

ДЕЯКІ «ВУЗЬКІ» МІСЦЯ  
АВТОМОБІЛЬНИХ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ  
ГЕНЕРАТОРІВ І ПОШУК НОВИХ  
МАТЕРІАЛІВ  
ДЛЯ ЇХНЬОГО УСУНЕННЯ



Коржуєв М.А.



Гранаткіна Ю.В.

Коржуєв М.А., Гранаткіна Ю.В.

(Інститут металургії й матеріалознавства  
ім. А.А. Байкова РАН, Ленінський просп., 49,  
Москва, 119991, Росія)

- Розглянуто вплив термоелектричного генератора (ТЕГ), встановленого коло вихлопної труби (ВТ), на результуючий ККД автомобіля. Показано, що ТЕГ має досить високий мас-фактор ( $m_{\text{ТЕГ}} / m_{\text{авто}} \sim 0.01$ , де  $m_{\text{ТЕГ}}$  і  $m_{\text{авто}}$  – маси ТЕГ і автомобіля відповідно), тому установка ТЕГ створює додаткові втрати під час руху автомобіля, які прирівнюються за величиною з корисною електричною потужністю, яку виробляє ТЕГ ( $W_{\text{втрат}} \sim W_e \sim 0.2$  кВт). Крім того, працюючий ТЕГ вступає в конфлікт із двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) внаслідок конкуренції цих двох теплових машин за теплові потоки в системі (ДВЗ + ТЕГ). Оскільки ККД термоелектричного генератора низький (звичайно  $< 5\%$ ), велику кількість тепла необхідно відводити від ВТ до ТЕГ. Це тепло надходить у систему охолодження (СО) автомобіля, що може знизити загальний ККД системи (ДВЗ+ТЕГ). Показано, що негативний вплив ТЕГ на систему (ДВЗ + ТЕГ) у цілому можна знизити насамперед за рахунок підвищення добротності  $Z = A / \kappa$  термоелектричних матеріалів, де  $A = \alpha^2 \sigma$  – фактор потужності,  $\alpha$ ,  $\sigma$  і  $\kappa$  – коефіцієнт Зеебека, електро- і теплопровідність відповідно. Показано, що за  $Z = \text{const}$  й інших рівних умовах найкращими термоелектричними матеріалами для автомобільних ТЕГ будуть матеріали, які мають найбільший фактор потужності  $A$  й одночасно – низьку питому вагу  $d$ .

## Вступ

Питання економії палива й збільшення сумарної потужності автомобіля  $\Delta W$  стимулюють актуальність розробки автомобільних термоелектричних генераторів (ТЕГ) для рекуперації теплових втрат двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) [1, 2]. У наш час створені прототипи серійних автомобільних ТЕГ з корисною електричною потужністю  $W_e = 0.2 - 0.5$  кВт, яка становить близько 20 – 50 % від електричної потужності, необхідної для автомобіля [3 – 5]. Спроби подальшого збільшення  $W_e$  стикаються з технічними труднощами [2, 5]. Раніше ми припускали, що останнє обумовлено також термодинамічним конфліктом між тепловими машинами (ТМ), ДВЗ і ТЕГ, що виникають у системі (ДВЗ + ТЕГ) при установці ТЕГ [6].

Пропонована праця є продовженням дослідження [6]; нашою метою було докладне дослідження конфлікту теплових машин, що виникає в системі (ДВЗ + ТЕГ) з установкою ТЕГ на вихлопній трубі (ВТ) автомобіля. Ми розглядаємо деякі «вузькі» місця розміщення ТЕГ на ВТ і шукаємо шлях для їхнього усунення. Показано, що причиною конфлікту теплових машин є конкуренція ДВЗ і ТЕГ за теплові потоки в системі (ДВЗ + ТЕГ). ТЕГ суттєво поступається за потужністю ДВЗ ( $W_e < 1$  кВт  $\ll W_{\text{ДВЗ}} = 10^2 - 10^3$  кВт) і, крім того, має більш низький ККД ( $\eta_{\text{ТЕГ}} \leq 0.01 - 0.05 \ll \eta_{\text{ДВЗ}} \leq 0.4$ ) [7, 8]. Із цієї причини ТЕГ відхиляє на себе значні теплові потоки, які розбалансують систему (ДВЗ + ТЕГ) у цілому. У результаті, із збільшенням  $W_e > 0$  у системі (ДВЗ + ТЕГ) розвивається конфлікт теплових машин, який обмежує  $W_e$  ТЕГ,  $\Delta W$  і заважає роботі ДВЗ.

З розміщенням ТЕГ безпосередньо на ДВЗ конфлікт ТМ очевидний [6]. У цьому випадку ТМ конкурують за основний тепловий потік палива, що спалюється,  $Q_0$  і загальний ККД системи різко знижується ( $\eta_{\text{ДВЗ+ТЕГ}} < \eta_{\text{ДВЗ}}$ ), тому що частина тепла  $Q_0$  використовується менш ефективно ТМ – ТЕГ [6]. З розміщенням ТЕГ на ВТ, ДВЗ і ТЕГ конкурують за периферійні теплові потоки, що проходять через ВТ і систему охолодження (СО) автомобіля, у результаті чого конфлікт ДВЗ і ТЕГ зменшується. Дослідження показало, що в цьому випадку конфлікт ДВЗ і ТЕГ можна додатково зменшити і в такий спосіб збільшити  $W_e$  ТЕГ і  $\Delta W$  за рахунок підвищення ККД ТЕГ ( $\eta_{\text{ТЕГ}} > 0.1$ ). Відповідно для цього необхідно синтезувати нові термоелектричні матеріали з більш високою добротністю  $Z = 0.005 - 0.01$  1 / К.

Нині у термоелектричному співтоваристві немає єдиної думки про перспективи використання автомобільних ТЕГ [1 – 5]. Деякі дослідники прогнозують широке застосування автомобільних ТЕГ у найближчому майбутньому, а інші вважають, що рекуперация енергетичних втрат в автомобілях буде забезпечуватися іншими, ефективнішими методами [1, 9]. Результати цього дослідження дають аргументацію на користь обох точок зору. Підтверджена необхідність подальшого дослідження автомобільних ТЕГ із застосуванням нових термоелектричних матеріалів [1, 4]. Показано, однак, що й у цьому випадку очікувані значення  $W_e$  і  $\Delta W$  будуть суттєво обмежені термодинамічними вимогами, наявними у системі (ДВЗ + ТЕГ) [6].

## 1. Загальний аналіз

### 1.1. Мас-фактор ТЕГ

Відомо, що ККД автомобільних ТЕГ значною мірою залежить від співвідношення мас ТЕГ і автомобіля [9]. На кораблях, тепловозах і т.д. установка ТЕГ не викликає істотного відносного збільшення ваги системи, але для автомобілів і мотоциклів інша справа [9]. Справді, за потужності палива, що спалюється,  $Q_0 = 100$  кВт, масі ТЕГ  $m_{\text{ТЕГ}} \sim 10$  кг, маси автомобіля  $m_{\text{авто}} \sim 1000$  кг і потужності опору руху  $W_{\text{опор}} \sim (0.1 - 0.2) Q_0$  [7] можна одержати збільшення втрат під час руху автомобіля за рахунок установки ТЕГ  $\Delta W_{\text{втрап}} \sim 0.1 - 0.2$  кВт, що близько до виграшу в корисній електричній потужності  $W_e \sim 0.2$  кВт ТЕГ [5]. Додаткова робота, необхідна від ДВЗ для компенсації додаткового навантаження автомобіля для сімейства автомобілів з об'ємом двигуна 1.5 л, становить близько 12 Вт/кг [4]. Згідно з [4], застосування термоелектричних модулів, виготовлених з матеріалів з низькою густиною, таких як силіцид магнію, можна значно зменшити втрати енергії автомобілем, пов'язані з надлишковою вагою ТЕГ. Але надлишкова вага не є єдиним недоліком автомобільних ТЕГ [6].

