин [6]. У генераторах використовували термоелектричні модулі на основі напівпровідника SiGe і Vt_2Te_3 [3]. Їх гранична верхня температура, залежно від модифікації модулів, становить 350 – 550 °С. А газ у колекторі двигуна має температуру вище 1000 °С. У той же час усі, як дослідні, так і промислові конструкції, що вже існують, принципово використовують розширення трубопроводу вихлопної системи [4]. Але це знижує температуру вихлопного газу. Відповідно виникає потреба у доволі низькій температурі охолоджувача. Тому генератори мають цільний блок з водяним охолодженням і, відповідно, усі розрахунки та дослідницькі роботи прив'язані до цих умов. Водяне

охолодження для вбудованих генераторів потребує відповідного доопрацювання водяного охолодження двигуна зі зміною радіатора і насоса, а власне, розробки нової моделі автомобіля.

Тому для моделей автомобілів, що вже існують, необхідно провадження повітряного охолодження термоелектричного генератора. Але воно стикається із декількома проблемами відведення тепла від радіатора генератора. Перша проблема полягає у необхідності підвищення ефективності відбору теплової енергії вихлопних газів без збільшення діаметру трубопроводу на обмеженій довжині генератора, який повинен поміщатися у межах відстані від колектора двигуна до каталітичного допалювача вихлопних газів. Друга проблема пов'язана з необхідністю підвищення ефективності відведення теплової енергії від радіатора генератора знов же за умови обмеження розмірів останнього. У зв'язку з цим цікавою є пропозиція застосування поділу ТЕГ на секції, що запропонована у роботі [7]. Вона надає оптимального підходу до відбору енергії по мірі проходження газу через генератор. Але ця ідея потребує додаткової розробки і відповідного розрахунку.

З урахуванням викладеного метою роботи є моделювання та оптимізація параметрів багатосекційних ТЕГ і розробка на їх основі термоелектричного генератора з повітряним охолодженням, який працює на енергії вихлопних газів для моделей легкових автомобілів, що вже існують.

Матеріал і результати дослідження. Для вирішення розглянутої задачі необхідно визначити місце установки генератора, скласти його фізичну модель і прив'язати її до параметрів ДВЗ. Природно, що генератор для зменшення втрат необхідно розташувати як можна ближче до джерела теплової енергії, тобто до двигуна внутрішнього згорання. Цій вимозі відповідає положення на трубопроводі відразу за колектором або замість нього. Приймачем відпрацьованого газу після генератора буде каталізатор.

Вихідними даними, які необхідно знати для розрахунку термоелектричного генератора, є потужність теплового потоку. Вона обумовлена значеннями температур на вході і виході генератора, швидкістю руху потоку і його теплоємністю. Робочий діапазон температур газу задається на вході колектором, а на виході каталізатором. В кінці робочого ходу поршня двигуна тиск газової суміші в циліндрі знижується до 0,3-0,75 МПа, а температура газової суміші має значення у діапазоні 900-1200 °С залежно від частоти обертання валу. Далі газ охолоджується у колекторі і його температура знижується відповідно до 800-1100 °С. Значення робочої температури каталізатора знаходяться у межах 300-500 °С. Швидкість потоку газу визначається потужністю двигуна, яка, у свою чергу, залежить від частоти обертання валу. Для бензинових двигунів її значення регулюється згідно балансу потужності автомобіля у діапазоні 1000-5000 об/хв. [8]. На

практиці при русі автомобіля використовується частота обертання двигуна від 2000 до 4000 об/хв.

Об'ємна швидкість випуску вихлопного газу V_{BG} прямопропорційна частоті обертання вала n_i , кількості циліндрів, що випускають газ, за одне обертання (тобто двом для чотирьохтактного двигуна), робочому об'єму двигуна Y_d і оберненопропорційна тактності n_t , тому :

$$V_{BG} = \frac{Y_d \cdot 2 \cdot n_i}{60 \cdot n_t} = \frac{Y_d \cdot n_i}{30 \cdot n_t}.$$

Звідси лінійна швидкість руху газу через генератор з внутрішнім перерізом S_G складе:

$$V = \frac{V_{BG}}{S_G} = \frac{Y_d \cdot n_i}{S_G \cdot 30 \cdot n_t}.$$

Теплоємність вихлопного газу C_p відповідає теплоємності суміші його газів [8].

