

М.В. Максимук

## Проектування термоелектричного передпускового джерела тепла на газовому паливі

*Інститут термоелектрики НАН і МОН України, вул. Науки, 1, Чернівці, 58029, Україна, e-mail: [anatykh@gmail.com](mailto:anatykh@gmail.com)*

Наведено результати комп'ютерного моделювання термоелектричного передпускового нагрівника на зрідженому газовому паливі для полегшеного запуску двигунів транспортних засобів в умовах понижених температур навколишнього середовища. Представлено фізичну модель нагрівника, подано її математичний опис, наведено методику та результати розрахунків основних енергетичних і конструктивних характеристик приладу в програмному середовищі "Comsol Multyphysics".

Показано, що застосування термоелектричного перетворювача в якості джерела електричної енергії забезпечує автономну роботу компонент нагрівників та дозволяє вирішити проблему розрядки акумуляторної батареї автомобіля під час експлуатації передпускового обладнання.

**Ключові слова:** передпусковий нагрівник, термоелектричний генератор, комп'ютерне моделювання, фізична модель.

*Стаття поступила до редакції 25.07.2018; прийнята до друку 15.09.2018.*

### Вступ

Одним з основних недоліків застосування зрідженого пропан-бутану як палива для автомобілів є негативний вплив понижених температур навколишнього середовища, що призводить до утворення і замерзання конденсату в редукторі та трубках газобалонного обладнання (ГБО). Обледеніння редуктора суттєво знижує його здатність випаровувати зріджений газ, наслідком чого є нестабільна робота двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), перерозхід палива під час пуску автомобіля, скорочення терміну експлуатації елементів ГБО [1]. Тому для надійного запуску ДВЗ, що працюють на зрідженому газовому паливі при "нульових" та "від'ємних" температурах повітря широко застосовується метод попереднього підігріву охолоджуючої рідини двигуна, який реалізується передпусковими рідинними нагрівниками [2].

Однак, основною причиною, яка нівелює переваги передпускового підігріву є неавтономна робота компонент нагрівників (паливного насосу, вентилятора для подачі повітря у камеру згорання, циркуляційного насосу для прокачування рідкого теплоносія), що нерідко призводить до "глибокої" розрядки акумуляторної батареї та унеможливує запуск автомобіля в цілому [3].

Для подолання проблеми розрядки акумулятора

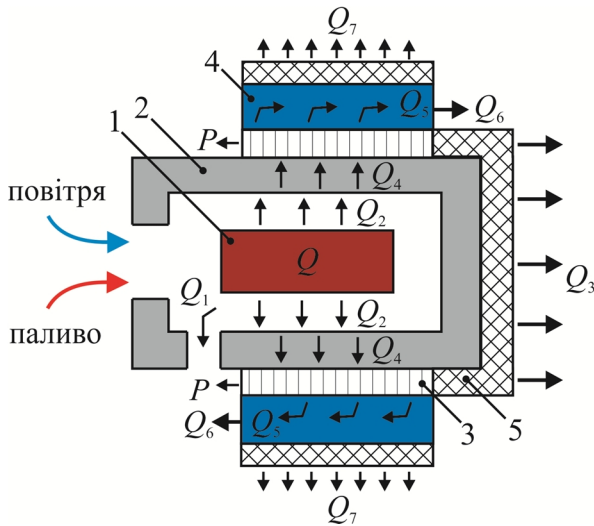
під час роботи передпускових нагрівників в Інституті термоелектрики створено експериментальний зразок термоелектричного генератора електричною потужністю 90 - 70 Вт для обігріву транспортних засобів з об'ємом двигуна до 4 л, який працює від тепла передпускового нагрівника Webasto Thermo Top Evo 4 (дизельний варіант) та забезпечує автономне живлення його компонент. Крім того надлишок електричної енергії термогенератора дозволяє здійснювати підзарядку акумулятора та живлення іншого автомобільного обладнання [4].

Метою даної роботи є проектування конструкції термоелектричного автомобільного передпускового нагрівника на зрідженому газовому паливі для попереднього підігріву транспортних засобів з об'ємом двигуна більшим 10 л.

### I. Фізична модель нагрівника та її опис

Фізичну модель термоелектричного передпускового автомобільного нагрівника наведено на рис. 1.

В основі алгоритму розрахунку термоелектричного передпускового нагрівника знаходиться система рівнянь теплового балансу, що відповідає вибраній фізичній моделі:



**Рис. 1.** Фізична модель термоелектричного автомобільного передпускового нагрівника: 1 – джерело тепла; 2 – гарячий теплообмінник; 3 – термоелектрична батарея; 4 – холодний теплообмінник; 5 – теплова ізоляція.

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 \\ Q_2 = Q_3 + Q_4 \\ Q_4 = P + Q_5 \\ Q_5 = Q_6 + Q_7 \end{cases} \quad (1)$$

В системі рівнянь (1) прийнято наступні позначення:

$Q$  – теплова потужність джерела тепла. В даному випадку хімічна реакція горіння пропан-бутану.

$Q_1$  – втрати тепла з продуктами реакції горіння вуглекислого газу  $CO_2$ , води  $H_2O$  та азотом повітря, яке необхідне для горіння палива.

$Q_2$  – теплова потужність, що передається від джерела тепла до теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника конвекцією та випромінюванням.

