УДК 621.412

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ГІБРИДНОЇ УСТАНОВКИ «ТВЕРДООКСИДНИЙ ПАЛИВНИЙ ЕЛЕМЕНТ – ДВИГУН СТІРЛІНГА» З КАСКАДНОЮ УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ

Д. Д. Грінченко
dimag628@gmail.com
ORCID: 0009-0001-8648-8099

В. О. Тарасова, д-р техн. наук
vat523710@gmail.com
ORCID: 0000-0003-3252-7619

Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України,
61099, Україна, м. Харків,
вул. Комунальників, 2/10

Запропоновано схемне рішення гібридної енергетичної установки на основі твердооксидного паливного елемента (ТОПЕ) і двигунів Стірлінга, що передбачає каскадну утилізацію теплового потенціалу вихідних потоків ТОПЕ. Метою дослідження є підвищення ефективності використання енергії палива в гібридній енергетичній установці ТОПЕ – двигун Стірлінга шляхом віднайдення схемного рішення з каскадним використанням енергетичного потенціалу вихідних потоків твердооксидного паливного елемента й послідовною утилізацією теплоти в двигунах Стірлінга різного температурного рівня. Розроблено математичну модель установки, що враховує матеріальні й енергетичні баланси її основних елементів, ефективність регенератора, мертві об'єми й температурні напори в двигунах Стірлінга. Проведено параметричний аналіз впливу ефективності регенерації та температурного напору між газовим потоком і робочим тілом на енергетичні характеристики установки. Для схеми з одним двигуном Стірлінга встановлено, що збільшення ефективності регенератора від 0,5 до 0,8 підвищує його термічний ККД із 16,32–16,33% до 28,41–28,54%, а електричну потужність – з 116 до 202,72 кВт. При цьому найбільше серед досліджених режимів значення енергетичного ККД гібридної установки становить 77,30%. Показано, що після першого ступеня утилізації теплоти й рекуперативного підігрівання катодного повітря температура вихідного газового потоку залишається на рівні 474–528 °С. Для використання цього теплового потенціалу запропоновано встановлення другого двигуна Стірлінга, що працює за нижчого температурного рівня підведення теплоти. За результатами розрахунків його електрична потужність становить 103,29–108,17 кВт, а сумарна електрична потужність гібридної установки досягає 810,85 кВт. Найбільше серед досліджених режимів розрахункове значення енергетичного ККД двоступеневої установки становить 89,19% при ефективності регенераторів $e_1=e_2=0,8$ і температурних напорах $\Delta T_{h,1}=20$ К і $\Delta T_{h,2}=50$ К. Отримані результати підтверджують доцільність каскадної утилізації теплового потенціалу вихідних потоків ТОПЕ в двигунах Стірлінга різного температурного рівня для додаткового виробництва електричної енергії.

***Ключові слова**: твердооксидний паливний елемент, двигун Стірлінга, гібридна енергетична установка, каскадна утилізація теплоти, регенерація теплоти, температурний напір, енергетична ефективність.*

Вступ

Сучасний розвиток енергетики характеризується переходом до децентралізованих систем енергопостачання, інтеграції відновлюваних джерел енергії та підвищення вимог до енергоефективності й екологічності енергетичних установок. У цих умовах особливої актуальності набуває віднайдення ефективних технологій розподіленої генерації, здатних використовувати різноманітні джерела теплоти й забезпечувати стабільне виробництво електричної і теплової енергії без значних викидів забруднювальних речовин.

Одним із перспективних напрямів у цій галузі вважається використання двигунів Стірлінга, які належать до класу теплових машин зовнішнього підведення теплоти. Їхньою суттєвою перевагою є можливість роботи від широкого спектра джерел енергії, зокрема, сонячної енергії, біомаси, геотермальної теплоти, теплових акумуляторів, відпрацьованих газів та інших низькопотенційних або відновлюваних джерел теплоти. Це робить двигун Стірлінга ефективним елементом енергетичних систем малої та середньої потужності, що застосовуються у мікромережах, автономних енергетичних комплексах, мобільних енергетичних установках і когенераційних системах.

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© Д. Д. Грінченко, В. О. Тарасова, 2026

Дослідження двигунів Стірлінга набувають особливої актуальності в контексті віднайдення нових схемних рішень для інтегрованих енергетичних систем, де поєднуються різні джерела теплоти, системи акумулювання енергії та системи термотрансформації. Використання таких схем дозволяє підвищити ступінь утилізації теплоти, зменшити втрати енергії та забезпечити більш ефективне функціонування розподілених енергетичних хабів.

Крім того, застосування двигунів Стірлінга в поєднанні з системами акумулювання теплоти (наприклад, твердотільними або соляними тепловими акумуляторами), сонячними колекторами, водневими технологіями чи установками когенерації відкриває можливості створення автономних енергетичних систем нового покоління з високим рівнем енергоефективності й низьким екологічним впливом.

Отже, вивчення можливостей використання двигуна Стірлінга у нових схемних рішеннях розподіленої енергетики – це актуальне науково-технічне завдання, спрямоване на підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів, інтеграцію відновлюваних джерел енергії та розвиток автономних і гібридних енергетичних систем.