У складі ТЕГ передбачається використання серійних напівпровідникових високотемпературних генеруючих термоелектричних модулів (ТЕМ), що мають ККД до 12%. На Україні такі модулі серійно випускаються двохкаскадними на базі кристалів BiTe і Si-Ge . Це модулі Алтек 1023 і Алтек 1024. Вони мають форму плоского прямокутного циліндра. У якості прототипа термоелектричного генератора на основі енергії відпрацьованих газів взяті ТЕГ корпорації Ni-Z та Інституту термоелектрики Алтек 8044 [6,9], в яких за периметром трубопроводу встановлюється чотири модуля. Але їх недоліком є великий переріз робочого проходу, що приводить до зниження температури робочого газу і, як результат, до невисокого ККД генератора. Тому у цієї роботі пропонується використовувати квадратний переріз трубопроводу генератора, відповідний за площею перерізу колектора вихлопної системи ДВЗ.

Для розрахунку основних параметрів ТЕГ на рис. 1 запропоновано модель теплового потоку через одну із сторін генератора. Вона складається із джерела тепла (поток відпрацьованого газу), стінки трубопроводу генератора, термоелектричного модуля та радіатора. Передачу енергії від вихлопного газу пропонується збільшити за рахунок введення у середину газового потоку порожнього циліндра. Цей циліндр конвективним обміном забирає від газу енергію і променевим способом передає її стінці генератора. Він забезпечує складову передачі теплової енергії стінці трубопроводу генератора на рівні конвективного обміну. Поверхня циліндра обирається з

повздожніми ребрами, які мають забезпечити збільшення площі вихідної поверхні не менш ніж у три рази.

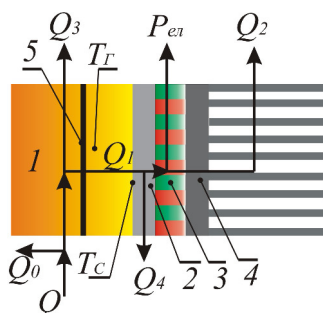


Рис. 1. Теплова модель процесу обміну термогенератора: 1 – джерело тепла; 2 – гарячий теплообмінник; 3 – термоелектричний модуль; 4 – теплообмінник (радіатор); 5 – циліндр

Рівняння теплового балансу у розрахунку на одиницю часу для наведеної на рис.1 моделі має вид:

$$Q = Q_0 + Q_1 + Q_3 \quad i \quad Q_1 - Q_4 = P_{el} + Q_2,$$

де Q – теплова потужність вихлопного газу від колектора; Q_0 – втрати теплової потужності на елементах джерела тепла ДВЗ; Q_1 – теплова потужність, що надходить від гарячих газів до ТЕГ як конвективним шляхом, так і випромінюванням від тонкого циліндра (для розрахунків у роботі його площа вважається в два рази меншою за внутрішню площу труби); Q_2 – теплова потужність, що відводиться від холодної сторони ТЕМ у навколишнє середовище шляхом примусового обдування; Q_3 – теплова потужність, що відводиться з газом; Q_4 – втрати теплової потужності на елементах конструкції трубопроводу; P – електрична потужність ТЕМ. Для розрахунку приймаємо Q_0 і Q_4 рівними нулю.

Математична модель теплопередачі енергії газу повинна враховувати фізичні процеси, що відбуваються у трубопроводі генератора. Рух вихлопних газів починається при виштовхуванні їх із циліндра два рази за оборот валу чотирьохтактного двигуна. Основний опір руху складають каталізатор та резонатор. При цьому трубопровід заповнюється на об'єм циліндра ДВЗ. Тиск газу підвищується і поступово спадає до наступного виштовхування. За невеликою похибкою можливо припустити постійність тиску газу вздовж трубопроводу. Газ рухається до каталізатора і по мірі руху поступово остигає. Тому процес, що відбувається, можливо прийняти ізобаричним з постійною зміною температури.

