

УДК 662.987.697.7

П.О. Котов

Одеський національний політехнічний університет, пр. Шевченка, 1, Одеса, 65044

ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕГЕНЕРАТОРА ТЕПЛОТИ ДВИГУНА СТИРЛІНГА

Виконано аналіз процесу регенерації тепла в двигуні Стирлінга. Розглянуто характер впливу регенерації на коефіцієнт корисної дії та потужність двигуна Стирлінга. Показано, як теплова ефективність двигуна змінюється при зміні конструктивних характеристик насадки регенератора.

Ключові слова: Двигун Стирлінга – Регенератор – Тепловий процес – Ефективність

П.А. Котов

Одесский национальный политехнический университет, пр. Шевченко, 1, Одесса, 65044

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГЕНЕРАТОРА ТЕПЛОТЫ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Выполнен анализ процесса регенерации тепла в двигателе Стирлинга. Рассмотрен характер влияния регенерации на коэффициент полезного действия и мощность двигателя Стирлинга. Показано, как тепловая эффективность двигателя изменяется при изменении конструктивных характеристик насадки регенератора.

Ключевые слова: Двигатель Стирлинга – Регенератор – Тепловой процесс – Эффективность

P.A. Kotov

Odessa National Polytechnic University, 1 Shevchenko str., Odessa, 65044

EFFECTIVENESS OF STIRLING ENGINE HEAT REGENERATOR

The analysis of the heat regeneration process in the Stirling engine is carried out. The impact of the regeneration on the performance coefficient and capacity of Stirling engine is considered. How the thermal efficiency of the engine changes in the case of the nozzle design characteristics of the regenerator changing is shown.

Keywords: Stirling engine – Regenerator – Thermal process – Efficiency

I. ВСТУП

Двигун Стирлінга (ДС) має особливі переваги – це двигун зовнішнього згоряння, який відрізняється від традиційних теплових двигунів, де паливо спалюється усередині двигуна. Тепло надходить до ДС від зовнішнього джерела згоряння (наприклад, біогазу), змушуючи робоче тіло (наприклад, гелій), розширюватися й рухати один із двох поршнів (робочий) усередину циліндра. Другий поршень (витискувач), переміщає газ у холодну зону, де він знову стискається робочим поршнем [1]. Витискувач переміщує стиснутий газ в гарячу область і цикл повторюється. ДС має менше рухомих частин, ніж інші теплові двигуни, відсутні клапани, кулачки, паливні інжектори й інші типи систем запалювання. Тому ДС працює тихіше, ніж інші двигуни, що є результатом безупинного згоряння палива.

Аналіз сучасних двигунів зовнішнього згоряння, що працюють по замкнутому термодинамічному циклу, в якому процеси стиснення і розширення відбуваються на різних температурних рівнях, а управління потоком робочого тіла здійснюється шляхом зміни його об'єму, показує,

що ДС малої потужності не відповідають сучасним вимогам, бо мають велику матеріалоемність, низький коефіцієнт корисної дії (ККД) і малий моторесурс. Одним з найбільш ефективних рішень щодо підвищення ефективності ДС є використання регенератора теплоти. Розглянемо, як конструктивні характеристики регенератора теплоти впливають на ККД ДС.

II. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕГЕНЕРАТОРА ДВИГУНА СТИРЛІНГА

Основними частинами двигуна є кривошипно-шатунний механізм, нагрівач, охолоджувач і регенератора. Існує ~ 280 конфігурацій ДС на основі приводного механізму, типу і розташування теплообмінників й робочої рідини. Теплообмінники є найбільш важливими частинами ДС, а саме це нагрівач, регенератор і охолоджувач, конструкція і конфігурація яких впливає на роботу двигуна. Теплообмінники головним чином впливають на експлуатаційні характеристики ДС [2]. У більшості конструкцій ДС головну увагу приділяють конструкції регенератора і другорядне – конструкціям нагрівача і холодильника. Тому

процеси теплопередачі при підводі і відводі теплоти здійснюються незадовільно. Це обумовлює інтерес до конструкції регенератора з метою проведення експериментів, спрямованих на підвищення ефективності регенераторів.

Ефективність регенератора теплоти визначає ефективність двигуна, але обмежується характеристиками конструкційних матеріалів. Для високої продуктивності, регенератори повинні бути теплоізовані в напрямку градієнта температури (осьовому), швидко обмінюватися теплою з робочою рідиною та мати мінімальний мертвий об'єм в регенераторі, тому що мертвий об'єм знижує коефіцієнт стиснення двигуна. Потік газу, що проходить через матрицю насадки регенератора долає опір через в'язкі втрати, які необхідно зменшувати.