Огляд літератури щодо схем використання двигуна Стірлінга в енергетичних системах

Двигун Стірлінга є одним із перспективних типів теплових машин зовнішнього підведення теплоти, на який дослідники звертають особливу увагу на тлі розвитку розподіленої енергетики, когенерації та використання відновлюваних джерел енергії. Основною перевагою двигуна Стірлінга є можливість роботи від широкого спектра джерел теплоти, зокрема, від сонячної енергії, біомаси, геотермальних ресурсів, відпрацьованих газів промислових установок, а також різних видів палива. Саме вказане робить його перспективним елементом енергетичних систем малої та середньої потужності, орієнтованих на автономне або децентралізоване енергопостачання [1].

Значна частина досліджень присвячена застосуванню двигунів Стірлінга у когенераційних установках малої потужності [1]. У таких системах двигун застосовується для одночасного виробництва електричної та теплової енергії, що дозволяє суттєво підвищити загальний коефіцієнт використання палива. Аналіз сучасних досліджень показує, що мікрокогенераційні установки на базі двигунів Стірлінга можуть забезпечувати ефективне енергопостачання житлових будівель, невеликих підприємств і локальних енергетичних систем, забезпечуючи підвищення енергоефективності й зменшення викидів шкідливих речовин [2] У цій роботі представлено економічну й екологічну оцінку даної технології з метою її впровадження в енергетичному секторі Бразилії.

Окремим напрямом розвитку стало створення тригенераційних систем, у яких двигун Стірлінга використовується як первинне джерело механічної енергії для виробництва електроенергії, а теплота відведення застосовується для забезпечення теплопостачання або виробництва холоду в абсорбційних чи адсорбційних холодильних машинах. У статті [3] розглядається проблема оцінки енергоефективності й економічної доцільності маломасштабної тригенераційної системи для комбінованого охолодження, опалення й генерації електроенергії з наявним двигуном Стерлінга. Дослідження показують, що такі системи дозволяють значно підвищити ефективність використання первинної енергії та забезпечують більш гнучке використання теплових потоків у системах енергозабезпечення будівель та промислових об’єктів [3].

Важливим напрямом є використання двигуна Стірлінга у системах, що працюють від відновлюваних джерел енергії, зокрема, двигуни Стірлінга на сонячній енергії. У таких системах теплова енергія концентрованого сонячного випромінювання підводиться до нагрівника двигуна за допомогою параболічного дзеркального концентратора. Дослідження показують, що такі установки характеризуються високою ефективністю перетворення сонячної енергії на механічну й електричну енергію, а також можуть застосовуватися у віддалених або автономних енергетичних системах [4, 5].

Перспективним є також застосування двигунів Стірлінга у системах когенерації на біомасі. У таких установках теплота згоряння біомаси або продуктів її газифікації використовується для нагрівання робочого тіла двигуна. Дослідження показують, що поєднання біоенергетичних технологій із двигунами Стірлінга може забезпечити створення ефективних малопотужних енергетичних установок для сільських районів, локальних енергетичних центрів та автономних систем енергопостачання [6, 7].

Ще одним важливим напрямом є використання двигуна Стірлінга для утилізації вторинних енергетичних ресурсів. У таких схемах двигун може застосовувати теплоту відпрацьованих газів промислових процесів або двигунів внутрішнього згоряння, що дозволяє підвищити загальну енергоефективність технологічних установок і зменшити викиди теплоти в навколишнє середовище [8].

Сучасні дослідження також спрямовані на розроблення нових інтегрованих схем енергетичних систем, у яких двигун Стірлінга поєднується з органічним циклом Ренкіна, системами акумулювання теплоти, холодильними машинами та іншими енергетичними установками. Такі комбіновані системи дають змогу ефективніше використовувати теплові потоки різного температурного рівня й забезпечують підвищення загальної ефективності енергетичних комплексів [9].

У роботах [10–11] проведено дослідження підвищення ефективності двигунів Стірлінга шляхом вдосконалення їхніх конструктивних характеристик.

Отже, аналіз сучасної наукової літератури показує, що двигун Стірлінга – це перспективний елемент розподілених енергетичних систем, особливо у складі когенераційних, тригенераційних і гібридних енергетичних установок. Подальший розвиток цього напряму пов'язаний із удосконаленням конструкції теплообмінних елементів двигуна, оптимізацією схемних рішень енергетичних систем та інтеграцією двигунів Стірлінга з відновлюваними джерелами енергії й системами акумулювання енергії.

Окремий науковий інтерес становлять гібридні енергетичні системи, у яких двигун Стірлінга поєднується з твердооксидними паливними елементами (ТОПЕ). Актуальність таких схем зумовлена тим, що ТОПЕ працюють за високих температур і формують значний тепловий потенціал вихідних газів, який може бути додатково використаний в нижньому циклі на базі двигуна Стірлінга для виробництва механічної та електричної енергії. У сучасному огляді з гібридизації ТОПЕ показано, що поєднання паливних елементів із додатковими енергоперетворювальними модулями є одним із ключових шляхів підвищення загальної ефективності стаціонарних систем розподіленої генерації, хоча найбільше робіт присвячено комбінаціям із газотурбінними й двигунними циклами, а схеми ТОПЕ – Стірлінг залишаються менш вивченими [12].