Розглянемо стаціонарний процес теплообміну (фізичну модель, що відповідає тепловій моделі процесу) при постійній температурі стінки трубопроводу (див. рис. 2) і наведемо його математичну модель.

Із газу з загальною кількістю тепла Q виділимо шар елементарного об'єму з товщиною dx , що рухається уздовж труби. По мірі проходження він віддає

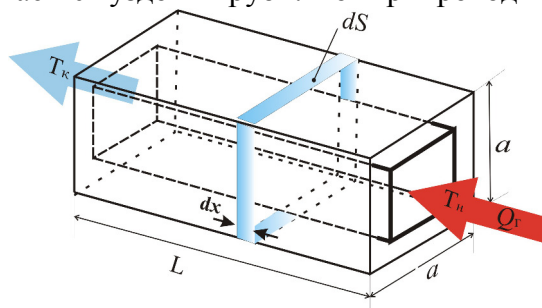


Рис. 2. Фізична модель термогенератора

частину енергії й остигає. На початку труби температура газу T_n , наприкінці – T_k . Енергія остигання dQ газу, що проходить через елементарні поверхні dS трубопроводу за одиницю часу, з урахуванням випромінювання порожнистого циліндру, складає:

$$dQ = \left[\frac{1}{2} \varepsilon \sigma (T_{\text{ц}}^4 - T_{\text{с}}^4) + \alpha (T_{\text{г}} - T_{\text{с}}) \right] dS = p(T) \cdot dS \quad (1)$$

де: ε – коефіцієнт сірості матеріалу стінки (для сталі, що покрита шаром сажі, $\varepsilon = 0,80$); σ – коефіцієнт Стефана-Больцмана; α – коефіцієнт теплопередачі вихлопний газ – сталь, який залежить від швидкості протікання газу і діаметру трубопроводу (відповідні данні наведені у [8]); p – теплова потужність, що поглинається одиницею поверхні стінки; $T_{\text{г}}$ – температура газу від джерела; $T_{\text{с}}$ – температура стінки трубопроводу, $T_{\text{ц}}$ – температура циліндра (див. рис.1).

Температура циліндра визначається з рівняння

$$m \alpha (T_{\text{г}} - T_{\text{ц}}) = \frac{1}{2} \varepsilon \sigma (T_{\text{ц}}^4 - T_{\text{с}}^4), \quad (2)$$

де m – відношення загальної площі поверхні полого циліндра до площі, яка передає енергію його випромінювання стінці генератора (при розрахунку $m = 3$). Енергія, що віддається елементарним об'ємом газу dV за одиницю часу, і визначається втратою його внутрішньої енергії складає $dU/dt = dQ$ і з урахуванням (1)

$$C_p dY \frac{dT}{dt} = p(T) dS.$$

Для квадратного перерізу трубопроводу із стороною a :

$$C_p a^2 dx \frac{dT}{dt} = p(T) dS.$$

З урахуванням, що $dx/dt=V$ є лінійною швидкістю руху газу, знаходимо площу, на якій температура газу з початкової T_n знизиться до кінцевої T_k :

$$S = C_p a^2 V \int_{T_n}^{T_k} \frac{dT}{p(T)}. \quad (3)$$

Разом із цим, різниця енергій газу, що увійшов у генератор і вийшов з нього за одиницю часу, є інтегральною потужністю, що залишена газом генератору:

$$\begin{aligned} P(T_k) &= \frac{C_p dY (T_n - T_k)}{dt} = \\ &= C_p \frac{a^2 dx}{dt} (T_n - T_k) = C_p a^2 V (T_n - T_k) \end{aligned} \quad (4)$$