Аналіз шляхів та методів підвищення ефективності регенератора ДС показує, що найбільш серйозні ускладнення пов'язані з високим значенням коефіцієнта тертя робочої рідини, який можна зменшити за рахунок зміни пористості (\bar{v}) та діаметра дроту (d_T) матриці (рисунки 1, 2), при цьому провідність матеріалу «таблетки» регенератора не має істотного впливу на продуктивність і теплову ефективність.

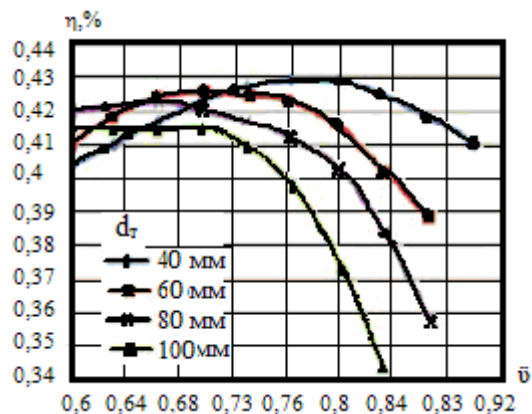


Рисунок 1 – Залежність ККД від коефіцієнту пористості та діаметру дроту

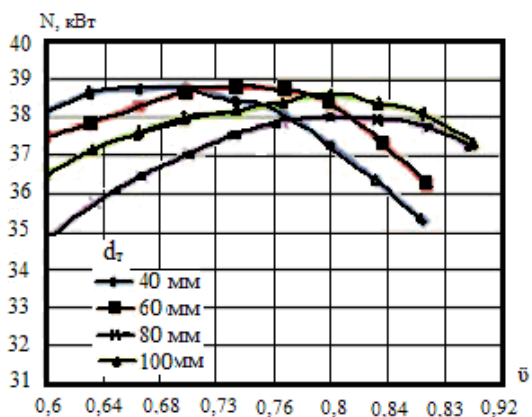


Рисунок 2 – Залежність потужності від коефіцієнту пористості та діаметру дроту

Аналіз графіків (рисунки 1, 2) показує, що продуктивність регенератора залежить від пористості ($\bar{v} = 0,60 \dots 0,76$), при цьому, збільшення пористості спочатку приводить до збільшення потужності і ефективності, через зменшення тертя рідини, а подальше збільшення пористості призводить, навпаки, до зниження ККД двигуна. Отже, оптимальні значення ККД можна отримати з урахуванням взаємного впливу двох впливових чинників (\bar{v} та d_T) – чим більше діаметр, тим більш щільна пористість.

Продуктивність регенератора можна збільшити шляхом зміни конструкції матриці насадки, але для більш детального з'ясування цього питання необхідно провести експериментальні дослідження. Попередні уявлення про вплив на співвідношення продуктивності можна отримати з рисунків 3 і 4, де довжина дротів L і їх діаметр d_T різні для двох матриць насадки регенератора (1 м і 0,50 м, відповідно) [3].

Обидва випадки показують, що потужність двигуна постійно зростає, при зменшенні довжини дротів регенератора. При певній довжині при збільшенні отворів, в результаті зменшення тертя, потужність спочатку зростає, але після певного моменту це збільшення стає менш інтенсивним. Ефективність підвищується за рахунок скорочення довжини регенератора, що приводить до зменшення втрат через тертя рідини. Подальше скорочення довжини призводить до збільшення втрат провідності і зниження ефективності регенератора. Підвищення ефективності регенератора спостерігається при збільшенні отворів, але також збільшує втрати провідності [4].

Зіставлення графіків (рисунки 3, 4) показує, що найбільш оптимальним рішенням є використання більш тонких дротів матриці насадки регенератора, наприклад рисунок 3, де матриця складається з дротів $d_T = 0,50$ м, довжиною 0,001 – 0,002 м. При побудові цих кривих єдиним чинником, що обмежує зменшення довжини і збільшення отворів були втрати провідності.