### 1.2. Формування системи (ДВЗ+ТЕГ)

Установка ТЕГ в автомобілі формує складну термодинамічну систему (ДВЗ + ТЕГ), що складається із двох різнорідних теплових машин – ДВЗ і ТЕГ (рис. 1) [7].

ДВЗ і ТЕГ суттєво відрізняються за принципом їх роботи й ККД ( $\eta_{\text{ТЕГ}} \ll \eta_{\text{ДВЗ}}$ ) (таблиця 1). Як відомо, ДВЗ досягає високого ККД  $\eta_{\text{ДВЗ}} \sim 0.4$  (таблиця 1) за рахунок використання енергії палива, що згоряє безпосередньо в циліндрах, у цьому випадку додатковий теплообмінник на гарячій стороні ДВЗ не потрібен [7]. З переходом до системи (ДСВ + ТЕГ) ця перевага втрачається, оскільки виникає необхідність у додаткових теплообмінниках як на гарячій, так і на холодній стороні ТЕГ [6, 7]. З іншого боку, ТЕГ перетворить вхідний тепловий потік  $Q_0^{\text{ТЕГ}}$  безпосередньо в корисну електричну потужність за рахунок термоелектричного ефекту Зеебека згідно зі співвідношенням

$$W_e = \eta_{\text{ТЕГ}} Q_0^{\text{ТЕГ}}. \quad (1)$$

Однак ККД такого перетворення

$$\eta_{\text{ТЕГ}} = 1 - Q_1^{\text{ТЕГ}} / Q_0^{\text{ТЕГ}} = W_e / Q_0^{\text{ТЕГ}} = (\Delta T / T_1)(M - 1) / (M + T_0 / T_1) \quad (2)$$

досить низький (таблиця 1) (тут,  $Q_0$  і  $Q_1$  – вхідні й вихідні теплові потоки;  $\Delta T = (T_1 - T_0)$ ,  $T_1$  і  $T_0$  – температури гарячих і холодних спайів термопар;  $M = (1 + Z(T_0 + T_1) / 2)^{1/2}$ ;  $Z = \alpha^2 / ((\kappa_n / \sigma_n)^{1/2} + (\kappa_p / \sigma_p)^{1/2})^2$  – добротність модулів;  $\alpha = (\alpha_p - \alpha_n)$ ;  $\alpha_{n,p}$ ,  $\sigma_{n,p}$  і  $\kappa_{n,p}$  – коефіцієнт Зеебека, електро- і теплопровідність віток  $n$ - і  $p$ -типу відповідно. Тут і нижче індекси 0 і 1 позначають вхідні й вихідні теплові потоки) [8]. Таким чином, для одержання навіть невеликої кількості електричної енергії  $W_e$  ТЕГ потребує потужного вхідного теплового потоку  $Q_0^{\text{ТЕГ}}$ , а також двох теплообмінників на його вході й виході з великою пропускною здатністю ( $\geq Q_0^{\text{ТЕГ}}$ ) [8].

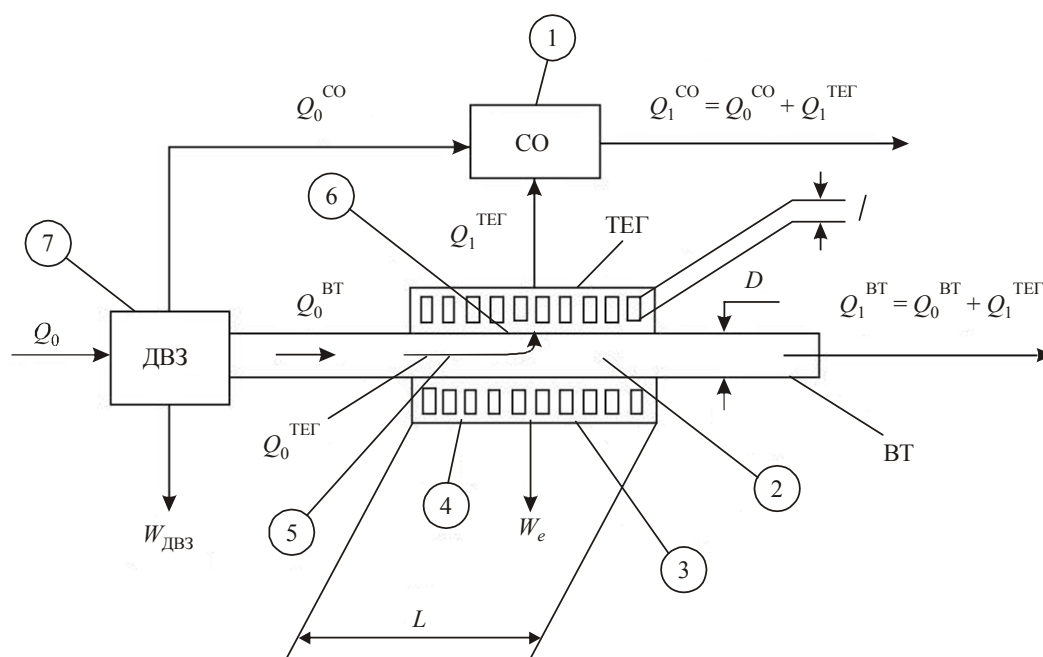


Рис. 1. Установка ТЕГ на ВТ в автомобілі. «Вузькі» місця системи: 1 – перевантаження СО тепловідводом ТЕГ; 2 – спад температури ВТ; 3 – низький ККД  $\eta^{\text{ТЕГ}}$ ; 4 – збільшений мас-фактор ТЕГ; 5 – незначний відвід тепла від ВТ до ТЕГ; 6 – зниження теплового напору ТЕГ на границі вихлопний газ / вихлопна труба; 7 – різні переешкоди роботи ДВЗ із боку ТЕГ.

Механізми переносу тепла від нагрівача до холодильника у ДВЗ і ТЕГ також суттєво відрізняються. У ДВЗ тепло переноситься гарячими вихлопними газами по вихлопних трубах (ВТ) і частково через систему водяного й (або) повітряного охолодження (СО) в атмосферу [7]. У ТЕГ тепло переноситься за рахунок теплопровідності напівпровідникових віток і частково за рахунок ефекту Пельтье (~ 5 %), що набагато менш ефективно, ніж комбінований тепло- і масоперенос у трубах (таблиця 1) [8].

Відповідно ефективна теплопровідність

$$K = Q_0 / \Delta T, \quad (3)$$

ДВЗ і його периферійних частин (ВТ і СО) виявляється набагато вища, ніж у ТЕГ (тут  $Q_0$  – вхідний тепловий потік, а  $\Delta T$  – різниця температур) (таблиця 1) [9, 10]. Крім того, в силу суттєво різних і несумісних один з одним механізмів теплопереноса, у системі (ДВЗ + ТЕГ)

можливе тільки паралельне включення ТЕГ із ДВЗ, ВТ і СО у тепловий потік [6, 9]. Але за паралельного включення ТЕГ відводить від нагрівача тільки частину теплового потоку  $Q_H$ , пропорційну теплопровідності ТЕГ [9, 10]

$$Q_0^{ТЕГ} = Q_0^H K^{ТЕГ} / (K^{ТЕГ} + K^H) < Q_0^H, \quad (4)$$

що суттєво знижує сумарний ККД перетворення тепла.

Таблиця 1

*Деякі характеристики теплових машин і їх деталей  
у системі (ДВЗ + ТЕГ)<sup>7, 8</sup>*

| Теплова машина | Теплоносії                      | ККД, $\eta$ | Вхідний тепловий потік, $Q_0$ , кВт | Робочі температури, $(T_1 - T_2)$ , К | Різниця температур, $\Delta T$ , К | Ефективна теплопровідність, $K = Q_0/\Delta T$ , Вт/К | Вихід ТЕГ $W_{max}$ , кВт |
|----------------|---------------------------------|-------------|-------------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|---|---------------------------|
| ДВЗ            | Вихлопні гази                   | 0.4         | 100                                 | 2500 – 1100                           | 1400                               | 71  |                           |
| ВТ             | Вихлопні гази                   | –           | 30                                  | 900 – 450                             | 650                                | 66  |                           |
| СО             | Водяні й (або) повітряні потоки | –           | 30                                  | 373 – 323                             | 50                                 | 600   |                           |
| ТЕГ:<br>У ДВЗ  | Фонони й електрони              | 0.1*        | < 28                                | 2500 – 373                            | 2127                               | 28**  | < 28                      |
| На ВТ          |                                 | 0.05*       | < 5                                 | 900 – 373                             | 527                                |   | < 0.45                    |
| На СО          |                                 | 0.01*       | < 1.3                               | 373 – 323                             | 50                                 |   | < 0.01                    |

\*Добротність  $ZT = 1 (Bi_2Te_3)$ , \*\*Довжина віток  $l = 0.01$  м.