$Q_3$  – втрати тепла на конструктивних елементах гарячого теплообмінника через теплову ізоляцію.

$Q_4$  – теплова потужність, що передається від гарячого теплообмінника до термоелектричної батареї (ТЕБ).

$P$  – генерована термоелектричною батареєю електрична потужність нагрівника.

$Q_5$  – тепло, що відводиться від холодної сторони ТЕБ теплоносієм, який циркулює в гідравлічному контурі "нагрівник - ДВЗ".

$Q_6$  – теплова потужність, що передається двигуну автомобіля теплоносієм.

$Q_7$  – втрати тепла на конструктивних елементах холодного теплообмінника через теплову ізоляцію.

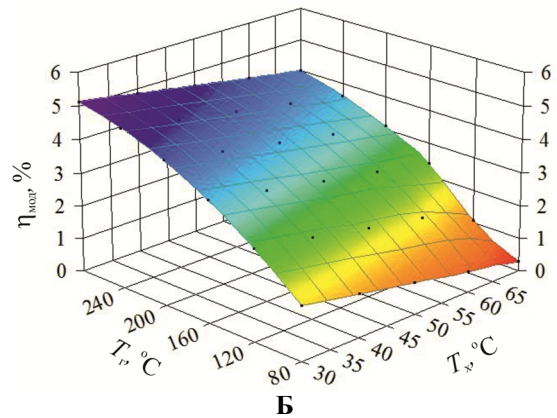
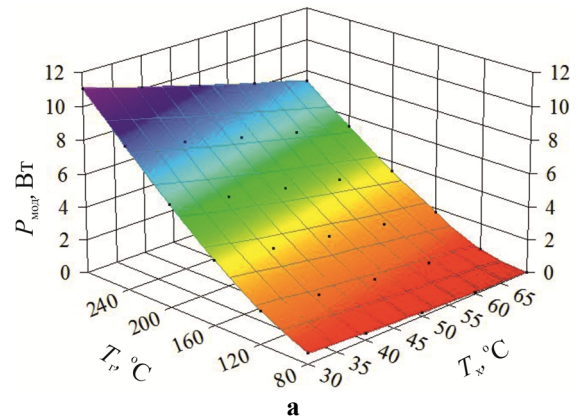
Розв'язок рівнянь теплового балансу (1) проводили в два етапи, мета яких полягала у визначенні:

- ефективної геометрії гарячого теплообмінника, оптимальної витрати палива  $g_T$  та швидкості повітря  $v$  для забезпечення максимальної робочої температури гарячих спаїв термобатарей;
- ефективної геометрії холодного

теплообмінника та оптимальної витрати теплоносія  $g_T$  для максимальної передачі теплової потужності з холодних спаїв ТЕБ двигуну автомобіля.

## II. Фізична модель та математичний опис системи "гарячий теплообмінник - ТЕБ"

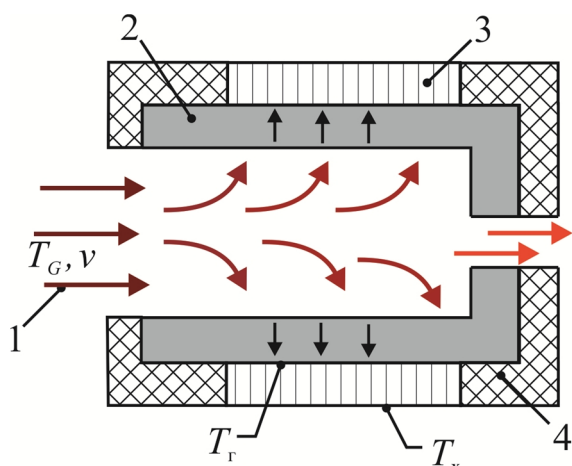
Вихідними даними для розрахунку конструктивних параметрів гарячого теплообмінника нагрівника є температурні залежності електричної потужності  $P_{\text{мод}}$  та коефіцієнту корисної дії (ККД)  $\eta_{\text{мод}}$ , оптимізованих для використання в передпускових джерелах тепла термоелектричних модулів "Алтек-1061" [5] (рис. 2).



**Рис. 2.** Залежність електричної потужності  $P_{\text{мод}}$  (а) і ККД  $\eta_{\text{мод}}$  (б) термоелектричного модуля «Алтек-1061» від температури гарячої  $T_T$  і холодної  $T_X$  сторін.

Для визначення умов, які забезпечують максимальний робочий рівень температур гарячої сторони модулів  $T_T = 280 - 300^\circ\text{C}$  зручно використовувати фізичну модель системи "гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі" (рис. 3), де процес теплопередачі від джерела тепла до теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника відбувається внаслідок проходження потоку газів з швидкістю  $v$  та температурою  $T_G$  [6].

В цьому випадку рівняння, що описують розподіл температур в наведеній на рис.3 фізичній



**Рис. 3.** Фізична модель системи "гарячий теплообмінник - ТЕБ": 1 – потік гарячих газів ; 2 – гарячий теплообмінник; 3 – термоелектрична батарея; 4 – теплова адиабатична ізоляція.