Даних, які представлені на рисунках 3 і 4, не вистачає для визначення оптимальної конструкції регенератора, де всі первинні змінні можуть змінюватися вільно, хоча це вказує на область, в якій можна очікувати оптимальні зміни. Якщо отвір регенератора береться в якості фіксованого, подальше поліпшення в порівнянні з початковою точкою конструкції можуть бути отримані при скороченні матриці насадки регенератора, що може бути зроблено без необхідності істотних змін в решті частини двигуна. Цей варіант був досліджений шляхом зміни \bar{v} та d_T для діапазону довжин матриці від 0,20 до 0,50 м. Було виявлено, що оптимальна пористість матриці і діаметр дроту залежить від довжини матриці, чим коротше матриця, тим щільніше оптимальне ущільнення і тонкі дроти. Висота оптимальної конструкції не змінювалася, як і його положення, при довжині 0,25 м, чиста вигода отримана з

матриці, що має діаметр дроту 0,60 м і пористість 0,72 була майже рівною матриці з діаметром дроту 0,70 м і пористість 0,74, хоча баланс між потужністю та ефективністю був різним у кожному окремому випадку. Оптимальні характеристики конструкції мають довжину регенератора 0,25 м, діаметр дроту 0,60 м і пористість 0,72.

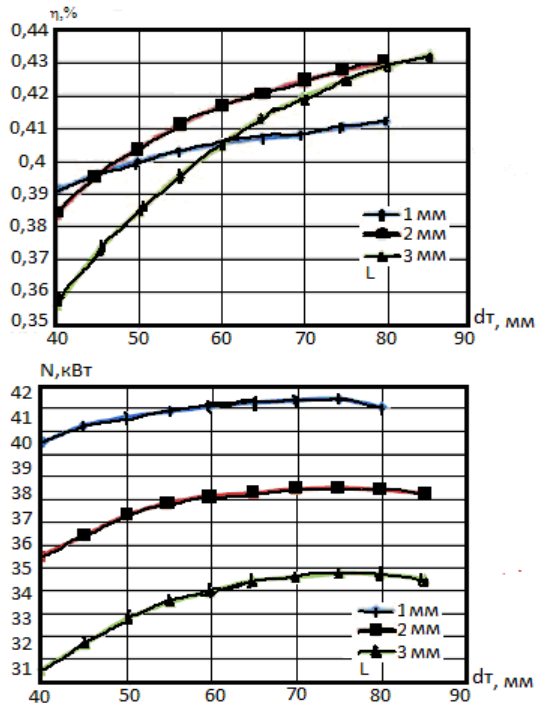


Рисунок 3 – Характеристики матриці насадки регенератора при зміні L та $d_m = 0,50$ м

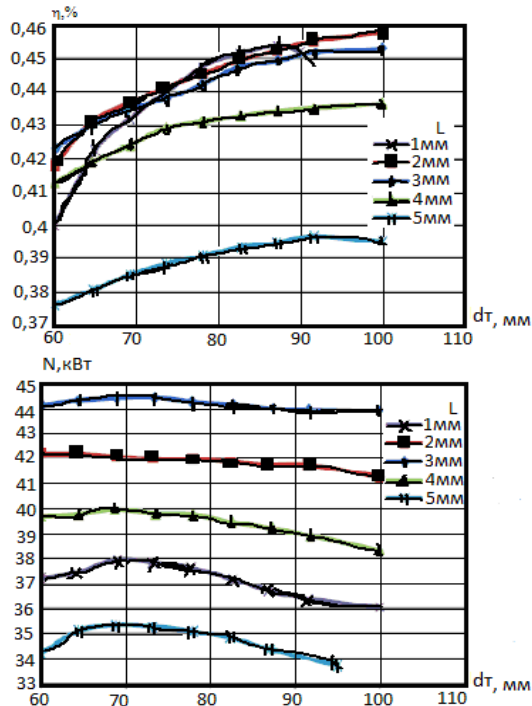


Рисунок 4 – Характеристики матриці насадки регенератора при зміні L та $d_m = 1$ м

III. АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ РЕГЕНЕРАТОРА ДВИГУНА СТИРЛІНГА

Умови роботи регенератора в реальному двигуні значно відрізняються від передбачуваних умов, які зазвичай розглядаються за ідеальної регенерації теплоти, яка може бути досягнута в разі, коли одна з двох температур робочого тіла або на вході в насадку регенератора (температура в кінці процесу розширення) або на виході з неї (температура в кінці процесу стиснення) залишається постійною. Такий випадок можливий при нескінченно повільному протіканні процесів або, коли коефіцієнт тепловіддачі або поверхня теплообміну нескінченно великі величини, а також у тих випадках, коли теплоємності робочого тіла і насадки відповідно рівні нулю і нескінченно великі величини. А в реальному ДС температура робочого тіла на вході в насадку не постійна, а періодично змінюється, тому що процеси стиснення і розширення не ізотермічні. Температура на виході з насадки регенератора також змінюється, що обумовлено не тільки її періодичною зміною на вході, а й обмеженими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі і поверхні теплообміну насадки, що призводять до кінцевих швидкостей тепловіддачі. Інші параметри потоку робочого тіла на вході в насадку (або на виході з неї) не постійні, а безупинно змінюються: тиск, щільність і швидкість змінюються в широких межах, а зміна температури відбувається в більш обмеженому діапазоні.

Робота регенератора може розглядатися при різних умовах, проте найбільший інтерес представляє усталений циклічний режим його роботи. Цей режим характеризується тим, що в результаті повторюваного нагріву і охолодження протягом постійного часу циклу, що складається з двох періодів (нагрівання і охолодження), температура в будь-якій точці робочого тіла (або насадки) набуває колишнє значення (тобто таке ж, яке було в такій же момент попереднього циклу). Для поліпшення процесів теплообміну і встановлення мінімальної різниці температур між насадкою і робочим тілом необхідно забезпечити максимальну поверхню теплообміну між насадкою і робочим тілом. Отже, насадка повинна бути багат шаровою бажано, щоб її теплопровідність була максимальною у напрямку, що перпендикулярний напрямку руху потоку, і мінімальною у напрямку руху потоку.

Недосконалість процесу регенерації впливає на всі характеристики ДС, однією з найголовніших завдань при проектуванні ДС є скорочення теплових втрат всіх теплообмінників. Розрахунок теплових втрат у регенераторі можна провести за нижчевикладеною моделлю.

Ефективність регенератора

$$\mu_p = \frac{\frac{\alpha_p \cdot F_{\text{пов.рег}}}{W_p}}{\left(\frac{\alpha_p \cdot F_{\text{пов.рег}}}{W_p} + 2 \right)} \quad (1)$$

де α_p – середнє значення коефіцієнта тепловіддачі у регенераторі за цикл, кВт/(м²·К); $F_{\text{пов.рег}}$ – поверхня теплообміну між газом і насадкою регенератора, м²; W_p – водяний еквівалент газу в регенераторі, кВт/(м·К).

$$\alpha_p = \frac{0,05 \cdot \text{Re}_p^{0,85} \cdot \lambda_r \cdot (1 - \Pi)}{\Pi \cdot d_T} \quad (2)$$

$$F_{\text{пов.рег}} = \frac{\pi \cdot (1 - \ddot{v}) \cdot d_{\text{пер}}^2 \cdot l_{\text{пер}}}{\Pi \cdot d_{\text{пр}}} \quad (3)$$

$$W_p = \frac{dM_p}{dt} \cdot C_p \quad (4)$$

У рівняннях (2) – (4) Re_p – середньо-інтегральне значення числа Рейнольдса у регенераторі за цикл; \ddot{v} – пористість регенератора; d_T – діаметр дроту, м; $d_{\text{пер}} \cdot l_{\text{пер}}$ – діаметр та висота регенератора, м; $\frac{dM_p}{dt}$ – середня масова витрата газу у регенераторі за цикл, кг/с.

$$\frac{dM_p}{dt} = \frac{1}{T_r} \cdot \int_0^{T_r} \left(\frac{dM_p}{dt} \right) \cdot dt \quad (5)$$

Втрати в регенераторі обумовлені трьома причинами – циклічним нагріванням і охолодженням ($\Delta Q_{\text{РН}}$), кВт/м²; зміною температури насадки по довжині регенератора ($\Delta Q_{\text{ИТС}}$), кВт/м²; зміною температури насадки в часі ($\Delta Q_{\text{ТС}}$), кВт/м², тобто

$$\Delta Q_p = \Delta Q_{\text{РН}} + \Delta Q_{\text{ИТС}} + \Delta Q_{\text{ТС}} \quad (6)$$

$$\text{де: } \Delta Q_{\text{РН}} = \frac{C_v \cdot (T_e - T_c) \cdot \alpha_p \cdot F_{\text{пов.рег}}}{C_p \cdot \left(\frac{\alpha_p \cdot F_{\text{пов.рег}}}{\frac{dM_p}{dt} \cdot C_p} + 2 \right)} \quad (7)$$

$$\Delta Q_{\text{ИТС}} = \frac{\tau_r \cdot \frac{dM_p}{dt} \cdot C_p \cdot (T_n - T_x)}{2} \quad (8)$$

$$\Delta Q_{\text{ТС}} = \frac{\Delta Q_{\text{ТС}}}{2} \cdot \left(\frac{P_n \cdot C_p}{\lambda_n} \right) \cdot \frac{L_{\text{пер}}^2}{\tau_{\text{пер}}} \quad (9)$$

