

УДК 621.43

**Використання двигуна Стірлінга для утилізації теплоти відхідних газів автомобільного
дизельного двигуна**

Автори: *Мінчев Д. С., Нагірний А. В., Реппа Д. В., Національний університет
кораблебудування імені адмірала Макарова*

Використання поршневих та комбінованих двигунів внутрішнього згоряння на автомобільному транспорті зумовлене їх високою ефективністю (найбільшою серед теплових двигунів) при роботі як на розрахунковому режимі роботи, так і на часткових та перехідних режимах. Зважаючи на вичерпність запасів нафти, подальше підвищення ефективності двигунів є, безсумнівно, важливою задачею, що стоїть перед конструкторами.

Однією з найбільших втрат теплоти згоряння палива, яку важко утилізувати, є втрати теплоти з відхідними газами, на рис. 1 представлена залежність теплових втрат енергії з відхідними газами для режиму ЗШХ двигуна ЯМЗ 650.10. Застосування турбокомпресору дозволяє частково використати енергію відхідних газів, але турбіна турбокомпресору може працювати лише при наявності перепаду тиску на вході та виході з турбокомпресора. Так, при роботі дизельного двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики температура газів на вході в турбіну турбокомпресора становить $T_t = 750...1000$ К, а температура газів за турбіною при цьому $T_{zt} = 600...850$ К, на рис. 2 вказана залежність температури та витрати вихідних газів від частоти обертання колінчастого валу двигуна ЯМЗ 650.10. Втрати теплоти з відхідними газами сягають до 25...35 % від теплоти згоряння палива в циліндрах. Поза всяким сумнівом задача корисного використання цієї дуже значної кількості енергії є актуальною.

Одним з можливих способів утилізації даної енергії є застосування двигунів з зовнішнім підведенням теплоти. В даній роботі розглядається можливість застосування двигуна Стірлінга для утилізації теплоти відхідних газів дизельного двигуна ЯМЗ-650.10 (типу 6ЧН 12,3/15,6), якій застосовується на магістральному вантажному автомобілі МАЗ-6430.

В даній роботі розглядається питання доцільності застосування двигуна Стірлінга для утилізації енергії відхідних газів на прикладі силової установки вантажного автомобіля МАЗ-6430.

Двигун ЯМЗ-650.10 (типу 6ЧН 12,3/15,6) – 6-циліндровий дизельний двигун обладнаний системою газотурбінного наддуву та системою впорскування палива Common Rail. Робочий об'єм двигуна складає – 11,12 л, ступінь стиснення – 16,4, номінальна потужність не менше 303

кВт (412 к.с.), частота обертання колінчатого валу при номінальній потужності – 1900 хв^{-1} , максимальний крутний момент не менше – 1870 Н·м , при частоті обертання колінчатого валу двигуна – $1200 \pm 100 \text{ хв}^{-1}$. Мінімальна питома витрата пального при частоті обертання $1300 \pm 100 \text{ хв}^{-1}$ – $194,5 \text{ г/кВт·год}$, при номінальній потужності – $217,5 \text{ г/кВт·год}$. Діапазон робочих обертів двигуна $700 \pm 50 - 2400 \pm 50 \text{ хв}^{-1}$ [1].