У роботі [12] наведено узагальнений огляд сучасних напрямів гібридизації систем на основі твердооксидних паливних елементів. Однак акцент робиться на поєднанні ТОПЕ з газотурбінними установками, двигунами внутрішнього згоряння та іншими енергетичними циклами. Водночас інтеграція ТОПЕ з двигуном Стірлінга розглядається лише побічно, без детального аналізу схемних рішень, умов теплової взаємодії та можливостей ефективного використання теплоти вихідних газів паливних елементів.

У дослідженні [13] проведено термодинамічний аналіз гібридної енергетичної установки ТОПЕ–Стірлінг із використанням альтернативних видів палива. Однак у цій роботі розглядається переважно загальна енергетична ефективність системи, тоді як питання оптимізації схемної структури установки, параметрів теплообмінних процесів між ТОПЕ і двигуном Стірлінга, а також впливу характеристик вихідних газів паливних елементів на режими роботи двигуна досліджені обмежено.

У роботі [14] запропоновано схему енергетичної установки, що поєднує газифікацію біомаси, твердооксидний паливний елемент і двигун Стірлінга. Автори виконали термодинамічний та термоекономічний аналіз системи, проте дослідження спрямоване переважно на оцінку загальної ефективності енергетичного комплексу. При цьому недостатньо розглянуто питання оптимального узгодження температурних рівнів між компонентами системи, а також можливості підвищення ефективності двигуна Стірлінга за рахунок раціонального використання теплоти вихідних газів ТОПЕ.

У роботі [15] вивчено шляхи підвищення ефективності гібридної системи ТОПЕ –Стірлінг на основі підходів скінченно-часової термодинаміки. Однак акцент робиться на аналізі впливу термодинамічних втрат на ефективність системи. Водночас у цій роботі не розглядаються практичні схемні рішення інтеграції двигуна Стірлінга в енергетичні системи розподіленої генерації, а також питання використання таких установок у когенераційних або тригенераційних системах.

У роботі [16] запропоновано використання вільнопоршневого двигуна Стірлінга з лінійним електрогенератором як нижнього енергетичного циклу для утилізації високопотенційної теплоти твердооксидного паливного елемента з внутрішнім риформінгом. Залишкова теплота після двигуна Стірлінга додатково використовується в абсорбційній холодильній машині подвійної дії та теплообміннику для виробництва холоду і гарячої води. За результатами моделювання інтеграція двигуна Стірлінга забезпечила підвищення електричної ефективності системи на 14,1 %, а загальна ефективність тригенераційної установки становила близько 64 %. Таким чином, робота підтверджує доцільність каскадного використання високотемпературної теплоти ТОПЕ із застосуванням двигуна Стірлінга.

У роботі [17] виконано термодинамічний аналіз й багатокритеріальну оптимізацію гібридної системи, що поєднує ТОПЕ, двигун Стірлінга й установку зворотного осмосу. Вихідний тепловий потік

ТОПЕ розглядається як високотемпературне джерело теплоти для двигуна Стірлінга, завдяки чому в системі реалізуються два послідовні ступені виробництва електричної енергії. Оптимізацію виконано за показниками потужності ТОПЕ, ексергетичної ефективності, густини деструкції ексергії та продуктивності установки опріснення. Отримані результати демонструють перспективність поєднання ТОПЕ з двигуном Стірлінга для підвищення ефективності використання високотемпературної теплоти паливного елемента.

Таким чином, аналіз робіт [12–17] свідчить, що інтеграція двигуна Стірлінга з твердооксидними паливними елементами є перспективним напрямом підвищення ефективності використання енергії палива. Водночас подальшого вивчення потребують схемні рішення, спрямовані на каскадне використання енергетичного потенціалу вихідних потоків ТОПЕ, зокрема, утилізацію залишкових горючих компонентів анодного потоку, формування необхідного температурного рівня газів для підведення теплоти до двигуна Стірлінга та подальше використання їх залишкового теплового потенціалу. Це зумовлює доцільність розроблення й енергетичного аналізу відповідної гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга.

Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є підвищення ефективності використання енергії палива в гібридній енергетичній установці ТОПЕ–двигун Стірлінга шляхом розроблення схемного рішення з каскадним використанням енергетичного потенціалу вихідних потоків твердооксидного паливного елемента й послідовною утилізацією теплоти в двигунах Стірлінга різного температурного рівня.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступі задачі.

1. Розробити принципову схему гібридної енергетичної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга з каскадним використанням теплового потенціалу вихідних газових потоків для додаткового виробництва електричної енергії.

2. Запропонувати математичну модель гібридної установки з урахуванням ефективності регенерації, мертвих об’ємів двигуна Стірлінга й температурних напорів між теплоносієм і робочим тілом двигуна.

3. Визначити вплив ефективності регенератора й температурних напорів у двигунах Стірлінга на їхню потужність і енергетичний ККД гібридної установки й обґрунтувати доцільність каскадної утилізації теплоти.