У рівняннях (7) – (9) T_e , T_c , T_n , T_x – температури робочого тіла у порожнинах ДС, °С; C_v , C_p – питома теплоємність робочого тіла, Дж/(кг · °С); λ_n – теплопровідність матеріалу таблеток регенератора, кВт/(м·К); P_n – тиск робочого тіла, МПа; $\tau_{\text{пер}}$ – температурний фактор мертвого об'єму.

Аналітичне розв'язання вказаних рівнянь є досить складним, краще застосовувати числові методи моделювання з використанням експериментальних даних. Отже, необхідні глибокі та всебічні попередні дослідження. Крім того, створення дослідних примірників регенераторів ДС супроводжується технологічними труднощами та потребує значних капітальних витрат.

IV. ВИСНОВКИ

Для оптимізації конструкції регенератора ДС в процесі розрахунку, з метою отримання більшого значення ККД та потужності, необхідно мати детально розроблену конструкцію матриці насадки регенератора та великий масив статистичних даних по роботі двигуна.

На ефективність регенератора ДС впливають теплові втрати, які пов'язані з циклічним нагріванням і охолодженням, зміною температури насадки по довжині регенератора і зміною температури насадки в часі, а також втрати пов'язані з тертям рідини, але одним з найважливіших аспектів є мертвий об'єм, величина якого впливає на відношення максимального об'єму робочої порожнини до мінімального, а це, у свою чергу, безпосередньо співвідношення екстремальних значень тиску, тому подальші дослідження необхідно приділити саме цьому питанню.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Ридер Г.** Двигатели Стирлинга / Г. Ридер, Г. Хупер // Пер с англ. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
2. **Reader, G.T.** Stirling Engines / G.T. Reader, G.Hooper, // London: Cambridge University Press, U.K., 1983. – 396 p.
3. **Zarinchang, J.** Some Theoretical and Experimental Aspects of The Stirling Engine / J. Zarinchang // University of Reading, Reading, Berkshire, U.K., 1972. – 56 p.

4. **Shigley, J.E.** Mechanical engineering Design / J.E. Shigley, Ch. R. Mischke, // New York: McGraw Hill, Inc. Sixth Edition, 2001. – 74 p.

REFERENCES

1. **Reader, G.** Dvigateli Stirlinga / G. Reader, G. Hooper // Per s angl. – M.: Mir, 1986. – 464 s.
 2. **Reader, G.T.** Stirling Engines / G. T. Reader,

C.Hooper, // London: Cambridge University Press, U.K., 1983. – 396 p.

3. **Zarinchang, J.** Some Theoretical and Experimental Aspects of The Stirling Engine / J. Zarinchang // University of Reading, Reading, Berkshire, U.K., 1972. – 56 p.

4. **Shigley, J. E.** Mechanical engineering Design / J.E. Shigley, Ch. R. Mischke, // New York: McGraw Hill, Inc. Sixth Edition, 2001. – 74 p.

EFFECTIVENESS OF STIRLING ENGINE HEAT REGENERATOR

One of the most effective solution to improve the efficiency of the Stirling engine is the use of heat regenerator. For high performance, regenerators must be insulated in the direction of the temperature gradient (axial), quickly share the warmth of the working fluid, and have a minimum dead volume in the regenerator, because the dead volume reduces the compression ratio of the engine. Performance of the regenerator can be increased by changing the design of the nozzle matrix. Efficiency is improved by reducing the length of the regenerator, which reduces the losses due to fluid friction. To improve the heat transfer process and the establishment of a minimum temperature difference between the nozzle and the working medium is necessary to provide maximum heat exchanging surface between the nozzle and the working medium. Imperfection of the regeneration process affects all characteristics of the Stirling engine, one of the main objectives in the design of the Stirling engine is the reduction of heat loss of all heat exchangers.

Keywords: Stirling engine – Regenerator – Thermal process – Efficiency

Отримана в редакції 18.12.2013, прийнята до друку 04.03.2014