Відомо, що розв'язком рівняння теплопровідності є експоненціальна залежність температури від шляху проходження газу. Але наявність випромінюючого циліндра у трубопроводі приводить до більш складної залежності, ніж експоненціальна, і потребує розв'язку системи рівнянь (1), (2), (3) і (4). Для цього було створено відповідну програму на базі програмного забезпечення Wolfram Mathematica 10.4. За вихідні данні для розрахунку приймалися: робочий об'єм двигуна, швидкість обертання вала двигуна, температура вихлопного газу на виході колектора, температура внутрішньої стінки і площа перерізу трубопроводу генератора. Для автомобілів бюджетного класу робочий об'єм двигуна знаходиться у межах 1,5 – 2,0 л (у середньому 1,8 л). Характерний вихідний діаметр колектора становить 53 мм. При короткому колекторі і належній його тепловій ізоляції у розрахунках використовували відповідну середню температуру вихлопного газу на виході 1000 °С. Значення швидкості обертання вала бралися з кроком 1000 об/хв у межах від 1000 до 5000 об/хв.

Необхідність забезпечення максимального значення ККД термоелектричних модулів обумовлює необхідність найбільш ефективного відбору енергії. Це можливо при максимальному градієнті температури усередині цих модулів, або при максимально можливій температурі гарячої сторони та мінімально можливій температурі холодної сторони. Відповідно до оп-

тимальної робочої температури Алтек 1023 (або Алтек 1024) було обрано температуру внутрішньої стінки трубопроводу генератора рівною 700°C . Довжина трубопроводу генератора обмежена відстанню між колектором і каталізатором, або 1,1 м.

Результати розрахунку представлені графічними залежностями розподілу температури газу (рис. 3, а), та теплової потужності, що поглинається стінкою цілісного генератора (рис. 3, б, криві 1-5) за довжиною його трубопроводу при різних значеннях швидкості обертання вала ДВЗ.

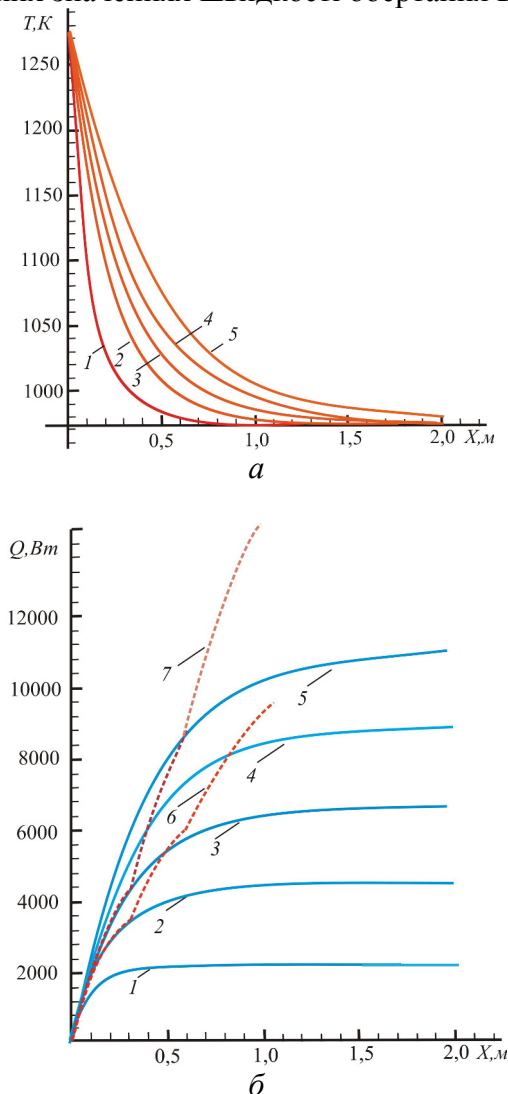


Рис. 3 Розподіл: а – температури газу; б – теплової потужності, що поглинається стінкою, за довжиною трубопроводу генератора при різних швидкостях обертання вала двигуна

1 – 1000 об/хв, 2,6 – 2000 об/хв, 3,7 – 3000 об/хв, 4 – 4000 об/хв, 5 – 5000 об/хв.