1. Розроблення принципової схеми гібридної енергетичної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга

Паливні елементи являють собою електрохімічні пристрої, що забезпечують безпосереднє перетворення хімічної енергії палива на електричну. Твердооксидні паливні елементи належать до класу високотемпературних. Вони містять твердий оксидний електроліт, виготовлений із керамічних матеріалів, зокрема, стабілізованого ітрієм діоксиду цирконію, який забезпечує провідність оксид-іонів у температурному діапазоні 600–1000 °С. За таких умов на пористій поверхні катода відбувається відновлення молекулярного кисню з утворенням оксид-іонів, які транспортуються через електроліт до анодної області. У пористому аноді ці іони взаємодіють із воднем або водневмісними газами, внаслідок чого вивільняються електрони, що надходять у зовнішній електричний контур. Таким чином, ТОПЕ можуть працювати як на чистому водні, так і на вуглеводневих паливних сумішах після процесу риформінгу [18].

Для підвищення ефективності використання енергії палива запропоновано принципову схему гібридної енергетичної установки на базі твердооксидного паливного елемента і двигуна Стірлінга. ТОПЕ використовується як основний генератор електричної енергії, а двигун Стірлінга виконує функцію нижнього утилізаційного циклу, в якому теплота високотемпературного газового потоку перетворюється на додаткову механічну й електричну енергію. Такий підхід забезпечує каскадне використання енергії палива й теплового потенціалу вихідних газів ТОПЕ.

Природний газ подається до паливного тракту ТОПЕ (рис. 1, а). Підготовка паливної суміші й внутрішній паровий риформінг у межах прийнятої моделі розглядаються як інтегровані процеси системи ТОПЕ, тому відповідні допоміжні елементи на принциповій схемі окремо не показано. У результаті риформінгу утворюється воднева паливна суміш, компоненти якої беруть участь в електрохімічних реакціях на аноді ТОПЕ.

Повітря, необхідне для перебігу електрохімічних процесів на катоді ТОПЕ, надходить із навколишнього середовища (стан 5) і за допомогою вентилятора подається до повітряного тракту установки. Після вентилятора повітря у стані 6 спрямовується до холодної частини двигуна Стірлінга, де забезпечує

відведення теплоти від робочого тіла двигуна й нагрівається до стану 7.

Далі нагрітий повітряний потік 7 надходить до рекуперативного теплообмінника, де додатково підігрівається за рахунок теплоти газового потоку 12 після нагрівника двигуна Стірлінга, після чого у стані 8 подається до катода ТОПЕ. Така організація повітряного тракту забезпечує корисне використання теплоти, відведеної від холодної частини двигуна Стірлінга, для попереднього підігрівання катодного повітря.

У ТОПЕ частина хімічної енергії палива безпосередньо перетворюється на електричну енергію. Оскільки коефіцієнт використання палива U_f менший за одиницю, вихідний анодний потік містить залишкові горючі компоненти, хімічна енергія яких може бути використана на наступному ступені перетворення енергії.

Анодний і катодний вихідні потоки після ТОПЕ спрямовуються до каталітичного окиснювача, де відбувається окиснення залишкових горючих компонентів анодного потоку киснем, що міститься у вихідному катодному потоці. Внаслідок цього формується високотемпературний газовий потік із температурою T_{11}, необхідною для ефективного підведення теплоти до двигуна Стірлінга. Доцільність використання каталітичного окиснювача для утилізації залишкових горючих компонентів анодного потоку підтверджується результатами експериментальних досліджень гібридної установки Direct FuelCell/Turbine, розробленої FuelCell Energy [19]. У цій установці застосовувався високотемпературний карбонатний паливний елемент із внутрішнім риформінгом природного газу.

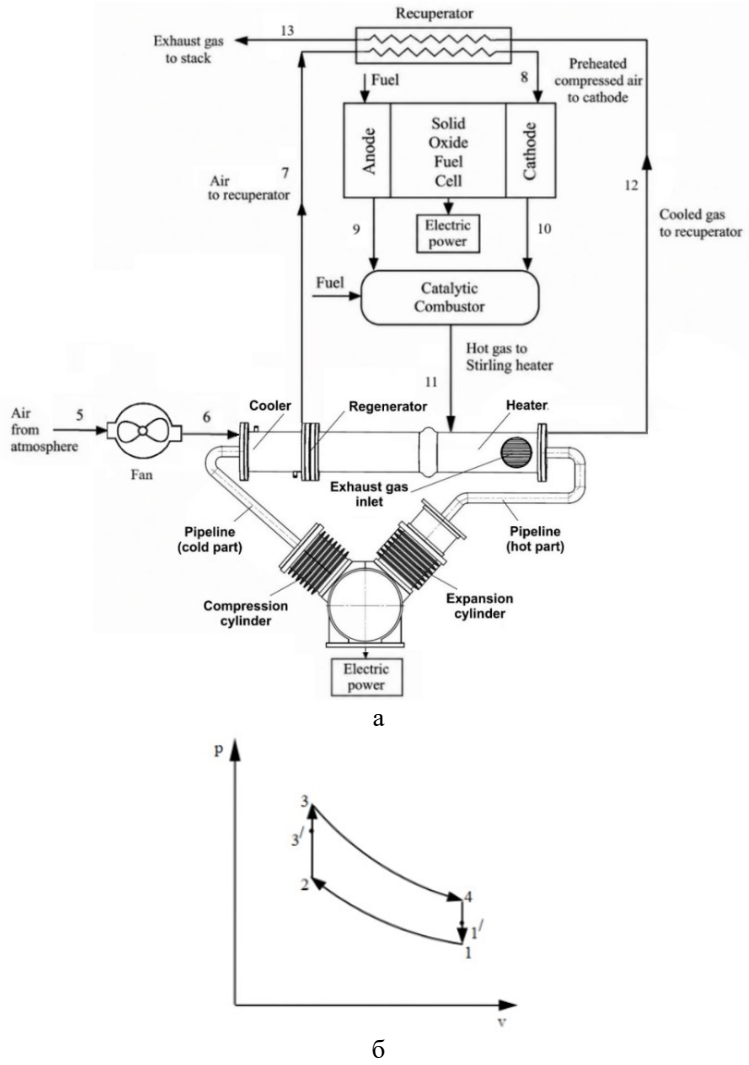


Рис. 1. Принципова схема гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга (а) та цикл двигуна Стірлінга у p–v координатах (б)