моделі запишуться у вигляді:

$$\begin{cases} r\mathbf{F} - \nabla P + m\nabla^2\mathbf{r} + \frac{1}{3}m\nabla(\operatorname{div}\mathbf{r}) = 0 \\ \operatorname{div}r\mathbf{v} = 0 \\ rC_r(\mathbf{v}\nabla)T = 0 \\ -k\nabla T = 0 \end{cases} \quad (2)$$

де перші два рівняння – рівняння Нев'є-Стокса та рівняння неперервності, що описують рух гарячих газів в каналах гарячого теплообмінника; третє рівняння – рівняння для опису теплообміну в рухомому середовищі; четверте – закон Фур'є, що описує процес теплопровідності в гарячому теплообміннику і термоелектричних модулях відповідно. У зв'язку з малим значенням ККД термоелектричного перетворення (до 5 %) в системі (2) електрична складова не враховується.

Розв'язок системи рівнянь (2) реалізовувався в програмному середовищі «Comsol Multiphysics» [6] чисельним методом скінченних елементів.

### 2.1. Розрахунок температури та швидкості гарячих газів

Суттєво спростити розрахунок системи рівнянь (2) в середовищі Comsol дозволяє встановлений в [7] зв'язок температури паливо-повітряної суміші та швидкості повітря необхідного для горіння, що виведено із застосуванням кінетики протікання хімічної реакції згорання органічного палива:

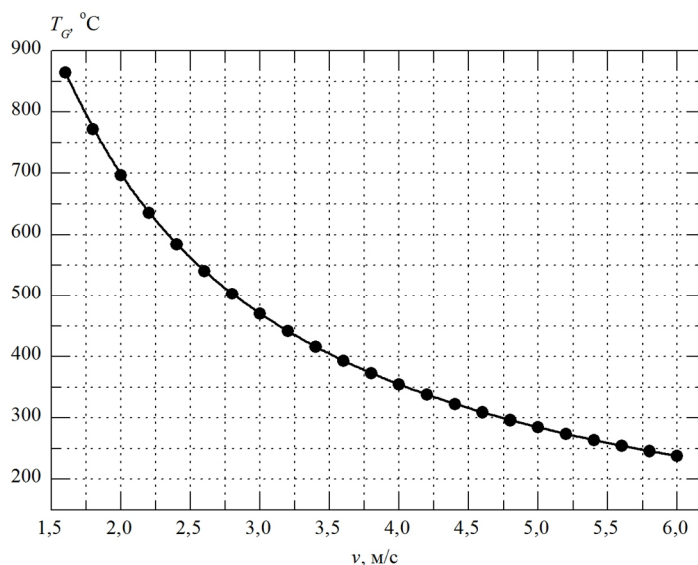
$$v = 5 \left[ \frac{\frac{G}{T_G - T_0} - 20,29}{18,15} + 1 \right] \frac{3,62 g_{\text{п}}}{r_0 S_{\text{вх}}} \quad (3)$$

де  $G$  – теплотворна здатність пропан-бутану,  $T_0$  – температура навколишнього середовища,  $\rho_0$  – густина повітря при  $T_0$ ,  $S_{\text{вх}}$  – площа поперечного перерізу впускного отвору для повітря в гарячому теплообміннику. Коефіцієнти 20,29 і 18,15 визначають вміст вуглекислого газу, води, азоту та повітря, які утворилися в результаті повного згорання палива, коефіцієнт 3,47 – кількість кисню, необхідну для повного спалювання палива.

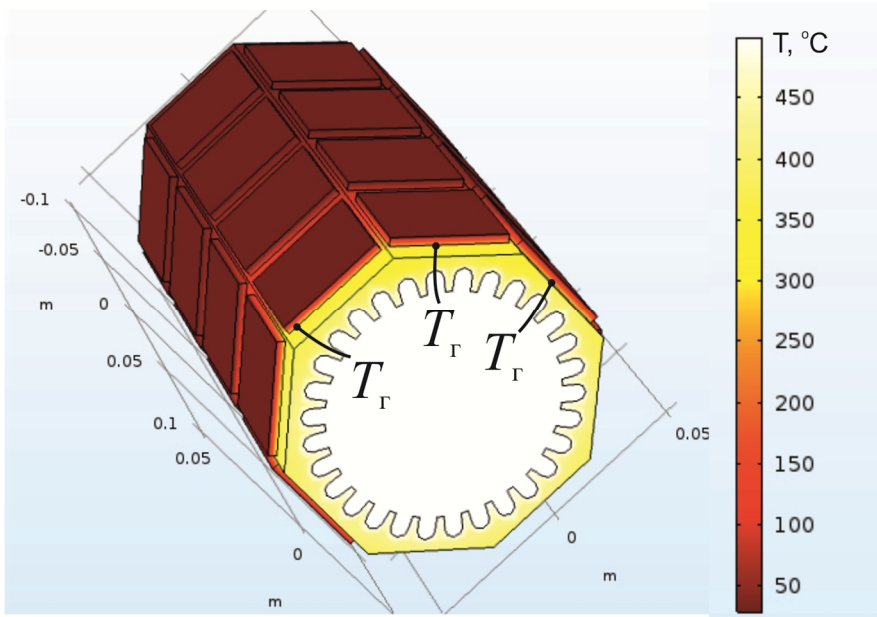
На рис. 4 наведено залежність температури  $T_G$  від швидкості  $v$  при  $G = 46,8$  МДж/кг,  $T_0 = 0$  °С,  $\rho_0 = 1,29$  кг/м<sup>3</sup>,  $S_{\text{вх}} = 5 \times 10^{-3}$  м<sup>2</sup> та  $g_{\text{п}} = 720$  г/год.