1-5 – одноблоковий, 6,7 – трьохблоковий генератор

З аналізу одержаних залежностей випливає наступне. По-перше, при обертанні валу двигуна з частотою у 3000 об/хв електрична потужність термоелектричного генератора може скласти до 800 Вт, що як мінімум, дозволяє виключити з конструкції автомобіля електромеханічний генератор. По-друге, на відстані більше, ніж 0,3 м від початку, різко знижується поглинання енергії (на останні 0,8 м приходиться менш 30%), що обумовлює малу ефективність подальшого поглинання. Але температура газу, природно, не знижується менше, ніж температури стінки трубопроводу і по виходу з нього має ще завелику невикористану внутрішню енергію. Як наслідок, виникає необхідність поділу генератора на складові блоки, що працюють як окремі генератори.

Розділення генератора на блоки передбачає визначення довжини блоку. Вона повинна бути кратної розміру ТЕМ. З розглянутих модулів за мінімальним розміром (75 мм × 75 мм), а також за температурним режимом більш підходить Алтек 1023. Тоді оптимальна довжина першого блоку буде 0,3 м, і на неї приходиться 16 ТЕМ (по чотири з чотирьох сторін).

Значення вхідних температур газу для другого блоку при відповідних швидкостях обертання вала вибирається за графічною залежністю рис. 3(а) для $X = 0,3$ м. Виходячи з попереднього, температурою стінки генератора обирається 500 °С. Температурному режиму і розміру другого блоку також відповідає Алтек 1023. Оптимальною довжиною другого блоку також є 0,3 м. Але критерієм вибору його довжини є забезпечення застосування у третьому блоку термоелектричних модулів типу Mars 65, які значно дешевші, ніж Алтек 1023, і мають максимальну температуру гарячої сторони до 550 °С.

Довжину третього блоку задає максимальна довжина генератора – від колектора до каталізатора. За винятком довжин попередніх блоків залишається не більш 0,5 м труби. Вхідною температурою газу є вихідна температура другого блоку. Оптимальною температурою стінки трубопроводу для цього блоку буде 300 °С. Результати розрахунків, що були проведені для кожного із блоків за розглянутою методикою у системі трьохблокового генератора, для швидкостей обертання вала ДВЗ 2000 і 3000 об/хв представлені на рис. 3(б), криві 6 і 7, відповідно. Видно, що порівняно з цілісним (одноблоковим) генератором, ефективність відбору енергії зросла майже у три рази для обох швидкостей обертання вала ДВЗ. Відповідні результати розрахунку для всіх швидкостей обертання двигуна зведені до таблиці 1.

Вихідна температура генератора дорівнюватиме від 300 °С (при мінімальній з розглянутих швидкості обертання вала двигуна) до 450 °С (при

максимальній). Такий діапазон температур відповідає робочим умовам каталізатора вихлопної системи двигуна.

Таблиця 1. Потужність поглинання енергії стінкою генератора і загальна електрична потужність ТЕМ

Частота, об/хв	1000	2000	3000	4000	500
Потужність, кВт					
Блок 1	1,8	3,6	4,2	5,2	6,2
Блок 2	1,5	2,5	5,0	5,6	6,0
Блок 3	2,0	3,4	4,8	7,5	10
Загальна електрична потужність	0,38	0,59	1,0	1,3	1,5

Кількість електричної енергії, яка виробляється термоелектричним модулем, пропорційна потоку теплової енергії, що пройшов через нього. Але ККД такого перетворення залежить також і від градієнту температури у самому модулі. Це обумовлено основним принципом роботи модуля – дифузійним процесом переносу носіїв заряду у напівпровідниках. Тому необхідно забезпечити номінальну потужність теплового потоку через модуль. А якщо ні, то ККД процесу перетворення буде зменшуватися. У випадку завищення номінального значення відбувається виснаження процесу генерації носіїв заряду з гарячої сторони напівпровідників. У випадку його заниження кількість носіїв заряду, що переміщуються за одиницю часу, зменшується пропорційно зменшенню градієнта температури. Ця величина і є електричним струмом. Електричний потенціал на холодних кінцях напівпровідників пропорційний кількості заряду. Він викликає внутрішній струм через напівпровідники модуля і зовнішнє навантаження, якщо воно є. Тому генеративний термоелектричний модуль можливо розглядати, у першому наближенні, як регульоване тепловим потоком джерело напруги з внутрішнім опором. Тому, у першому наближенні, поточний ККД перетворення η потужності теплового потоку, яка не перевищує номінальну, можливо визначити через відомий η_0 :

$$\eta = \frac{\Delta T}{\Delta T_0} \cdot \eta_0, \quad (5)$$

де: ΔT_0 – перепад температур між гарячою і холодною стороною, що відповідає різниці максимальної температури для гарячої і мінімальної для холодної сторони за паспортними даними ТЕМ; ΔT – реальний перепад температур між гарячою і холодною стороною.