Таблиця 1. Основні параметри моделі ТОПЕ потужністю 500 кВт

Параметр	Значення
Потужність установки нетто, N_{SOFC}	500 кВт
Температура на вході в ТОПЕ	800 °C
Температура на виході з ТОПЕ	1000 °C
Втрати тиску в елементах	1–3%
Теплові втрати в елементах	1–2%
Атмосферний тиск	1 атм.
Температура навколишньогосередовища	25 °C
Коефіцієнт використання палива, U_f	0,55

Непрореаговані компоненти анодного газу спрямовувалися до високотемпературного каталітичного окиснювача, після якого утворювався нагрітий газовий потік для подальшого використання в нижньому енергетичному циклі. Під час експериментальних випробувань встановлено, що додаткове підведення природного газу до низькокалорійного анодного потоку дозволяє підвищити температуру газів після окиснювача з 550 °C до приблизно 700 °C, що забезпечує необхідний температурний потенціал для подальшого перетворення теплоти.

У запропонованій схемі (рис. 1) аналогічний принцип застосовується для формування високотемпературного потоку перед нагрівником двигуна Стірлінга. На відміну від установки в роботі [19], де теплота продуктів окиснення використовується в газотурбінному циклі, у запропонованій системі вона передається робочому тілу двигуна Стірлінга через зовнішній нагрівник.

Параметри гібридної установки «ТОПЕ – двигун Стірлінга» визначаються для ТОПЕ потужністю 500 кВт із внутрішнім риформінгом і коефіцієнтом використання палива U_f=0,55. Основні параметри моделі ТОПЕ потужністю 500 кВт наведено в табл. 1 [18].

У межах прийнятої спрощеної енергетичної моделі електрохімічні й хімічні перетворення в ТОПЕ окремо не деталізуються, оскільки їх механізми й відповідні реакції детально наведено в роботах [18–20]. Частка хімічної енергії палива, що перетворюється на електричну енергію, визначається коефіцієнтом використання палива U_f. Отже, не все паливо, що надходить до ТОПЕ, бере участь в електрохімічному перетворенні. Частина горючих компонентів залишається у вихідному анодному потоці, що забезпечує можливість подальшого використання їх хімічного потенціалу в каталітичному окиснювачі. Разом із фізичною теплотою високотемпературних вихідних потоків ТОПЕ це формує тепловий потенціал для подальшого каскадного використання енергії в двигуні Стірлінга.

Матеріальні й теплові баланси елементів гібридної установки

Для визначення параметрів потоків у характерних точках принципової схеми гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга (рис. 1) складено матеріальні й теплові баланси її основних елементів. Розрахунок виконується для усталеного режиму роботи. Зміною кінетичної та потенціальної енергії потоків нехтують, а теплові втрати окремих елементів ураховують відповідними коефіцієнтами або складовими теплового балансу.

Для кожного елемента установки виконується рівняння матеріального балансу

$$\sum \dot{m}_{\text{in}} = \sum \dot{m}_{\text{out}} \ .$$

Вентилятор

Атмосферне повітря стану 5 подається вентилятором у повітряний тракт установки. Підвищення тиску у вентиляторі визначається необхідністю подолання аеродинамічного опору холодної частини двигуна Стірлінга, рекуператора, катодного тракту ТОПЕ й з'єднувальних газоходів. За відсутності витоків масова витрата повітря залишається незмінною

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{\text{air}} \ .$$

Потужність, необхідна для приводу вентилятора, може бути визначена як

$$N_{\text{fan}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}} \cdot \Delta p_{\Sigma}}{\rho_{\text{air}} \cdot \eta_{f\text{an}}},$$

де Δp_{Σ} – сумарний аеродинамічний опір повітряного тракту; ρ_{air} – густина повітря; η_{fan} – ККД вентилятора.

Рекуператор

Для холодного потоку рекуператора можна записати

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{\text{air}} \ ,$$

а для гарячого потоку –

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \ .$$

За нехтування тепловими втратами тепловий баланс рекуператора записується як

$$\dot{m}_{\text{air}} \left(h_8 - h_7 \right) = \dot{m}_{12} \left(h_{12} - h_{13} \right).$$

Таким чином, частина залишкового теплового потенціалу газів після двигуна Стірлінга повертається до циклу та використовується для попереднього нагрівання повітря, що надходить до катода ТОПЕ.

Твердооксидний паливний елемент

До катода ТОПЕ надходить підігріте повітря з витратою $\dot{m}_8$, а до анодного тракту – природний газ з витратою $\dot{m}_{\text{fuel}}$.