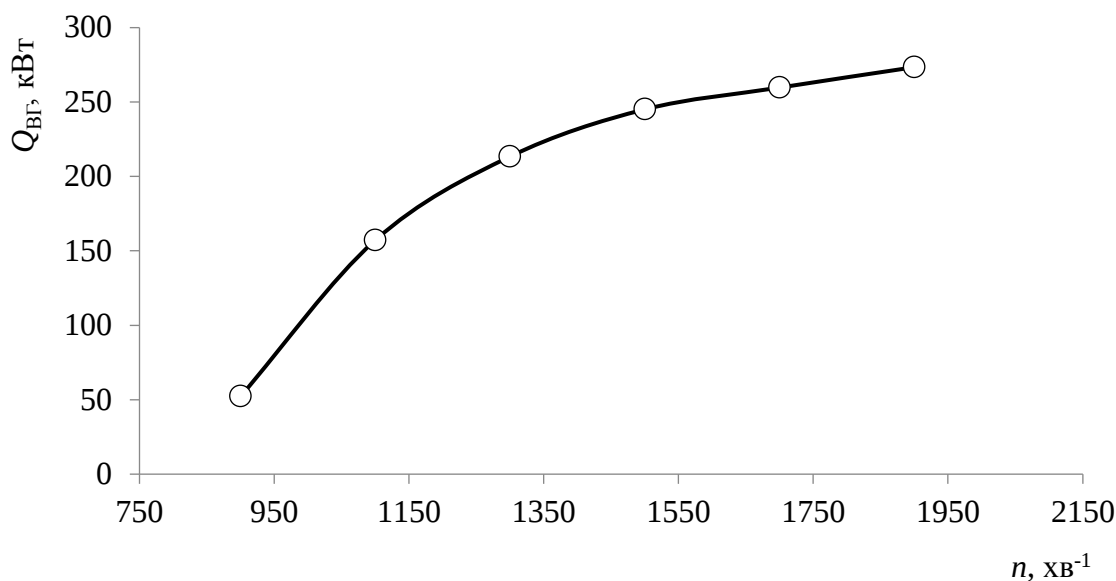


Рис. 1. Потужність теплових втрат енергії з відхідними газами двигуна.

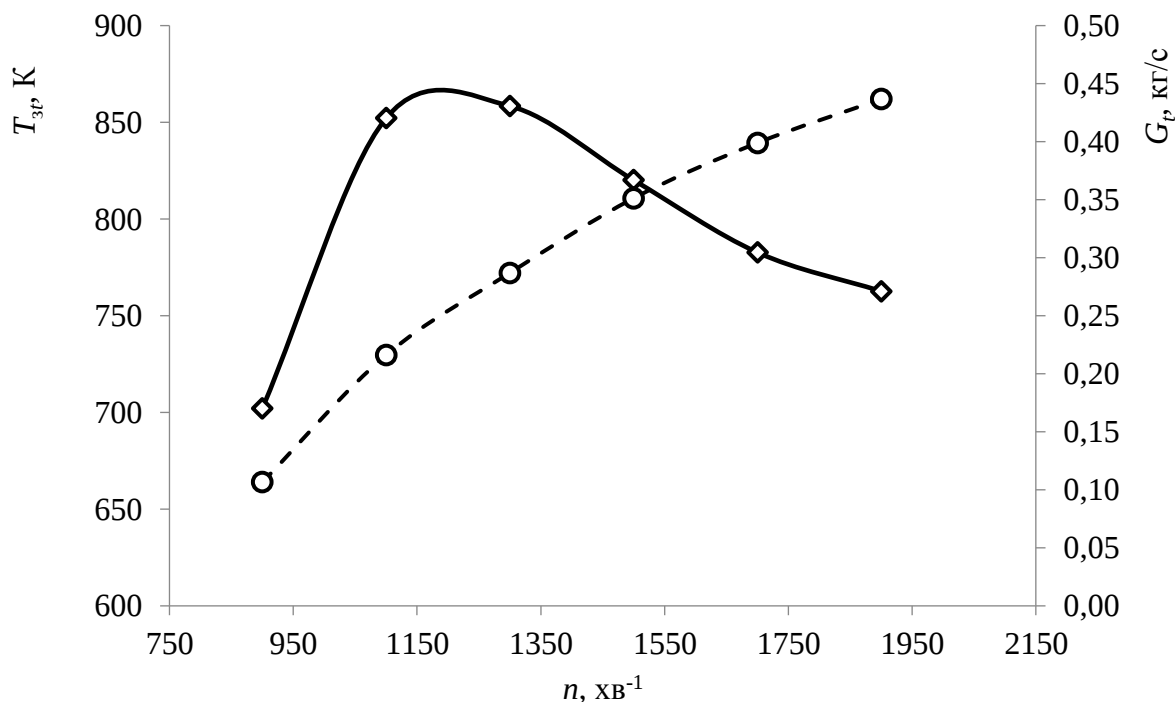


Рис. 2. Залежність температури відхідних газів за турбіною турбокомпресора T_{zt} (—) та витрати відхідних газів G_t (- - - -) від частоти обертання колінчастого валу для режимів ЗШХ двигуна ЯМЗ 650.10.