Як слідує з аналізу даних на рис. 4, для проектування конструкції гарячого теплообмінника не доцільно використовувати  $T_G < 300$  °С і  $T_G > 500$  °С: в першому випадку необхідні температури на гарячій стороні модуля досягнути неможливо, в другому – підвищення температури веде до збільшення габаритних розмірів теплообмінника через ймовірність перегріву термобатарей.

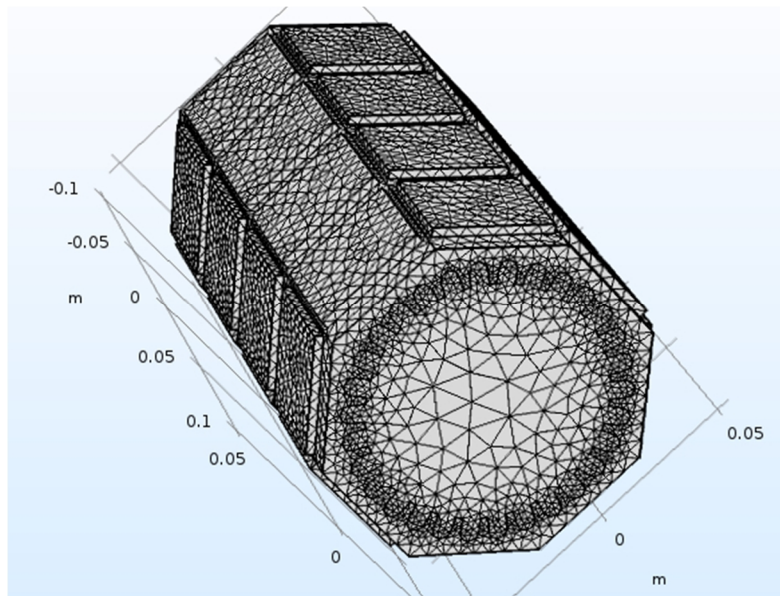
Таким чином для визначення залежності температури гарячої сторони модулів  $T_r$  від площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника



**Рис. 4.** Залежність температури газів  $T_G$  від швидкості повітря  $v$ .



**Рис. 5.** Розподіл температур в системі «гарячий теплообмінник - ТЕБ».  
 $T_G = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ .  $\nu = 3,5 \text{ м/с}$ .  $S_R = 0,14 \text{ м}^2$



**Рис. 6.** Сітка методу скінченних елементів.

доцільно використовувати інтервал температур гарячих газів  $T_G = 500 - 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , що відповідає швидкостям повітря  $\nu = 2,8 - 4,7 \text{ м/с}$ .

## 2.2. Результати проектування гарячого теплообмінника

В процесі комп'ютерного проектування за вхідні дані використовувались наступні величини:

- температура гарячих газів  $T_G = (300; 400; 500) \text{ }^\circ\text{C}$ ;

- швидкість газів в теплообміннику  $\nu = (4,7; 3,5; 2,8) \text{ м/с}$ ;

- площа теплоприймальної поверхні теплообмінника  $S_R = (0,05; 0,08; 0,1; 0,14) \text{ м}^2$ ;

- теплопровідність матеріалу гарячого теплообмінника  $k_1 = 140 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ;

- температура холодної сторони модулів  $T_x = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

- тепловий опір модуля  $\frac{1}{k_2} = 0,6 \text{ м}\cdot\text{К/Вт}$ .

При цьому вважали, що стоки тепла знаходяться в місці виходу продуктів згорання з теплообмінника та в місцях розташування модулів, а на всіх інших границях накладені умови теплової адіабатичної ізоляції.

На рис. 5 наведено розподіл температур в системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі», на рис. 6 – сітка методу скінченних елементів.

Як слідує з рис. 5, по мірі протікання газів до стоку тепла,  $T_G$  зменшується, що призводить відповідно і до зниження температури  $T_T$ . Але, оскільки в реальній конструкції джерело тепла знаходиться безпосередньо в теплообміннику, можна вважати, що температура гарячої сторони модулів однакова і є рівною температурі  $T_T$  в перших точках

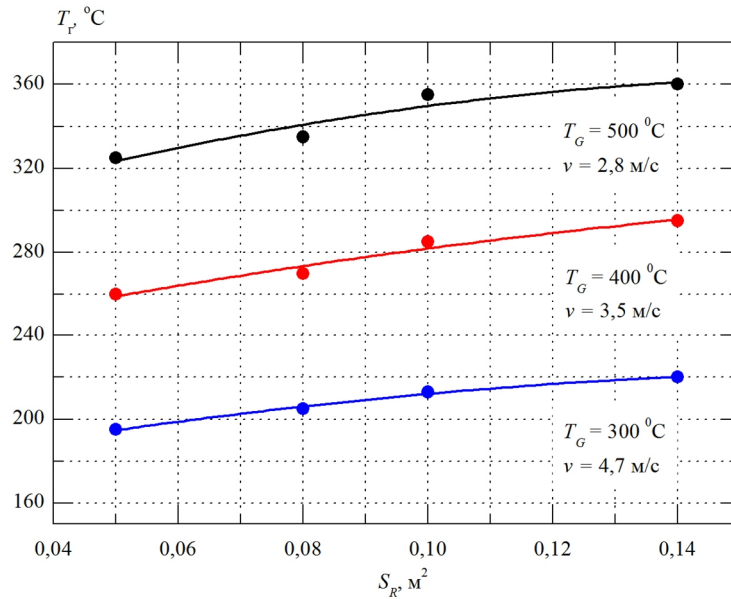


Рис. 7. Залежність температури гарячої сторони модуля  $T_r$  від площі теплоприймальної поверхні  $S_R$  гарячого теплообмінника