У межах прийнятої спрощеної потокової моделі загальний матеріальний баланс ТОПЕ записується у вигляді

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{\text{fuel}} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \ . \qquad (1)$$

Коефіцієнт використання палива U_f (табл. 1) характеризує частку паливного потоку, яка бере участь в електрохімічному перетворенні. Відповідно, витрата використаної частини палива становить

$$\dot{m}_{\text{fuel}}^{\text{used}} = U_f \cdot \dot{m}_{\text{fuel}}.$$

У межах прийнятої спрощеної моделі витрата потоку 9 розглядається як невикористана паливна складова, що залишає анодний тракт, і визначається за залежністю

$$\dot{m}_9 = (1 - U_f) \cdot \dot{m}_{\text{fuel}}. \quad (2)$$

Такий підхід дає змогу у спрощеній моделі характеризувати перерозподіл початкового паливного потоку між електрохімічно використаною складовою, представленою воднем H_2, що утворюється внаслідок риформінгу природного газу й бере участь в електрохімічній реакції на аноді ТОПЕ, і невикористаною паливною складовою. Остання у реальному анодному потоці може містити непрореагований H_2, монооксид вуглецю CO й залишкові вуглеводневі компоненти, які зберігають хімічний потенціал і надалі можуть бути окиснені в каталітичному окиснювачі.

Електрична потужність ТОПЕ визначається з урахуванням нижчої теплоти згоряння природного газу

$$N_{SOFC} = U_f \cdot \dot{m}_{\text{fuel}} \cdot Q_{LHV}^{NG}, \quad (3)$$

де $\dot{m}_{\text{fuel}}$ – масова витрата природного газу; Q_{LHV}^{NG} – нижча теплота згоряння природного газу; U_f – коефіцієнт використання палива.

Сумарний енергетичний потік, що надходить до ТОПЕ, визначається через його електричну потужність

$$\dot{E}_{\text{total}} = \frac{N_{SOFC}}{\eta_{SOFC}},$$

де N_{SOFC} – електрична потужність ТОПЕ; η_{SOFC} – ефективність ТОПЕ, яка визначається за залежністю

$$\eta_{SOFC} = \frac{N_{SOFC}}{\dot{E}_{\text{total}}} = \frac{U_f \cdot m_{\text{fuel}} \cdot Q_{LHV}^{NG}}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot Q_{LHV}^{NG}} = U_f.$$

Таким чином, в розрахунковій спрощеній моделі енергетичний ККД ТОПЕ прийнято рівним коефіцієнту використання палива.

Частина сумарного енергетичного потоку, що надходить до ТОПЕ, перетворюється на електричну енергію, тоді як решта визначає тепловий потенціал вихідних анодного та катодного потоків

$$Q_{SOFC} = \dot{E}_{\text{total}} - N_{SOFC}.$$

Тому тепловий баланс можна записати як

$$Q_{SOFC} = \dot{m}_9 c_{p9} (T_9 - T_8) + \dot{m}_{10} c_{p10} (T_{10} - T_8),$$

де c_{p9} і c_{p10} – середні ізобарні теплоємності відповідно анодного та катодного газових потоків; T_9 і T_{10} – температури анодного та катодного потоків на виході з ТОПЕ; T_8 – температура повітря на вході до ТОПЕ.

У запропонованій схемі тепловий та хімічний потенціали непрореагованих анодних газів і катодного повітря надалі використовуються в каталітичному окиснювачі. Хімічна енергія залишкових горючих компонентів перетворюється на теплоту, формуючи високотемпературний потік для підведення теплоти до двигуна Стірлінга.

Каталітичний окиснювач

Катодний і анодний вихідні потоки ТОПЕ спрямовуються до каталітичного окиснювача. Анодний потік 9 містить непрореаговані горючі компоненти, які зберігають частину хімічного потенціалу вихідного палива, тоді як катодний потік 10 містить залишковий кисень, не використаний в електрохімічних реакціях ТОПЕ. У каталітичному окиснювачі відбувається окиснення залишкових горючих компонентів анодного потоку з утворенням високотемпературного газового потоку 11.

Матеріальний баланс каталітичного окиснювача записується у вигляді

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}. \quad (4)$$

З урахуванням (1) і (2) рівняння (4) запишемо як

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{\text{fuel}} = \dot{m}_{11}.$$

Енергетичний баланс каталітичного окиснювача за відсутності додаткового підведення палива записується як

$$\dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_9 Q_{LHV}^{NG},$$

при цьому

$$\dot{E}_{11} = \dot{m}_{11} h_{11}; \quad h_{11} = h(T_{11}).$$

У результаті каталітичного окиснення формується газовий потік 11 з масовою витратою $\dot{m}_{11}$ та температурою T_{11}, який надходить до нагрівника двигуна Стірлінга.

Двигун Стірлінга

Газовий потік стану 11 надходить до гарячої частини двигуна Стірлінга, де передає теплоту робочому тілу двигуна без безпосереднього змішування потоків. Для газового тракту

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}.$$

Теплова потужність, яку передано двигуну Стірлінга

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{11} c_p^{\text{gas}} (T_{11} - T_{12}), \tag{5}$$

де c_p^{gas} – середня питома теплоємність газового потоку після каталітичного окиснювача.