З установкою на ВТ ТЕГ підключається до основного теплового потоку  $Q_0$  паралельно із ВТ, але послідовно із ДВЗ, у результаті чого конфлікт ТМ зменшується. У цьому випадку ДВЗ і ТЕГ будуть конкурувати в основному за периферійні теплові потоки, що проходять через ВТ і СО. Тому можна розраховувати на збільшення загального ККД системи ( $\eta_{ДВЗ+ТЕГ} > \eta_{ДВЗ}$ ), якщо ТЕГ не заважає роботі ДВЗ [6].

### 1.3. Установка ТЕГ на ВТ

На рис. 1 показано оптимальну установку ТЕГ на ВТ, що передбачає відвід тепла  $Q_1^{ТЕГ}$  в існуючу (штатну) СО автомобіля [1, 5]. Ця схема використовується більшістю дослідників як основна, оскільки установка додаткової власної системи водяного охолодження ТЕГ (масою не

менше 10 кг) призводить до значного збільшення мас-фактора ТЕГ і відповідно до зниження  $\Delta W$  [11]. Таким чином, використовуючи штатну СО автомобіля для скидання відпрацьованого тепла ТЕГ, дослідники обмежують мас-фактор ТЕГ, однак вимушено перевантажують СО автомобіля [6]. Крім того, установка ТЕГ на ВТ створює низку додаткових проблем для теплообміну в системі (ДВЗ + ТЕГ). Основні з них такі: 1) забезпечення відводу максимальної потужності  $Q_0^{\text{ТЕГ}}$  від ВТ до ТЕГ; 2) створення максимального теплового напору ( $\Delta T$ ) на вітках ТЕГ; 3) забезпечення тепловідводу відпрацьованого тепла  $Q_1^{\text{ТЕГ}}$  ТЕГ у СО. Ці проблеми вирішуються за допомогою відповідних теплообмінників з високою власною добротністю, яка характеризується критерієм Біо:

$$Bi = \Delta T^{\text{ТЭГ}} / (\Delta T_0 - \Delta T^{\text{ТЭГ}}) = \Delta T^{\text{ТЭГ}} / (\Delta T_1 + \Delta T_2). \quad (5)$$

Тут  $\Delta T_0$  і  $\Delta T^{\text{ТЕГ}}$  – прикладена на вході теплообмінників і реальна різниця температур уздовж віток,  $\Delta T_1$  і  $\Delta T_2$  – втрати теплового напору в холодному й гарячому теплообмінниках [9, 10]. Звичайно для ТЕГ вважається оптимальним критерій Біо 15–20, але для автомобільного ТЕГ такі значення  $Bi$  виглядають недосяжними через звичайно високий перехідний опір фазової границі вихлопні газу / ВТ [10, 11].

#### 1.4. Математичний підхід і розрахункові моделі

Добре відомо, що розрахунок автомобіля являє собою складну математичну задачу з багатьма змінними, яка розв'язується лише приблизно [7]. З установкою ТЕГ на ВТ розрахунок системи (ДВЗ + ТЕГ) додатково ускладнюється появою двох нових малих параметрів –  $W_e$  і  $\Delta W \leq W_e$ . У малості параметрів  $W_e$  і  $\Delta W$  можна легко переконатися, зробивши оцінки відношення  $W_e / Q_0 \sim 0.2 \text{ кВт} / 500 \text{ кВт} \sim 0.04 \%$  [6] на основі експериментальних даних, отриманих для автомобіля BMW 535i ( $Q_0 \sim 500 \text{ кВт}$ ) [5]. Тому прямі розрахунки системи (ДВЗ + ТЕГ), засновані на «перших принципах», здаються неможливими так само, як і точне експериментальне визначення величини  $\Delta W$ . На щастя, величина  $W_e$  ТЕГ може бути точно виміряна експериментально методом амперметра й вольтметра й потім використана в розрахунках як підгінний параметр із відомим інтервалом значень.

У цьому дослідженні ми зробили наближені теплові розрахунки системи (ДВЗ + ТЕГ), метою яких було одержання правильного знака  $\Delta W$  і наближено оцінити величину  $W_e$ . Як вихідні дані у розрахунках були використані табличні дані для різних характеристик автомобілів [7] і матеріалів [12]. Основними серед них були потужність, яка виділяється паливом, що згоряє,  $Q_0 = 100 \text{ кВт}$  («міський» автомобіль VA3-2101 з об'ємом двигуна 1.3 л і потужністю двигуна  $W_{\text{ДВЗ}} \approx 54 \text{ к.с.}$ ),  $\eta_{\text{ДВЗ}} = W_{\text{ДВЗ}} / Q_0 = 0.4$ ,  $Q_0^3 = Q_0^{\text{ВТ}} = 0.3Q_0$ , а також ряд характерних температур різних частин автомобіля (таблиця 1). У якості вихідних даних для теплопровідності матеріалів були використані значення  $\kappa = 0.025, 0.015$  і  $0.005 \text{ Вт/(см}\cdot\text{К)}$ , відповідні до кристалів  $PbTe$ ,  $Bi_2Te_3$  і «фононним стеклам». Як ККД ТЕГ використовувалися значення  $\eta_{\text{ТЕГ}} = 0.03, 0.05$  і  $0.1$ , що відповідають серійним промисловим, кращим лабораторним і перспективним модулям відповідно.

Для розрахунків ми використовували стандартну шарувату модель ТЕГ [11], яка була гранично спрощена (рис. 2). Замість термоелектричного модуля ТЕГ зі складною внутрішньою структурою (1, рис. 2) ми використовували суцільне термоелектричне середовище (2). У розрахунках паразитного теплового опору ми враховували: (a) – адсорбований шар газу на внутрішній поверхні ВТ; (b) – корпус ВТ ( $Fe$ ); (c) – границю  $Fe / \text{ТЕГ}$ ; (d) – вітки ТЕГ; (e) – границю ТЕГ /  $Al$ ; (f) – радіатор ( $Al$ ); (j) – границю радіатора / холодоагенту. Шари a, b, d, f, j

були суцільними, а шари  $c$  і  $e$  – дискретними, останнє моделювання контактного опору віток (3, рис. 2). Основні товщини шарів  $h, m$ :  $a - 0.0001$ ;  $b - 0.002$ ;  $c - 0.001$ ;  $d - 0.01$ ;  $e - 0.001$ ;  $f - 0.002$ ;  $j - 0.001$  були обрані з урахуванням великого досвіду проектування ТЕГ, відбитого в літературі [10, 11]. Товщина поглиненого газового шару на ВТ приймалася рівною її середній шорсткості  $r$  [11]. Остання визначалася експериментально ( $r \approx 0.0001$  м) із застосуванням фрагментів відпрацьованої ВТ (рис. 3). Парціальний тепловий опір суцільних шарів  $a, b, d, f$  і  $j$  розраховували за формулою  $RT = h/kS$  (тут  $k$  – теплопровідність матеріалів,  $h$  і  $S$  – товщина шару і його площа). Контактний опір віток ( $c, e$ , рис. 2) розраховано за тією ж формулою без урахування внеску металу, яким нехтували. Ефективне значення товщини контакту визначено як  $h^* \approx 10r$ , де  $r = 0.0001$  м – шорсткість віток. Таким чином, дискретні шари ( $c$  і  $e$ , рис. 2) розглядалися як суцільне термоелектричне середовище зі збільшеною товщиною [11]. У розрахунках ТЕГ (таблиця 1) ми використовували довжину  $L = 0.6$  м і внутрішній діаметр  $D = 0.05$  м для модулів, і довжину  $l = 0.0001$  до  $0.2$  м для віток (рис. 1).