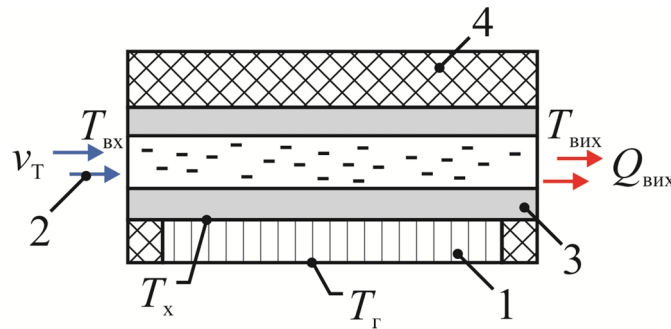


Рис. 8. Фізична модель системи "ТЕБ - холодний теплообмінник": 1 – термоелектрична батарея; 2 – потік теплоносія; 3 – холодний теплообмінник; 4 – теплова адіабатична ізоляція.

контакту модулів з гарячим теплообмінником.

З представлених на рис. 7 залежностей температури гарячої сторони модуля  $T_r$  від площі теплоприймальної поверхні  $S_R$  гарячого теплообмінника. Видно, що необхідний рівень температур гарячої сторони модулів  $T_r \approx 300$  °C досягається при  $T_G = 400$  °C та площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника  $S_R \approx 0,14$  м<sup>2</sup>.

### III. Фізична модель та математичний опис системи "ТЕБ - холодний теплообмінник"

Для визначення розподілу температур в холодних теплообмінниках нагрівника запропоновано фізичну модель (рис. 8), де процес передачі теплової потужності  $Q_{\text{вих}}$  від ТЕБ до двигуна здійснюється теплообміном між холодною стороною термобатареї і потоком рідкого теплоносія, який циркулює в каналах холодного теплообмінника з швидкістю  $v_r$  та температурами  $T_{\text{вх}}$  і  $T_{\text{вих}}$  відповідно на вході та виході

з теплообмінника.

Для пошуку розподілу температур в наведеній моделі використовували систему рівнянь теплового балансу, яка приймає наступний вигляд:

$$\begin{cases} -k\nabla T = 0 \\ rC_r (\mathbf{v}\nabla)T = 0 \\ \text{div}r\mathbf{v} = 0 \\ r\mathbf{F} - \nabla P + m\nabla^2\mathbf{r} + \frac{1}{3}m\nabla(\text{div}\mathbf{r}) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Аналогічно до (2) в системі рівнянь (4) для опису процесів, пов'язаних з переносом тепла в твердому тілі (термобатарея і теплообмінник) та рухомій рідині (теплоносії) застосовано закони Фур'є та закон теплопередачі для потоку рідини. Відповідно рівняння Нев'є-Стокса та рівняння неперервності описують рух теплоносія в каналах холодного теплообмінника.

Розв'язок системи рівнянь (4) реалізовувався в програмному середовищі «Comsol Multiphysics» чисельним методом скінченних елементів.

#### 3.1. Результати проектування холодного теплообмінника

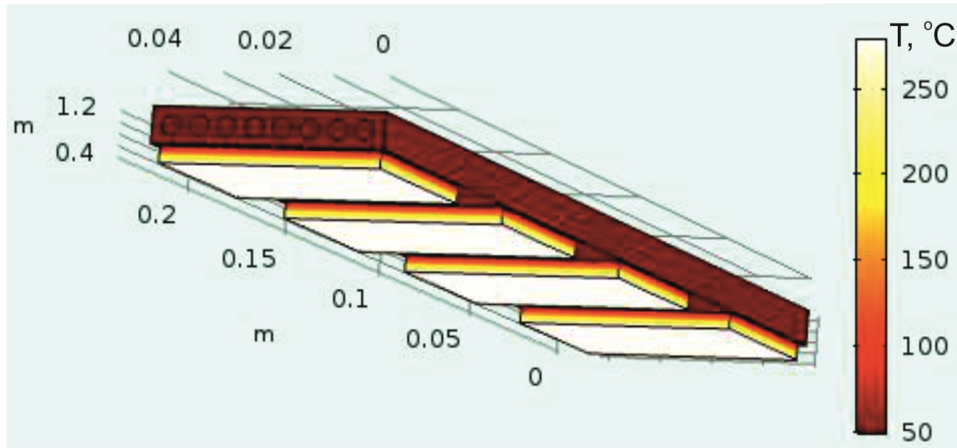


Рис. 9. Розподіл температур системи «ТЕБ - холодний теплообмінник».