Теплова потужність, відведена від холодної частини двигуна Стірлінга, становить

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{\text{air}} (h_7 - h_6).$$

Аналіз циклу Стірлінга

Ефективність двигуна Стірлінга визначається на основі термодинамічного аналізу його робочого циклу. Ідеальний цикл Стірлінга складається з двох ізотермічних і двох ізохорних процесів. За умови ідеальної регенерації теплота, що відводиться від робочого тіла під час ізохорного охолодження, повністю акумулюється в регенераторі й використовується під час наступного ізохорного нагрівання. У цьому випадку зовнішнє підведення теплоти здійснюється лише під час ізотермічного розширення, а теоретичний коефіцієнт корисної дії ідеального циклу Стірлінга визначається як

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_3}, \tag{6}$$

де T_3 – температура робочого тіла в гарячій порожнині двигуна, К; T_1 – температура робочого тіла в холодній порожнині, К.

Для реального двигуна Стірлінга ефективність знижується внаслідок необоротних процесів, зокрема, неповної регенерації теплоти, недосконалості теплообміну в нагрівнику й холодильнику, гідравлічних втрат під час руху робочого тіла через теплообмінні елементи, механічних втрат і теплових втрат через елементи конструкції.

У межах даного дослідження основну увагу зосереджено на врахуванні впливу недосконалості регенерації та мертвих об'ємів двигуна Стірлінга на характеристики його термодинамічного циклу.

Спираючись на теоретичні викладки роботи [21], корисна робота двигуна з недосконалою регенерацією й мертвими об'ємами визначається як

$$W_{\text{net}} = mR\left\{T_3 \ln\left[\frac{V_D + V_p + KT_3}{V_D + KT_3}\right] - T_1 \ln\left[\frac{V_D + V_p + KT_1}{V_D + KT_1}\right]\right\}, \tag{7}$$

де m – загальна маса робочого тіла, що міститься в двигуні, кг; R – газова стала робочого тіла, Дж/(кг·К); V_D та V_p – відповідно робочий об'єм витіснювача та робочий об'єм силового поршня, м³.

Мертвий об'єм можна виразити через сумарний робочий об'єм

$$V_S = k_{ST} V_1 = k_{ST} (V_S + V_D + V_p),$$

де V_1 – загальний об'єм у стані 1, м³; k_{ST} – відношення сумарного мертвого об'єму V_S до загального об'єму в стані 1 V_1;

$$K = \left(\frac{k_{SH}}{T_3} + \frac{2k_{SR}}{T_3 + T_1} + \frac{k_{SC}}{T_1} \right) \cdot V_S ,$$

де $k_{SH} = \frac{V_{SH}}{V_S}$ – відносний мертвий об'єм гарячої порожнини; $k_{SR} = \frac{V_{SR}}{V_S}$ – відносний мертвий об'єм регенератора; $k_{SC} = \frac{V_{SC}}{V_S}$ – відносний мертвий об'єм холодної порожнини; V_{SH}, V_{SR}, V_{SC} – мертві об'єми гарячої порожнини, регенератора та холодної порожнини відповідно, м³.

Коефіцієнт K враховує вплив усіх мертвих об'ємів двигуна.

Термічний ККД двигуна Стірлінга визначається як

$$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} .$$

З урахуванням отриманих раніше залежностей для корисної роботи циклу W_{net} й загальної кількості підведеної теплоти Q_{in} термічний ККД визначається за виразом

$$\eta_t = \frac{T_3 \ln\left[\frac{V_D + V_p + KT_3}{V_D + KT_3} \right] - T_1 \ln\left[\frac{V_D + V_p + KT_1}{V_D + KT_1} \right]}{T_3 \ln\left[\frac{V_D + V_p + KT_3}{V_D + KT_3} \right] + \frac{(T_3 - T_1)(1 - e)}{k - 1}}, \tag{8}$$

де k – показник адіабати; e – ефективність недосконалого регенератора, яка визначається за формулою

$$e = \frac{T_3' - T_1}{T_3 - T_1} .$$

При цьому e=1 відповідає ефективності 100%, тобто ідеальній регенерації, а e=0 – повній відсутності регенерації.

Температуру робочого тіла на виході з регенератора можна виразити через його ефективність

$$T_3' = T_1 + e(T_3 - T_1) .$$

Як видно з рівняння (8), термічний ККД двигуна Стірлінга залежить і від ефективності регенератора e, і від мертвого об'єму.

За ідеальної регенерації, тобто при e=1, що відповідає найкращому випадку з погляду ефективності циклу Стірлінга, і за відсутності мертвого об'єму формула (8) перетворюється на формулу (6) для визначення термічного ККД ідеального циклу Стірлінга.

Таким чином, двигун Стірлінга теоретично може бути високоефективним пристроєм для перетворення теплоти на механічну роботу за наявності значної різниці температур. ККД циклу Стірлінга за ідеальної регенерації та відсутності мертвого об'єму дорівнює ККД циклу Карно, який має найвищу ефективність серед ідеальних термодинамічних циклів. Водночас, на відміну від циклу Карно, двигун, що працює за циклом Стірлінга, є практично реалізованою тепловою машиною, яка може використовуватися для отримання корисної роботи.