Реальний перепад температур буде постійно змінюватися у деяких межах залежно від певних умов. Температура гарячої сторони задається температурою стінки генератора, яка залежить від швидкості руху газу, тобто частоти обертання вала двигуна. Чим вище частота, тим більше температура стінки. Температура холодної сторони визначається кількістю теплової енергії потоку, що відводиться, тепловим опором радіатора і температурою навколишнього повітря (для розрахунку вона обирається за нормальних умов). Тепловий опір задається параметрами радіатора і швидкістю його обдування повітрям, тобто швидкістю руху автомобіля. Чим більше швидкість, тим менше тепловий опір радіатора, залежно від його конструкції. Тепловий потік, що відводиться, залежить від частоти обертання вала двигуна. Конструкція радіатора у цій роботі не розглядається. Але з метою зменшення його розмірів при розрахунку ККД необхідно підвищити температуру поверхні, що охолоджується. У той же час підвищена температура, за формулою 5, зменшує ККД ТЕМ. Компромісом між цими протилежними вимогами є наступне підвищення температури: для першого блоку до 150 °С, для другого – до 100 °С, для третього – до 50 °С.

Повітряне охолодження має перевагу порівняно з водяним у тому, що по мірі зміни швидкості автомобіля через безпосередній обдув радіатора відбувається відповідна зміна теплового опору генератора. При невеликих швидкостях, особливо у режимі холостого ходу, повітряний обдув радіатора першого блоку генератора є достатнім для його нормальної роботи. При цьому іншим блокам не загрожує перегрів, оскільки основна втрата енергії вихлопного газу відбувається саме у першому блоку. При збільшенні швидкості руху поверхні радіаторів будуть обдуватися зовнішнім повітрям зі швидкістю понад 15 м/с (60 км/год), що забезпечить задані значення теплового опору, малі габарити радіаторів і максимальний ККД перетворення енергії вихлопних газів у електричну енергію.

При розрахунку ККД за формулою 5 були одержані значення 9,5%, 7,5% і 5,0% для 1-ого, 2-ого і 3-ого блоку, відповідно. З їх урахуванням знайдено загальну електричну потужність генератора, яка наведена у таблиці 1. Тобто, при вірогідній робочій частоті роботи двигуна (приблизно 3000 об/хв.) потужність ТЕГ досягає 1 кВт, що при розрахунку на спожите паливо складе більше 2%. ТЕГ постійно виробляє цю енергію. Деяка її кількість буде споживатися мережею автомобіля. Решту слід направити на допомогу ДВЗ.

Існує також проблема з вирівнюванням температури уздовж одного блоку, бо необхідно мати її однакові значення за параметрами ТЕМ. Для вирівнювання значень температури уздовж трубопроводу генератора пропонується використовувати теплові вакуумні теплообмінники. Проект такого теплообмінника показаний рис. 4. Він складається із частини трубо-

проводу і приєднаного до неї за допомогою електричного зварювання паралелепіпеда. У порожнині розміщується шматок натрію і після цього вона вакуумується до тиску $1 \cdot 10^{-5}$ мм рт.ст. При високих температурах порожнину заповнюють пари натрію. Теплопровідність такого газу, як мінімум, на порядок вище, ніж міді.