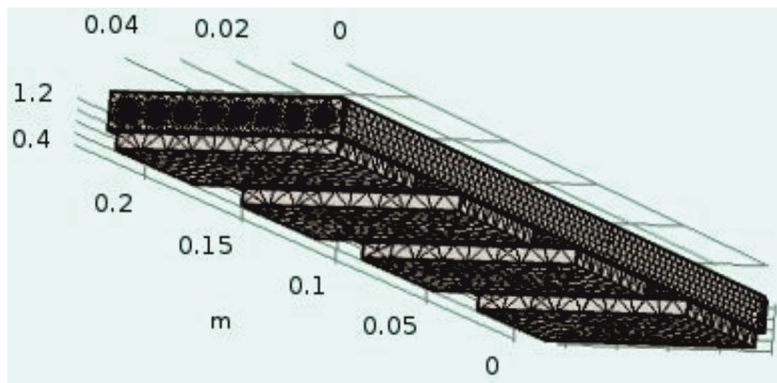


Рис. 10. Сітка методу скінченних елементів.

В процесі комп'ютерного проектування за вхідні дані використовувались наступні величини:

– температура гарячих спаїв термобатареї  $T_r = 300\text{ }^\circ\text{C}$ ;

– тепловий опір модуля  $\frac{1}{k_1} = 0,6\text{ м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$ .

– теплопровідність матеріалу холодного теплообмінника  $k_2 = 105\text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$ ;

– температура холодного теплоносія на вході в холодний теплообмінник  $T_{вх} = 50\text{ }^\circ\text{C}$ ;

– теплоємність теплоносія  $C_p = 3151\text{ Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ ;

– теплопровідність теплоносія  $k_3 = 0,34\text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$ .

– витрата теплоносія (згідно з експериментально встановленою витратно-напірною характеристикою циркуляційної помпи рідинного передпускового нагрівника Webasto LGW 300)  $g_T = (4; 5; 6)\text{ м}^3/\text{год}$ ;

– діаметр каналів  $d = (2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0)\text{ мм}$ ;

При проектуванні стік тепла задавався в місцях виходу теплоносія з теплообмінника, а на всіх інших границях накладено умови адіабатичної теплової ізоляції.

На рис. 9 - 10 наведено розподіл температур та сітка методу скінченних елементів системи «ТЕБ - холодний теплообмінник» для випадку  $g_T = 5\text{ м}^3/\text{год}$ ,  $d = 3,5\text{ мм}$ ;

З рис. 9-10 видно, що проектування здійснювалось з використанням фізичної моделі системи "ТЕБ - холодний теплообмінник", яка складається з чотирьох термоелектричних модулів та

чотирьох послідовно сполучених теплообмінників. Такий вибір зумовлений насамперед тим, що дана модель відображає найраціональніший спосіб комутації гідравлічного контуру термоелектричного передпускового нагрівника.

Отримані в результаті проектування розподіли температур дозволили встановити залежності теплової потужності  $Q_{вих}$  (рис. 11), що передається від ТЕБ до двигуна та різниці температур  $\Delta T$  теплоносія між входом і виходом з теплообмінника (рис. 12) від діаметру  $d$  та сумарної площі бічної поверхні каналів  $S_k$  холодних теплообмінників при різних витратах  $g_T$  теплоносія.

Як видно з одержаних залежностей, варіанти теплообмінників з  $g_T = 4\text{ м}^3/\text{год}$  і  $d < 2,8\text{ мм}$ ,  $g_T = 5\text{ м}^3/\text{год}$  і  $d < 3,5\text{ мм}$ ,  $g_T = 6\text{ м}^3/\text{год}$  і  $d < 3,8\text{ мм}$  розглядати недоцільно, оскільки вони не реалізуються циркуляційною помпою (штрих. лінія, рис. 11 і рис. 12).

Вибір оптимальної конструкції холодного теплообмінника серед технічно можливих рішень повинен задовольняти ряд вимог, спрямованих на забезпечення максимальної теплопередачі  $Q_{вих}$  від модулів до теплоносія, для швидкого прогріву двигуна автомобіля, та, відповідно, мінімальної температури теплоносія  $\Delta T$  між входом і виходом з теплообмінників для ефективної роботи модулів.

Оскільки при витратах теплоносія  $g_T = 5\text{ м}^3/\text{год}$  і  $g_T = 6\text{ м}^3/\text{год}$ , спостерігаються незначні розбіжності в