Математична модель двигуна Стірлінга з двостороннім робочим процесом, що виконаний за α -схемою базується на квазістаціонарному представленні робочих процесів у взаємодіючих відкритих термодинамічних системах, на які поділяється двигун, а саме «Гарячий циліндр двигуна», «Холодний циліндр двигуна», «Нагрівач», «Регенератор», «Охолоджувач».

Вказані відкриті термодинамічні системи обмінюються одна з одною робочим тілом та енергією (у вигляді теплоти або роботи). Для розрахунку робочого процесу у відкритих термодинамічних системах використовується універсальна система диференціальних рівнянь, яка складається з рівняння збереження енергії у формі першого закону термодинаміки, рівняння стану ідеального газу (можливе також використання рівняння стану для реального газу) та рівняння масового балансу[4].

Для визначення основних параметрів двигуна Стірлінга в якості пріоритетного режиму роботи було обрано режим ЗШХ двигуна $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$, $M_e = 1870 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_{zt} = 858 \text{ К}$, $G_t = 0,268 \text{ кг/с}$. В якості робочого тіла двигуна прийняте атмосферне повітря, незважаючи на те, що експериментами і розрахунками доводиться значно більша ефективність застосування одноатомних газів, таких як гелій та водень. Використання повітря суттєво полегшує задачу створення ефективних ущільнень під поршневої порожнини двигуна.

Іншим обмежувальним фактором при проектуванні двигуна є значення середнього за цикл p_{cp} та максимального p_{max} тиску робочого тіла в циліндрі. Відомо, що найбільш ефективні зразки двигуна Стірлінга характеризувалися такими значеннями цих параметрів: $p_{cp} = 15...25 \text{ МПа}$, $p_{max} = 30...50 \text{ МПа}$ [2,3]. Проте реалізація робочого циклу з такими надвисокими значеннями тиску є складною через необхідність забезпечення міцності деталей циліндро-поршневої групи, теплообмінних апаратів, та розробки ефективних ущільнень. Отже для зменшення вартості двигуна нами було введено обмеження на рівні $p_{max} = 9 \text{ МПа}$.

При пошуку раціональних параметрів двигуна також була поставлена умова досягнення максимальної компактності установки. З цих міркувань була обрана α -схема двигуна Стірлінга з двостороннім робочим процесом.

На параметри двигуна Стірлінга суттєвий вплив має значення частоти обертів колінчастого валу. Принципово, значення даного параметра для двигуна утилізаційного контуру може бути довільним. Для визначення доцільної частоти обертання валу двигуна Стірлінга

було здійснене відповідне моделювання, результати якого наведені на рис. 3 та в таблиці 1.

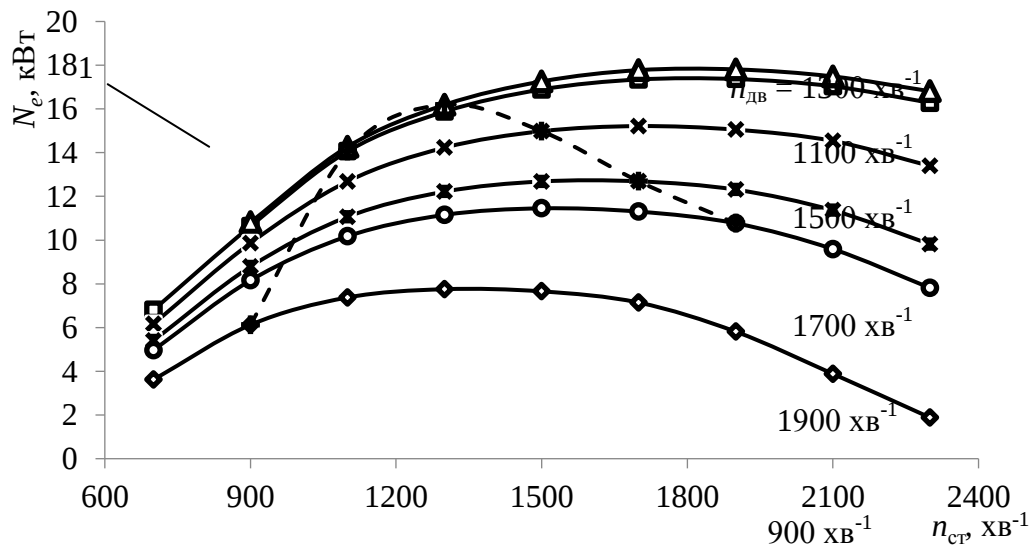


Рис. 3. Графік залежності ефективної потужності від обертів двигуна Стірлінга для різних режимів 3ШХ двигуна ЯМЗ-650.10. 1 – при постійному відношенні обертів Стірлінга до обертів ДВЗ $n_{ст}/n_{дв} = 1$.