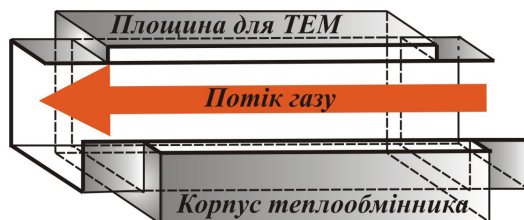


Рис. 4 Проект теплообмінника

Окремим питанням є спосіб застосування надлишкової, щодо потреб електричної мережі автомобіля, електричної енергії ТЕГ. Природньо цю енергію спрямувати на створення руху автомобіля. Але у сучасних автомобілях з ДВЗ це не передбачено. У той же час ТЕГ є додатковим джерелом при використанні електричного двигуна і при під'єднанні до механічної системи машини. Кострукційним продовженням розробки є заміна електромеханічного генератора на електричний двигун, що розкручуватиме вал ДВЗ за допомогою пасової передачі, призначеної для генератора. Двигун повинен мати широкий діапазон швидкостей, високий момент обертання валу і, що важливо, відпрацьовану систему управління. Таким вимогам відповідає мотор-колесо, яке застосовується вже з середини минулого століття і на даний час є поширеним у електротранспорті.

Висновки і перспективи напрямку. Отримані результати є технічним і розрахунковим обґрунтуванням створення інноваційного пристрою до двигуна внутрішнього згоряння автомобіля для рекуперації енергії палива, що викидається назовні. Цим пристроєм є термоелектричний генератор з блоковою будовою, який працює на тепловій енергії вихлопних газів, для моделей автомобілів, що вже існують. При розрахунку генератора розглянуто його теплову і фізичну моделі, обґрунтовано використання повітряного охолодження для одержання оптимального ККД перетворення. Показана можливість одержання при його використанні до 1 кВт електричної енергії, що при розрахунку на спожите паливо складає не менше 2%. Це дозволяє провести заміну електромеханічного генератора автомобіля з подальшим використанням надлишкової енергії рекуперації.

Література

1. Liebl J. The thermoelectric generator from BMW is making use of waste heat [electronic resource] / J. Liebl, S. Neugebauer, A. Eder and al. // MTZ worldwide, ISSN: 2192-9114 (Online). – April 2009, Vol. 70, Issue 4. – pp. 4-11. <http://link.springer.com/article/10.1007/BF03226939>
2. Gregory P. Meisner Advanced Thermoelectric Materials and Generator Technology for Automotive Waste Heat at GM [Text] / P. Gregory, Thermoelectric Research and Development Projects at GM Global R&D, USA: Hotel Del Coronado. Thermoelectrics Applications Workshop January 3-6, 2011, – pp. 1-38.
3. Михайловский В.Я. Двухкаскадные модули на основе SiGe и Bi_2Te_3 для термоэлектрических генераторов [Текст] / В.Я. Михайловский, В.Р. Белинский-Слотыло //Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2013. – № 2-3. – С. 39-42.
4. Kumar S. Thermoelectric Generators for Automotive Waste Heat Recovery Systems Part I: Numerical Modeling and Baseline Model Analysis [Text] /S. Kumar, S. Heister, X. Xu, J. Salvador, P. Meisner, Journal of Electronic Materials. – 2013. – Vol. 42, № 4, pp. 665-675.
5. Грошев И. Сульфид самария и новейшие разработки на его основе [Текст] / И. Грошев, И. Полухин // Компоненты и технологии. – 2014. – № 8. – С. 126-132.
6. Vikhor L.N. Generator modules of segmented thermoelements [Text] / L.N. Vikhor, L.I. Anatyshuk // Energy Conversion and Management. – 2009. – Vol. 50, pp. 2366-2372.
7. Анатычук Л.И. Влияние воздушного охлаждения на эффективность секционного термоэлектрического генератора для автомобиля с бензиновым двигателем [Текст] / Л.И. Анатычук, Р.В. Кузь // Термоэлектричество – 2014. – № 5. – С. 48-54.
8. Тепловой расчёт котлов (нормативный метод). Издание третье, переработанное и дополненное [Текст] / Из-во: НПО ЦКТИ СПб. – 1998. – 256 с.
9. Kushch A.S. Thermoelectric development Hi-Z technology [Text] / A.S. Kushch, J.C. Bass and al. // Proc. of XX International Conference on Thermoelectrics, China: Beijing, 2001, pp. 422-430.