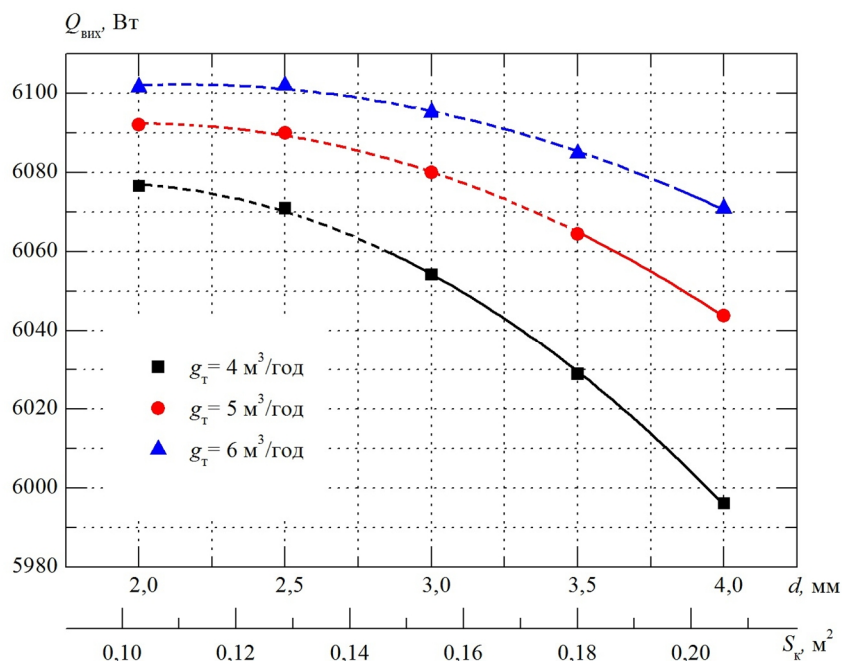


Рис. 11. Залежність теплової потужності  $Q_{\text{вих}}$  від діаметру  $d$  та сумарної площі бічної поверхні каналів  $S_k$  холодних теплообмінників.

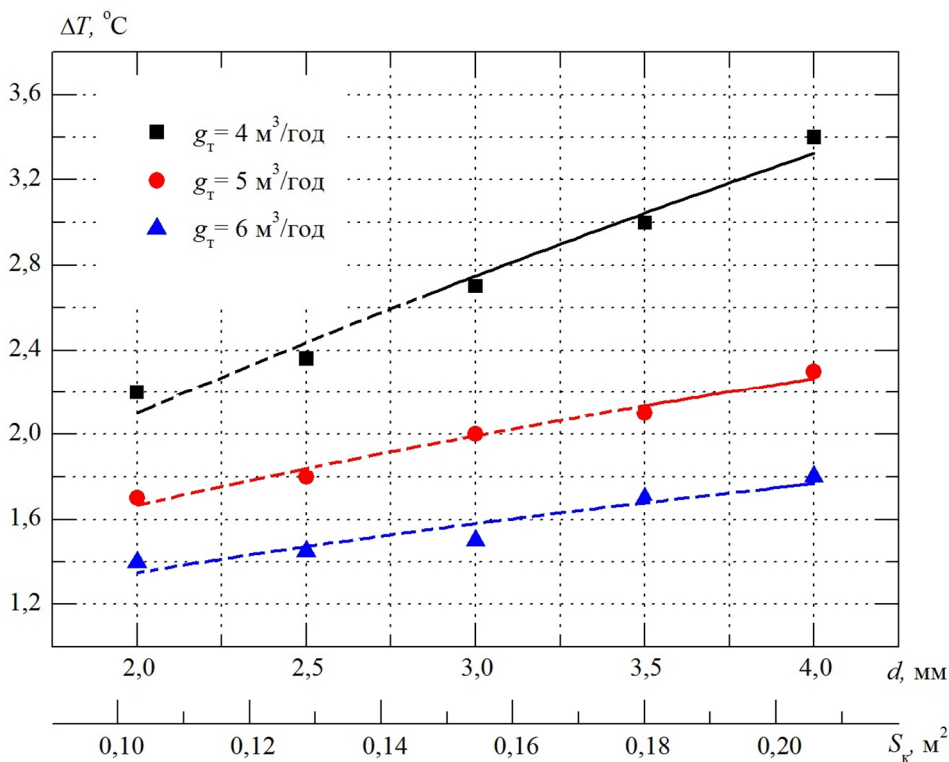


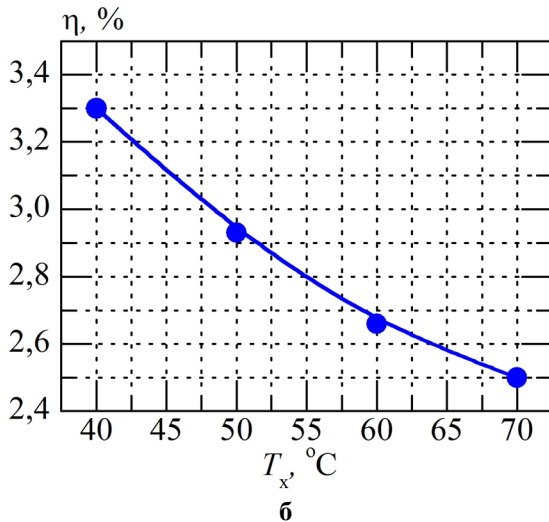
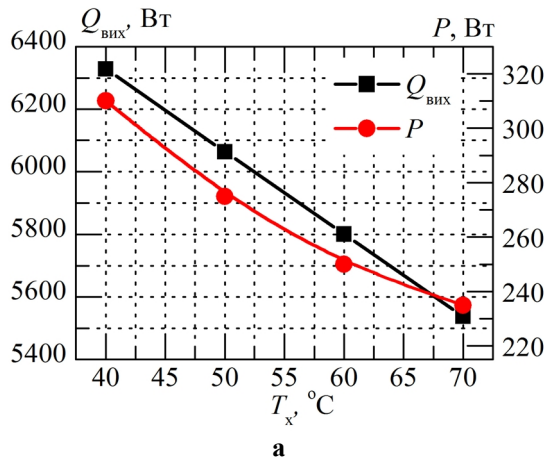
Рис. 12. Залежність різниці температур  $\Delta T$  теплоносія від діаметру  $d$  та сумарної площі бічної поверхні каналів  $S_k$  холодних теплообмінників.