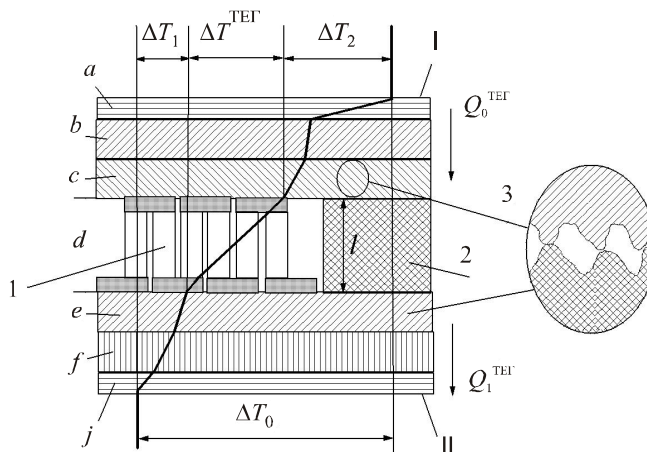


Рис. 2. Схема розподілу температури за перетином ТЕГ. Секції:  $a$  – внутрішній шар газу на поверхні ВТ;  $b$  – корпус ВТ (Fe);  $c$  – границя Fe / ТЕГ;  $d$  – вітки ТЕГ;  $e$  – границя ТЕГ / Al;  $f$  – радіатор (Al);  $j$  – границя радіатора / холодоагенту. I – гаряча сторона; II – холодна сторона; 1 і 2 – батарея термопар і її модель; 3 – модель межі вітки ТЕГ

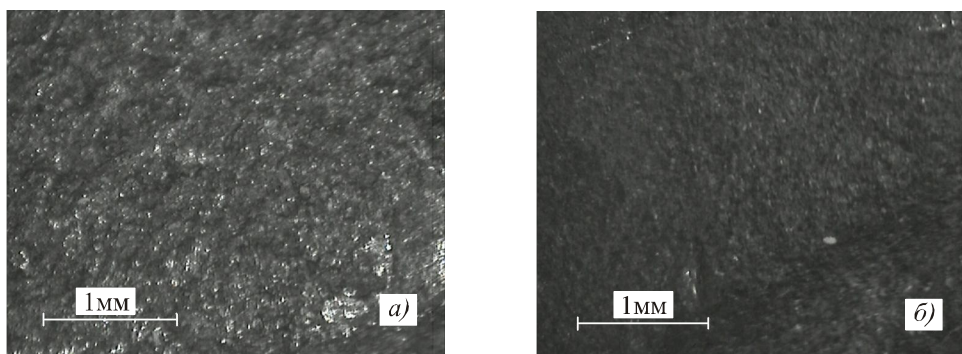


Рис. 3. Внутрішня поверхня ВТ, що відпрацювала упродовж 3 років в автомобілі потужністю 60 л.с. (а, б). Максимальна робоча температура,  $T_{max}, K$ : (а) – 800; (б) –  $< 600$ . Тип поверхні: (а) – відшліфована гарячими газами; (б) – покрита плівкою нагару (коксу).

Теплові схеми автомобільного ТЕГ приблизно розраховувалися нами аналогічно випадку електричних кіл. Як розрахункові формули були використані закон Ома  $I = U / R$  і правило Кірхгофа ( $\sum I = 0$  для будь-якої точки кола), у яких була зроблена заміна  $I \leftrightarrow Q$ ,  $U \leftrightarrow \Delta T$ ,  $R \leftrightarrow RT$

(тут  $I$  і  $Q$  – електричний струм і тепловий потік,  $U$  і  $\Delta T$  – напруга й різниця температур,  $R$  і  $RT$  – електричний і тепловий опір,  $Q^{\text{ТЕГ}} = Q^{\text{ВТ}} \cdot K^{\text{ТЕГ}} / K$ ,  $Q^{\text{ВТ}} = Q_0^{\text{ВТ}} \cdot K^{\text{ВТ}} / K$ , і  $K = K^{\text{ВТ}} + K^{\text{ТЕГ}}$  – загальна теплопровідність системи (ВТ + ТЕГ)).

На рис. 4 наведено модель аналогової схеми теплового потоку в системі (ВТ + ТЕГ), використану для розрахунків. Парціальні різниці температур у схемі  $\Delta T_i = \Delta T R_i^T / R^T$  були розраховано за допомогою загальної різниці температур  $\Delta T = \sum_i \Delta T_i$  (тут  $R^T = \sum_i R_i^T$  і  $R_i^T$  – загальні й парціальні теплові опори відповідно). Ефективний тепловий опір різних компонентів автомобіля визначено зі співвідношення  $R_i^T = \Delta T_i / Q_i$  (тут  $Q_i$  – минаючий тепловий потік, а  $\Delta T_i$  – відповідна різниця температур).

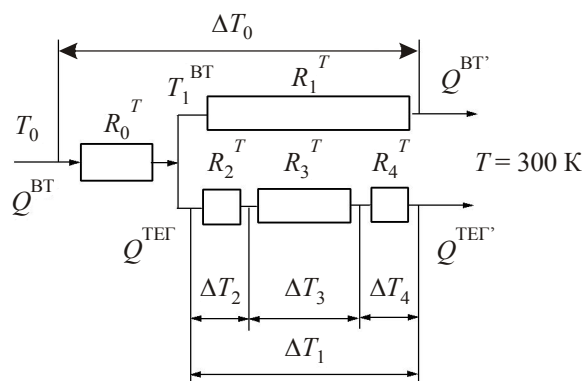


Рис. 4. Аналогова схема теплового потоку в системі (ВТ + ТЕГ). Тепловий опір секцій:  $R_0^T$  – початок ВТ;  $R_1^T$  – інша частина ВТ;  $R_3^T$  – ТЕГ;  $R_2^T$  і  $R_4^T$  – паразитні опори на границі теплообмінників.

## 2. Результати розрахунків

### 2.1. Дисбаланс системи (ДВЗ + ТЕГ)

Деякі характеристики ТМ і їх компонентів, розраховані для загальної потужності палива, що спалюється,  $Q_0 = 100$  кВт показано в таблиці 1. У таблиці 1 показано, що теплопровідність різних деталей автомобіля відповідає співвідношенню (6)  $K^{\text{CO}} < K^{\text{ДВЗ}} < K^{\text{ВТ}} < K^{\text{ТЕГ}}$ . Отже, тепловий потік, що входить,  $Q_0^{\text{ТЕГ}}$  ТЕГ і  $W_e$  суттєво обмежені за будь-якого розміщення ТЕГ в автомобілі. Зокрема за установкою ТЕГ на ВТ ми одержимо максимум  $Q_0^{\text{ТЕГ}} \approx 1/3 Q_0^{\text{ВТ}}$  і  $W_{e\text{max}} \approx 0.45$  кВт у найкращому разі.

На рис. 5 показано зміну теплового балансу в системі (ДВЗ + ТЕГ) залежно від електричної потужності  $W_e$  ТЕГ. Криві (рис. 5) розраховані за формулою (1) для  $\eta_{\text{ТЕГ}} = 0.05$  за допомогою рівняння теплового балансу систем  $Q_0 = W_{\text{ДВЗ}} + Q_0^{\text{CO}} + Q_0^{\text{ВТ}} + W_e$ . У розрахунках кривих (рис. 5) ми вважали, що установка ТЕГ на ВТ не знижує  $W_{\text{ДВЗ}}$  ДВЗ.