Таблиця 1. Основні параметри та результати розрахунків двигуна Стірлінга

№	Параметр	Розмірність	Значення	Найменування
Параметри, характеризуючі кінематику поршней				
1	$n_{ст}$	хв ⁻¹	1500	Частота обертання колінчастого валу
2	$i_{ц}$		8	Число робочих циліндрів
3	$S_{г}$	м	0,06	Хід «гарячого» поршня
4	$D_{г}$	м	0,045	Діаметр «гарячого» поршня
5	$S_{х}$	м	0,06	Хід «холодного» поршня
6	$D_{х}$	м	0,045	Діаметр "холодного" поршня
7	$d_{шт}$	м	0,012	Діаметр штока поршня
8	φ_3	град. п.к.в.	90	Кут здвигу кривошипів гарячої та холодної порожнини
Параметри робочого тіла				
9	$m_{рт}$	кг	0,00325	Маса робочого тіла в двигуні

Результати розрахунків

10	N_e	кВт	17,3	Ефективна потужність двигуна
11	M_e	Н·м	110,19	Ефективний крутний момент двигуна
12	η_i		0,2096	Індикаторний ККД
13	η_m		0,712	Механічний ККД двигуна
14	p_i	кПа	616,19	Середній ефективний тиск циклу
15	$p_{\max}$	кПа	8960,8	Максимальний тиск в циліндрах двигуна
16	Q_H	кВт	115,94	Сумарна потужність підведена до РТ в нагрівачі
17	Q_X	кВт	77,08	Сумарна потужність відведена від РТ в охолоджувачі

Висновки по роботі.

В результаті виконаних досліджень отримані наступні висновки:

1. Показано, що використання утилізаційного контуру на базі двигуна Стірлінга для утилізації теплоти відхідних газів дизельного двигуна вантажного автомобіля дозволяє на режимах зовнішньої швидкісної характеристики отримати приріст потужності комбінованої силової установки на 5...7%.
2. Запропонована раціональна схема реалізації двигуна Стірлінга, визначені раціональні параметри робочого тіла та основні геометричні параметри двигуна.
3. Визначні раціональні значення для кута здвигу кривошипів холодної та гарячої порожнини двигуна Стірлінга, отримані діаграми залежності параметрів двигуна від кута здвигу кривошипів при різних режимах роботи двигуна внутрішнього згоряння.
4. Показано, що збільшення ефективності використання двигуна Стірлінга може бути досягнуте при застосуванні безступінчастої трансмісії з можливістю плавного варіювання передаточним відношенням. Проте при використанні фіксованого передаточного відношення 1:1 між частотою ДВЗ та двигуна Стірлінга зменшення показників двигуна Стірлінга не перевищує 10 %.
5. Запропонована конструкція двигуна Стірлінга у вигляді ескізного креслення.
6. Розроблена математична модель робочого циклу двигуна Стірлінга з двостороннім робочим процесом, яка базується на вирішенні систем диференціальних рівнянь, що описують параметри робочого тіла у взаємодіючих відкритих термодинамічних системах.

Список літератури

1. Силовые агрегаты ЯМЗ-650, ЯМЗ-6501, ЯМЗ-6502 Руководство по эксплуатации [Текст]. – Ярославль, 2008 – 113 с.
2. Уокер Г. Двигатели Стирлинга [Текст]/Сокр. пер. с англ. Б. В. Сутугина и Н. В. Сутугина.—М.: Машиностроение, 1985.—408 с.
3. Ридер, Г., Хупер, Ч. Двигатели Стирлинга[Текст] / Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 464с.
4. Варграфтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. - 721 с.