значеннях теплової потужності (до 20 Вт) з практично рівними різницями температур, конструкцію холодного теплообмінника раціонально визначати, в першу чергу, з точки зору ККД циркуляційної помпи, який при  $g_T = 5 \text{ м}^3/\text{год}$  і  $d = 3,5 \text{ мм}$  є максимальним (робоча точка помпи).

Тому для подальших досліджень обрано варіант теплообмінника з геометрією каналу  $d = 3,5 \text{ мм}$

сумарною площею бічної поверхні  $S_k = 0,18 \text{ м}^2$  та витратою  $g_T = 5 \text{ м}^3/\text{год}$ , що дозволяють забезпечити теплопродуктивність нагрівника на рівні  $Q_{\text{вих}} = (6 - 6,1) \text{ кВт}$  при  $\sim 2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Результати проектування основних конструктивних вузлів і оптимальних режимів роботи компонент нагрівника дозволяють встановити залежність теплової, електричної потужності та ККД приладу в стаціонарному режимі для керованого



**Рис. 13.** Залежність теплової потужності  $Q_{\text{вих}}$  від діаметру  $d$  та сумарної площі бічної поверхні каналів  $S_k$  холодних теплообмінників.

інтервалу температур теплоносія  $T_x = 40 - 70 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 13).

Як видно з представлених на рис. 13 даних, максимальна тепла та електрична потужність нагрівника досягаються при температурі холодного теплоносія  $T_x = 40^\circ\text{C}$  та становлять  $Q_{\text{вих}} = 6,3 \text{ кВт}$  і  $P = 310 \text{ Вт}$ . При цьому ефективність

термоелектричного перетворення  $\eta$  знаходиться на рівні 3,3 %.

З підвищенням температури  $T_x$  спостерігається зниження енергетичних характеристик нагрівника, відповідно, до  $Q_{\text{вих}} = 5,5 \text{ кВт}$  і  $P = 230 \text{ Вт}$  при  $T_x = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ , що зв'язано з поступовим прогрівом теплоносія і, як наслідок, зменшенням перепаду температур між сторонами термоелектричної батареї. В цих умовах мінімальне значення ККД нагрівника складає  $\sim 2,5 \%$ .

Таким чином, якщо врахувати, що споживана електрична потужність компонент рідинних передпускових нагрівників для транспортних засобів з об'ємом двигуна більшим 10 л. в середньому становить близько 200 Вт [8] використання розробленого варіанту нагрівника дозволяє забезпечити їх автономну роботу. Крім того надлишок електрики може використовуватись для підзарядки акумулятора.

## Висновки

1. Показано, що максимальний робочий рівень температур гарячої сторони модулів нагрівника досягається при потужності джерела тепла 9,4 кВт, швидкості подачі повітря в камеру згорання 3,5 м/с та площі теплоприймальної поверхні теплообмінника 0,14 м<sup>2</sup>.

2. Встановлено, що найраціональнішою конструкцією холодного теплообмінника нагрівника є варіант з геометрією каналу 3,5 мм сумарною площею бічної поверхні 0,18 м<sup>2</sup> та витратою теплоносія 5 м<sup>3</sup>/год.

3. Визначено, що за температури гарячої сторони 300 °C та інтервалу температур холодного теплоносія (40 - 70) °C, тепла та електрична потужність нагрівника складають відповідно (6,3 - 5,5) кВт та (310 - 230) Вт. При цьому ефективність термоелектричного перетворення знаходиться в межах (3,3 - 2,5) %.

**Максимук М.В.** - молодший науковий співробітник.

- [1] Л.М. Матюхин, Теплотехнические устройства автомобилей (МАДИ, Москва, 2009).
- [2] В.С. Найман, Все о предпусковых обогревателях и отопителях (АСТ, Москва, 2007).
- [3] V. Mykhailovsky, M. Maksymuk, Journal of Thermoelectricity 3, 18 (2015).
- [4] L. Anatychuk, V. Mykhailovsky, M. Maksymuk, I. Andrusiak, Journal of Thermoelectricity 4 (2016).
- [5] M. Maksymuk, Journal of Thermoelectricity 1, 53 (2017).
- [6] [www.comsol.com](http://www.comsol.com).
- [7] V. Mykhailovsky, M. Maksymuk, Journal of Thermoelectricity 1, 50 (2016).
- [8] V. Mykhailovsky, M. Maksymuk, Journal of Thermoelectricity 4, 66 (2015).



М.В. Максимук

M.V. Maksymuk

## **Design of Thermoelectric Starting Pre-Heater on Gas Fuel**

*Institute of Thermoelectricity of the NAS and MES of Ukraine, Chernivtsi, Ukraine, e-mail: [anatykh@gmail.com](mailto:anatykh@gmail.com)*

This paper presents the results of computer simulation of thermoelectric starting pre-heater on liquefied gas fuel for easier starting of vehicle engines under low ambient temperatures. The physical model of the heater is presented, its mathematical description is given, the method and results of calculations of the main energy and structural characteristics of the device in the software environment "Comsol Multiphysics" are presented.

It is shown that the use of the thermoelectric converter as a source of electric energy provides autonomous operation of the heater components and allows solving the problem of discharging the vehicle battery during the operation of the pre-start equipment.

**Key words:** starting pre-heater, thermoelectric generator, computer simulation, physical model.