Згідно з рис. 5, збільшення  $W_e$  викликає різкі зміни в системі (ДВЗ + ТЕГ). А саме: теплові потоки  $Q_0^{\text{ТЕГ}}$  і  $Q_0^{\text{CO}}$  через ТЕГ і СО зростають на 20 кВт (криві 4 і 2), а  $Q_1^{\text{ВТ}}$  через ВТ зменшується на 20 кВт (крива 3). Таким чином, загальне збільшення корисної потужності  $\Delta W = \Delta W_e$  (крива 5, рис. 5) виявляється набагато меншим, ніж загальний перерозподіл теплових потоків у системі (криві 2 – 4). Отже, ТЕГ призведе до істотної зміни теплових умов ВТ і СО (рис. 6, 7).

На рис. 6 а показано зростання температури  $T_1^{\text{CO}}$  на гарячій стороні СО завдяки тепловідводу ТЕГ. Розрахунки  $T_1^{\text{CO}}$  минулого зроблені за формулою  $T_1^{\text{CO}} = T_0^{\text{CO}} + Q_1^{\text{CO}} / K^{\text{CO}}$ , де  $T_0^{\text{CO}} = 313$  К – базова температура холодної сторони СО,  $Q_1^{\text{CO}} = Q_0^{\text{CO}} + Q_1^{\text{ТЕГ}}$  – результуючий тепловий потік СО (рис. 1), а  $K^{\text{CO}} = 0.6$  кВт/К – ефективна теплопровідність СО (таблиця 1). З рис. 6 а видно, що з збільшенням  $W_e$  і залежно від  $\eta_{\text{ТЕГ}}$ , температура  $T_1^{\text{CO}}$  буде зростати,

досягаючи інтервалу кипіння води в радіаторі  $T_0 = 373 - 393$  К. Отже, без додаткових витрат енергії з боку системи примусового охолодження  $\Delta W_c^{CO}$ , вода в СО почне кипіти й двигун зупиниться. З іншого боку, зі збільшенням вихідного енергоспоживання  $W_c^{CO}$  до необхідної величини вираш у потужності  $\Delta W$  може стати сумнівним. На рис. 6 б показано загальний вираш у корисній потужності  $\Delta W$  у системі (ДВЗ + ТЕГ) завдяки збільшенню  $W_e$ , який супроводжується збільшенням витрат на примусове охолодження до  $W_c^{CO'} = W_c^{CO} + \Delta W_c^{CO}$ . Величину  $W_c^{CO'}$  розраховували, виходячи з умов  $W_c^{CO} = 1$  кВт (0.033  $Q^{CO}$ ),  $W_c^{CO'} = W_c^{CO} (Q^{CO'} / Q^{CO})^2$ . У розрахунках було використано квадратичне наближення для  $W_c^{CO'}$ , відповідно до критичної області кипіння води в радіаторі. У цій області, як ми вважали, через утворення газових пухирців і порушення процесів теплопереносу в трубах збільшення витрати енергії на охолодження за лінійним законом може виявитися недостатнім для запобігання зупинки ДВЗ.

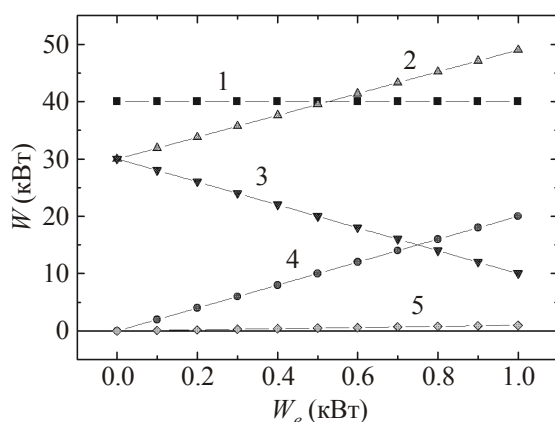


Рис. 5. Перерозподіл потоків енергії в системі (ДВЗ + ТЕГ) залежно від корисної електричної потужності  $W_e$  з установкою ТЕГ на ВТ.  
1 –  $W_{ДВЗ}$ ; 2 –  $Q^{CO}$ ; 3 –  $Q^{BT}$ ; 4 –  $Q^{ТЕГ}$ , 5 –  $\Delta W$ . ( $\eta_{ТЕГ} = 0.05$ ).

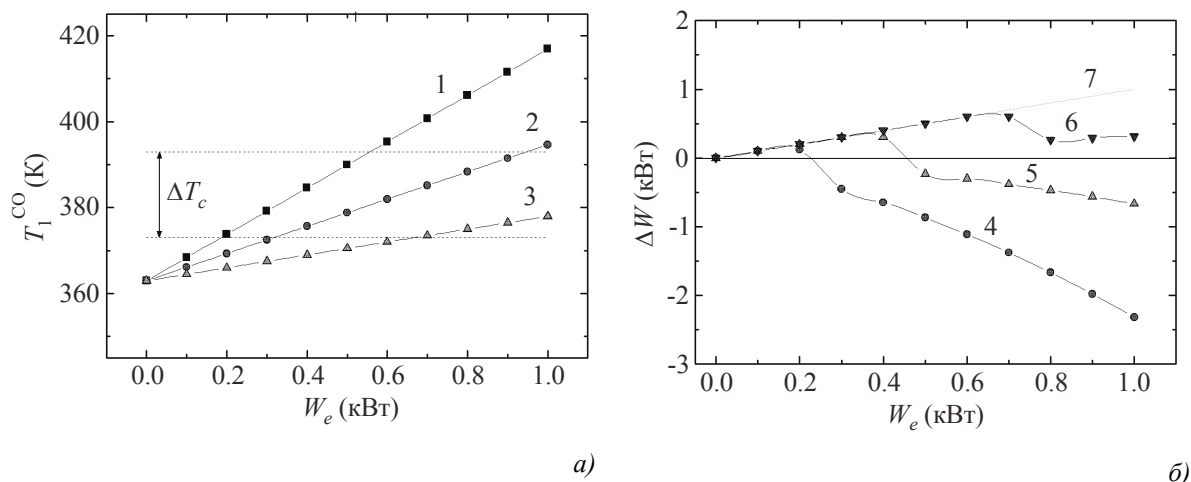


Рис. 6. Підвищення температури  $T_1^{CO}$  гарячої сторони СО (а) і збільшення корисної потужності  $\Delta W$  системи (ДВЗ + ТЕГ) (б) залежно від корисної електричної потужності  $W_e$  ТЕГ. 4 – 6 –  $\Delta W = W_e - W_c^{CO'}$ ; 7 –  $\Delta W = W_e \cdot \eta_{ТЕГ}$ : 1, 4 – 0.03; 2, 5 – 0.05; 3, 6 – 0.1.  
Стрілками показано інтервал кипіння води  $\Delta T_c$  у СО.

Згідно з розрахунками (рис. 6 б), завжди є вузький діапазон  $W_e$  ТЕГ поблизу нуля, де рекуперація теплових втрат у системі (ДВЗ + ТЕГ) можлива ( $\Delta W > 0$ ) за використання наявної



(штатної) СО автомобіля [2]. Навпаки, для досить великої  $W_e$  збільшення  $\Delta W$  не спостерігається зовсім (криві 1, 2), або воно суттєво знижується завдяки збільшенню  $\Delta W_c^{CO}$  (крива 4). Із цієї причини для реальної рекуперації теплових втрат автомобіля ( $\Delta W > 0$ ) потрібно використовувати ТЕГ зі збільшеним ККД  $\eta_{ТЕГ} > 0.1$ .

На рис. 7 показано зниження температури  $T_1^{BT}$  гарячої сторони ВТ у результаті охолодження за рахунок тепловідводу ТЕГ залежно від корисної електричної потужності  $W_e$ . Розрахунки  $T_1^{CO}$  зроблено за формулою  $T_1^{BT} = T_0^{BT} + Q_1^{BT} / K^{BT}$ , де  $T_0^{BT} = 450$  К – базова температура холодної сторони ВТ,  $Q_1^{BT} = Q_0^{BT} - Q_0^{ТЕГ}$  – отриманий тепловий потік ВТ (рис. 1), а  $K^{BT} = 66$  Вт/К – ефективна теплопровідність ВТ (таблиця 1). У свою чергу зниження температури гарячої сторони ВТ знижує коефіцієнт Карно ( $\Delta T / T$ ) ТЕГ, зменшуючи при цьому  $\eta_{ТЕГ}$  і  $W_e$  [7]. З іншого боку, зниження, що відповідає температурі вихлопних газів, зменшує їхню в'язкість (від  $\sim 35$  Па·с за 800 К до  $\sim 22$  Па·с за 400 К) [12], що може трохи знизити протитиск у ВТ і зменшити в такий спосіб втрати в системі.

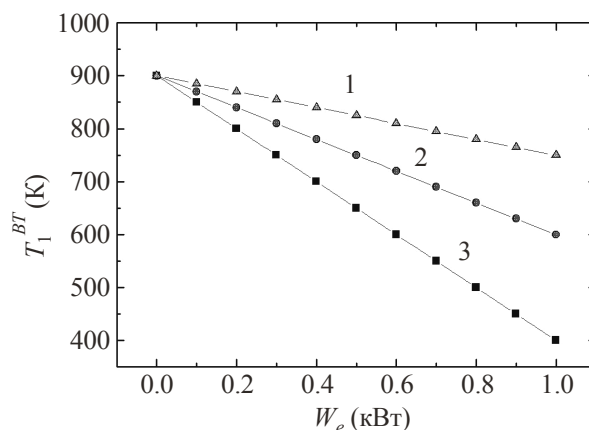


Рис. 7. Зниження температури  $T_1^{BT}$  гарячої сторони ВТ залежно від корисної електричної потужності  $W_e$  ТЕГ.  $\eta_{ТЕГ}$ : 1 – 0.03; 2 – 0.05; 3 – 0.1.

## 2.2. Тепловий напір уздовж віток

На рис. 8 і 9 показано розподіли температур уздовж ТЕГ і вхідний тепловий потік  $Q_0^{ТЕГ}$  через ТЕГ для випадку модулів повітряного (А, криві 1–3) і водяного (В, криві 4–6) охолодження.

Розрахунки робилися для випадку непрацюючого ТЕГ у діапазоні температур  $T = 300 - 800$  К, використовуючи модель ТЕГ (рис. 2) і аналогову схему теплового потоку (рис. 4). Розрахунки паразитного теплового опору  $R_2^T$  гарячої сторони ТЕГ (рис. 4) здійснювалися з урахуванням газового шару на поверхні ВТ, корпуса ВТ і фазової границі  $Fe / ТЕГ$  (Секції  $a - c$ , рис. 8). Відповідно розрахунки паразитного теплового опору  $R_4^T$  холодної сторони ТЕГ (рис. 4) проводилися з урахуванням фазових границь ТЕГ /  $Al$ , радіатор / холодоагент і теплового опору радіатора ( $Al$ ) (секції  $a - c$ , рис. 8). Згідно з рис. 8 паразитні теплові опори  $R_2^T$  і  $R_4^T$  (рис. 4) вносять істотний вклад у розподіл температур уздовж ТЕГ. З них найбільш істотним є паразитний тепловий опір фазової границі газ/тверда речовина в теплообмінниках [7, 9]. Тому значення загального критерію Біо  $Bi = 0.16 - 0.65$  і  $Bi = 0.71 - 2.05$ , розрахованого для модулів повітряного й водяного охолодження, у всіх випадках виявилися досить низькими (рис. 8). Оскільки модулі повітряного охолодження мають небажані границі розділу газ / тверде тіло відразу у двох місцях, на гарячій і на холодній сторонах, їх вхідний тепловий потік  $Q_0^{ТЕГ}$  скорочений удвічі (криві В-А, рис. 9).

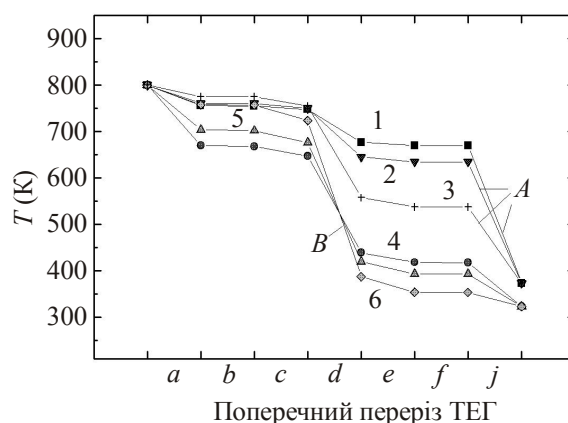


Рис. 8. Розподіл температури  $T$  уздовж поперечного перерізу ТЕГ для модулів повітряного (А) і водяного (В) охолодження. Позначення секцій зазначені на рис. 2. Висота секцій  $h$ , м:  $a - 0.0001$ ;  $b - 0.002$ ;  $c - 0.001$ ;  $d - 0.01$ ;  $e - 0.001$ ;  $f - 0.002$ ;  $j - 0.001$ . Теплопровідність віток  $\kappa$ ,  $W / (cm \cdot K)$ : 1, 4 – 0.025; 2, 5 – 0.015; 3, 6 – 0.005. Загальний критерій  $Bi$ : 1 – 0.16; 2 – 0.26; 3 – 0.65; 4 – 0.71; 5 – 1.06; 6 – 2.05.

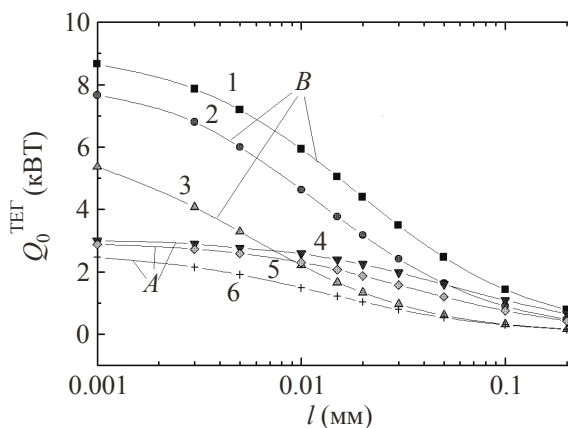


Рис. 9. Вхідний тепловий потік  $Q_0^{TEG}$  ТЭГ залежно від довжини віток  $l$  для модулів повітряного (А) і водяного (В) охолодження. Теплопровідність віток  $\kappa$ ,  $Wm / (cm \cdot K)$ : 1, 4 – 0.025; 2, 5 – 0.015; 3, 6 – 0.005.

Із цієї причини модулі повітряного охолодження з досить великою корисною електричною потужністю  $W_e$  ТЕГ побудувати складно. Тільки водяне охолодження створює істотну різницю температур у модулях і більші теплові потоки до ТЕГ (В, рис. 8). Проте навіть і в цьому випадку через низьку добротність гарячого теплообмінника критерій  $Bi$  автомобільного ТЕГ суттєво знижений порівняно зі стандартними ( $Bi = 15 - 20$ ) [10]. Тому паразитний опір  $R_2^T$  (рис. 4) на фазовій границі розділу вихлопний газ / ВТ суттєво знижує різниця температур  $\Delta T$  уздовж ТЕГ і  $W_e$ . Більше того, зниження температури по гарячій стороні ВТ (рис. 7) може призвести до додаткового підвищення  $R_2^T$  через інтенсивне осадження нагару (коксу) на внутрішній поверхні ВТ (рис. 3 б) [11]. Отже, у реальній практиці буде отримано не більше  $\sim 50 - 70\%$   $W$  ТЕГ від попередньо передбачуваної [10, 11].

### 2.3. Перспективні матеріали для автомобільних ТЕГ

На рис. 10 подано розрахунки очікуваної максимальної корисної електричної потужності  $W_{emax}$  ТЭГ залежно від довжини віток. У розрахунках  $W_{emax}$  ми використовували формули (1) і (2) і результати розрахунків вхідного теплового потоку  $Q_0^{TEG}$  (рис. 9) і температурного тиску на

віток  $\Delta T^{\text{TEG}}$  (рис. 8). Згідно із цими розрахунками максимальна  $W_{e\text{max}}$  ТЕГ для модулів водяного охолодження становить  $\sim 0.5$  кВт і  $\sim 0.9$  кВт для добротності модулів  $Z = 0.003$  1/К і  $0.01$  1/К відповідно (рис. 10).

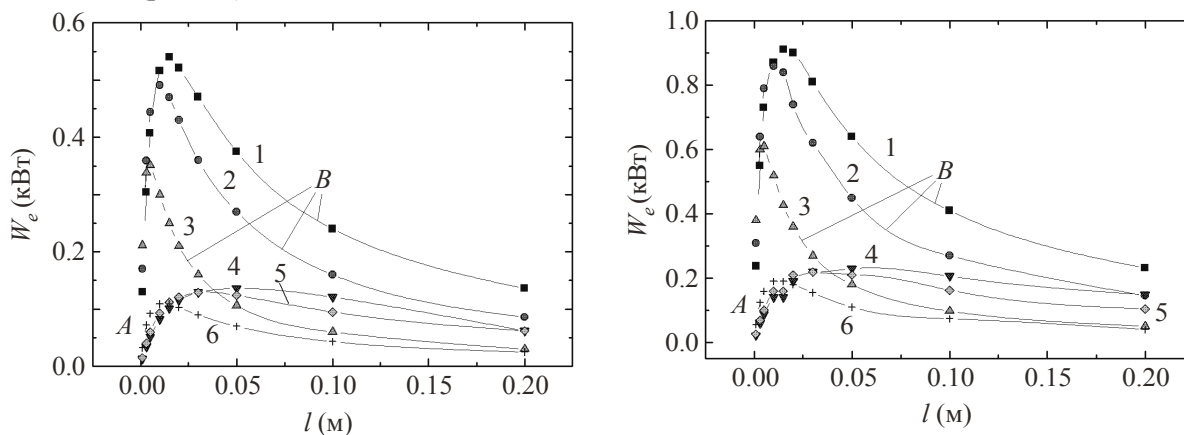


Рис. 10. Корисна електрична потужність  $W_e$  ТЕГ залежно від довжини віток  $l$  для модулів повітряного (А) і водяного охолодження (В) (а, б).

Теплопровідність віток  $\kappa$ , Вт/(см·К): 1, 4 – 0.025; 2, 5 – 0.015; 3, 6 – 0.005.

Добротність модулів  $Z$ , 1/К: (а) – 0.003; (б) – 0.01.

Згідно з рис. 10, термоелектричні матеріали з низькою теплопровідністю  $\kappa$ , аналогічної «фононним стеклам» [13] мають зменшену оптимальну довжину віток, що важливо для економії дорогих і дефіцитних термоелектричних матеріалів і для зниження фактору-мас-фактора ТЕГ [10, 11]. У той же час ми вважаємо, що для  $Z = \alpha^2 \sigma / \kappa = \text{const}$  за інших рівних умов матеріали з більш високим фактором потужності  $A = \alpha^2 \sigma$  будуть кращі для автомобільних ТЕГ, ніж «фононне скло» з низьким  $\kappa$  (крива 3 – 1, і 6 – 4, рис. 10) [8]. Цей результат має простий фізичний зміст, який роз'ясняє рис. 11.

На рис. 11 показано відносний тепловий опір  $RT = 1 / K$  різних вузлів автомобіля й секцій ТЕГ. Автомобільні ТЕГ виконують дві функції одночасно: 1) передача тепла від нагрівача до охолоджувача й 2) перетворення тепла в електрику [8, 10]. Для виконання першої функції модулі повинні мати порівняно високу теплопровідність  $K = 1 / RT$  (D, рис. 11), а для виконання другої функції вони повинні мати низьку теплопровідність  $\kappa$  віток ( $Z = \alpha^2 \sigma / \kappa$ ). Звичайно це протиріччя знімається зменшенням довжини віток  $l$ , тому  $RT$  віток (d) і загальне  $RT$  модулів (D) знижується (стрілки, рис. 11) [10, 11]. Але скорочення  $l$  має межу у зв'язку з незмінними граничними опорами ( $a - c$  і  $e - j$ , рис. 11), що зменшують температурний тиск на вітки для малих значень  $l$  [8, 10, 11]. В автомобільних ТЕГ за рахунок підвищеного паразитного теплового опору  $R_2^T$  (a, рис. 11) загальний граничний опір особливий великий, тому оптимальна висота віток ТЕГ виявляється досить великою ( $l \sim 0.01 - 0.02$  м) (рис. 10) [10, 11]. Згідно з нашими розрахунками значний внесок у загальний граничний опір ТЕГ вноситься також контактним опором матеріалів віток, обернено пропорційним питомій теплопровідності  $\kappa$  термоелектричних матеріалів ( $c$  і  $e$ , рис. 11). Тому за ідентичної шорсткості поверхні  $r$  контактний опір «фононного скла» виявляється досить великим ( $c$  і  $e$ , 1 – 3, рис. 11). Ці контактні опори не змінюються з  $l$ , тому для менших  $l$  їх внесок виявляється суттєвим. Нами встановлено, що саме ці контактні опори відповідальні за зниження  $W_{e\text{max}}$  «фононного скла» у порівнянні з матеріалами з більш високим фактором потужності  $A$  (рис. 10). На нашу думку, підвищений контактний опір може значно обмежити застосування «фононного скла» в

автомобільних ТЕГ [11]. Проте недавно одночасно підвищення теплопровідності  $K$  і добротності  $Z$  модулів спостерігалось для градієнтних віток, що може бути особливо корисним для автомобільних ТЕГ [14].

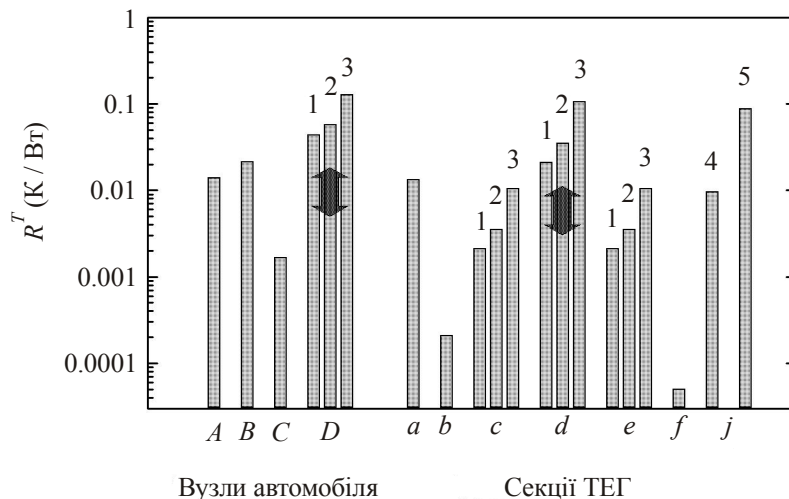


Рис. 11. Відносний тепловий опір  $R^T$  вузлів автомобіля (A – D) і секцій ТЕГ (a – j).  
Вузли автомобіля: A – ДВЗ; B – ВТ; C – 3; D – ТЕГ. Секції ТЕГ: a – внутрішній газовий шар на поверхні ВТ; b – корпус ВТ (Fe); c – границя Fe / ТЕГ; d – вітка ТЕГ; e – границя ТЕГ / Al; f – радіатор (Al); j – границя радіатор / холодоагент.  
Теплопровідність віток  $k$ , Вт/(см·К): 1 – 0.025; 2 – 0.015; 3 – 0.005.

### 3. Дискусія

У даній роботі нами розглянута проблема автомобільних ТЕГ з урахуванням конфлікту теплових машин (ТМ), ДВЗ і ТЕГ. ДВЗ і ТЕГ – це різнорідні теплові машини, тому установка ТЕГ в автомобілі викликає термодинамічний конфлікт із ДВЗ через конкуренцію ТМ за теплові потоки в системі (ДВЗ + ТЕГ) [6]. З установкою ТЕГ безпосередньо на ДВЗ ТМ конкурують за потужність палива, що спалюється,  $Q_0$ . У цьому випадку конфлікт швидко розвивається з ростом  $W_e$ , що призводить до різкого зниження загального ККД системи ( $\eta_{\text{ДВЗ+ТЕГ}} < \eta_{\text{ДВЗ}}$ ) [6]. З установкою ТЕГ на вихлопній трубі ТМ конкурують за периферійні теплові потоки, що проходять через вихлопну трубу й систему охолодження, тому конфлікт можна зменшити шляхом збільшення  $\eta_{\text{ТЕГ}}$  (рис. 6 – 10).

У даній роботі показано, що з установкою ТЕГ на вихлопній трубі наявний вузький діапазон  $W_e > 0$  ТЕГ, у якому можлива рекуперация теплових втрат у системі (ДВЗ + ТЕГ) ( $\eta_{\text{ДВЗ+ТЕГ}} > \eta_{\text{ДВЗ}}$ ) за використання наявної (штатної) СО автомобіля. Цей висновок був отриманий для ідеального випадку, коли ТЕГ не заважає роботі ДВЗ, а негативний фактор-мас-фактор встановленого ТЕГ не враховується. На практиці установка ТЕГ на вихлопній трубі створює додаткове навантаження на автомобіль, що знижує його загальну ефективність. Крім того, ТЕГ через зниження температури ВТ може порушити турбо-резонансне наддування ДВЗ із боку ВТ, що регулює процеси впуску палива в циліндри й видалення з них відпрацьованих газів [6]. Ці два фактори можуть знизити корисну потужність двигуна  $W_{\text{ДВЗ}}$  на 5 % і більше [6], однак, їх можна усунути або зменшити технічними методами.

З іншого боку, з установкою ТЕГ на ВТ конфлікт у системі (ДВЗ + ТЕГ) буде як і раніше розвиватися завдяки: 1) різним механізмам ДВЗ і ТЕГ; 2) невідповідності ККД ДВЗ і ТЕГ

( $\eta_{\text{ТЕГ}} \ll \eta_{\text{ДВЗ}}$ ); 3) невідповідності теплових опорів ТЕГ і ВТ (таблиця 1). Цифрами в кружках (рис. 1) показані основні «вузькі» місця автомобільних ТЕГ, що виникають у результаті різноманітності ТЕГ і ДВЗ і фатального конфлікту між ними. Цими «вузькими» місцями є: 1) перевантаження системи охолодження автомобіля відпрацьованим теплом ТЕГ; 2) спад температури ВТ; 3) низькі значення  $\eta^{\text{ТЕГ}}$ ; 4) підвищений фактор-мас-фактор ТЕГ; 5) занадто малий відвід тепла від ВТ до ТЕГ; 6) зниження теплового напору на ТЕГ на границі вихлопний газ / ВТ; 7) різні перешкоди роботі ДВЗ із боку ТЕГ [15].

Тому ми шукаємо шляхи усунення цих «вузьких» місць ТЕГ за рахунок зменшення конфлікту в системі (ДВЗ + ТЕГ). Є два способи зменшення конфлікту ТЕГ і ДВЗ в автомобілі. Перший спосіб – зменшити співвідношення  $W_e / Q_0$  за рахунок використання більш потужних автомобілів. Другий спосіб передбачає підвищення ККД ТЕГ до  $\eta_{\text{ТЕГ}} \geq 0.1$  за допомогою нових матеріалів з більш високою добротністю  $Z$ . Згідно з нашими оцінками, для матеріалів з  $Z = 0.005 \text{ 1 / K}$  можна одержати  $W_e \sim 0.8 \text{ кВт}$  ( $Q_0 = 100 \text{ кВт}$ ), при цьому стає можливою рекуперація теплових втрат у системі ( $\eta_{\text{ДВЗ+ТЕГ}} > \eta_{\text{ДВЗ}}$ ). Найкращими термоелектричними матеріалами для автомобільних ТЕГ є матеріали з більш високим фактором потужності  $A = \alpha^2 \sigma$  і неоднорідним розподілом концентрації носіїв струму по довжині вітки (сегментовані, градієнтні й т.п.) [14].

#### 4. Висновки

Установка ТЕГ в автомобілі завдяки високому мас-фактору ТЕГ ( $m_{\text{ТЕГ}} / m_{\text{авто}} \sim 0.01$ ) приводить до додаткових втрат потужності під час руху, які порівняні за величиною з корисною електричною потужністю, яка виробляється ТЕГ ( $W_{\text{впрат}} \sim W_e \sim 0.2 \text{ кВт}$ ). Крім того, що працює ТЕГ вступає у фатальний конфлікт із двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобіля через конкуренцію теплових машин за потоки енергії в системі (ДВЗ + ТЕГ). У результаті ТЕГ заважає роботі ДВЗ, тому загальний ККД системи (ДВЗ + ТЕГ) може додатково понизитися. Негативний вплив ТЕГ на систему (ДВЗ + ТЕГ) у цілому може бути зменшено насамперед шляхом збільшення добротності  $Z$  термоелектричних матеріалів, а також використання матеріалів з низькою питомою вагою.

Дякуємо д.х.н. Кисельову Н.Н. за корисні рекомендації з використання в роботі окремих положень термодинаміки незворотних процесів.

#### Література

1. Вайнинг К.Б. Ограниченная роль термоэлектричества в условиях климатического кризиса / К.Б. Вайнинг // Термоэлектричество. – 2008. – № 4. – С. 7 – 19.
2. Сакр К.М. Тепловой расчет термоэлектрических генераторов, работающих на выхлопных газах автомобилей: цели и задачи / К.М. Сакр, М.К. Мансур, М.Н. Мусса // Термоэлектричество. – 2008. – № 1. – С. 59 – 66.
3. Anatyshuk L.I., Luste O.J., Kuz R.V. Theoretical and Experimental Study of Thermoelectric Generators for Vehicles // J. Electronic Materials. 2011. – V. 40. – № 5. – P. 1326 – 1331.
4. Rowe D.M., Smith J., Thomas G., Min G. Weight Penalty Incurred in Thermoelectric Recovery of Automobile Exhaust Heat // J. Electronic Materials. 2011. – V. 40. – № 5. – P. 784 – 788.
5. Lieb J., Neugebauer S., Eger A., Linde M., Masar B., Stütz W. The Thermoelectric Generator from BMW is Making Use of Waste Heat // MTZ. 2009. – V. 70. – № 4. – P. 4 – 11.
6. Korzhuev M.A., Katin I.V. On the Placement of Thermoelectric Generators in Automobiles // J. Electronic Materials. 2010. – V. 39. – № 9. – P. 1390 – 1394.

7. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.В. – Москва: Энергия, 1974. – 448 с.
8. Иоффе А.Ф. Полупроводниковые термоэлементы / Иоффе А.Ф. – Москва-Ленинград: Изд. АН СССР, 1960. – 188 с.
9. Манасян Ю.Г. Корабельные термоэлектрические устройства и установки / Манасян Ю.Г. – Ленинград: Судостроение, 1968. – 284 с.
10. Котырло Г.К. Расчет и проектирование термоэлектрических генераторов и тепловых насосов: справочник / Г.К. Котырло, Ю.Н. Лобунец. – К.: Наукова думка, 1980. – 328 с.
11. Лыков А.В. Тепло- и массообмен: справочник / Лыков А.В. – М.: Энергия, 1972. – 560 с.
12. Физические свойства материалов: справочник / Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейликова. – Москва: Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.
13. Nolas G.S., Sharp J., Goldsmid H.J. Thermoelectricity. Basic Principles and New Materials Developments. Berlin, Heidelberg, N.Y.: Springer. – 2001. – 293 p.
14. Korzhuev M.A. Symmetry Analysis of Thermoelectric Energy Converters with Inhomogeneous Legs // J. Electronic Materials. 2010. – V. 39. – № 9. – P. 1381 – 1385.
15. Korzhuev M.A. Conflict between Internal Combustion Engine and Thermoelectric Generator during Waste Heat Recovery in Autos // Technical Physics Letters. 2011. V. 37. № 2. P. 151 – 153.

Надійшла до редакції 01.06.2011.