Робота за цикл (7) пов'язана з потужністю двигуна залежністю

$$W_{\text{net}} = \frac{60 \cdot N_{St}}{n \cdot \eta_{\text{gen}}} ,$$

де n – частота обертання, об/хв; η_{gen} – ККД електрогенератора.

Для визначення раціонального режиму роботи гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга сформульовано задачу параметричної оптимізації. Як цільову функцію прийнято енергетичний ККД гібридної установки

$$\eta_{\text{hyb}} = \frac{N_{SOFC} + N_{St} - N_{\text{fan}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot Q_{LHV}^{NG}} \to \max .$$

Варійованими параметрами є температурний напір на гарячій частині двигуна Стірлінга $\Delta T_h = T_{11} - T_3$ й ефективність його регенератора e.

Потужність двигуна Стірлінга N_{St} визначається за результатами термодинамічного розрахунку його циклу з урахуванням ефективності регенератора для варійованих варіантів.

У результаті визначається поєднання значень ΔT_h й e, за якого серед досліджених режимів енергетичний ККД гібридної установки η_{hyb} набуває найбільшого значення.

Для формування вихідних даних розрахункової моделі за основу прийнято характеристики ТОПЕ, наведені в роботі [18], зокрема, одиничний модуль номінальною електричною потужністю 500 кВт (табл. 1).

На першому етапі дослідження витрати електричної енергії на привод вентилятора не враховувалися. Таке припущення дає змогу оцінити термодинамічний потенціал запропонованої схеми й з'ясувати вплив температурного напору в нагрівнику двигуна Стірлінга й ефективності регенератора на енергетичну ефективність гібридної установки. Аеродинамічні втрати повітряного тракту й відповідні витрати потужності вентилятора підлягають урахуванню на наступному етапі при деталізації конструкції теплообмінних апаратів. У табл. 2 наведено вихідні дані для розрахунку гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга.

Таблиця 2. Вихідні дані для розрахунку гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга [18, 21]

Параметр	Позначення	Значення
Параметри ТОПЕ		
Електрична потужність ТОПЕ (3)	N_{SOFC}	500 кВт
Коефіцієнт використання палива	U_f	0,55
Ефективність ТОПЕ	η_{SOFC}	0,55
Нижча теплота згоряння природного газу	Q_{LHV}^{NG}	50 МДж/кг
Температура повітря на вході до установки	T_5	298,15 К
Температура повітря на вході до катода ТОПЕ	T_8	1073,15 К (800 °С)
Температура анодного потоку на виході з ТОПЕ	T_9	1273,15 К (1000 °С)
Температура катодного потоку на виході з ТОПЕ	T_{10}	1273,15 К (1000 °С)
Середня ізобарна теплоємність анодного потоку	c_{p9}	1,17 кДж/(кг·К)
Середня ізобарна теплоємність катодного потоку	c_{p10}	1,005 кДж/(кг·К)
Параметри двигуна Стірлінга		
Робочий об'єм силового поршня	V_p	0,050 м³
Робочий об'єм витискувача	V_D	0,075 м³
Відносний мертвий об'єм гарячої порожнини	k_{SH}	0,20
Відносний мертвий об'єм регенератора	k_{SR}	0,60
Відносний мертвий об'єм холодної порожнини	k_{SC}	0,20
Робоче тіло двигуна Стірлінга	—	гелій
Питома газова стала гелію	R_{He}	2,0771 кДж/(кг·К)
Показник адіабати гелію	k_{He}	1,667
Питома теплоємність гелію при сталому об'ємі	C_V	3,116 кДж/(кг·К)
Частота обертання двигуна	n	500 об/хв
ККД електрогенератора	η_{gen}	0,97
Параметри інтеграції ТОПЕ–двигун Стірлінга		
Температурний напір у нагрівнику двигуна Стірлінга	$\Delta T_h = T_{11} - T_3$	20; 40; 60 К
Температурний напір у холодильнику двигуна Стірлінга	$\Delta T_c = T_1 - T_6$	50 К
Температура робочого тіла у холодній порожнині	$T_1 = T_6 + \Delta T_c$	348,15 К
Температура газового потоку після каталітичного окиснювача	T_{11}	розрахункова
Ефективність регенератора двигуна Стірлінга	e	0,5; 0,7; 0,8
Середня ізобарна теплоємність повітря	c_p^{air}	1,05 кДж/(кг·К)
Середня ізобарна теплоємність високотемпературного газового потоку	c_p^{gas}	1,20 кДж/(кг·К)

За прийнятого на першому етапі припущення щодо нехтування нагріванням повітря у вентиляторі $T_6 = T_5 = 298{,}15$ К.

Для заданих T_1, T_3 ефективності регенератора e й геометричних характеристик двигуна за моделлю [21] визначається питома щодо маси робочого тіла теплота q_{in}, підведена до циклу

$$q_{\mathrm{in}} = \frac{Q_{\mathrm{in}}}{m}.$$

За умови узгодження теплоти, необхідної для реалізації циклу Стірлінга, з тепловим потоком, що фактично передається від продуктів згоряння й обраховується за формулою (5), маса гелію визначається як

$$m = \frac{60 \cdot \dot{Q}_H}{n \cdot q_{\text{in}}}.$$

Таким чином, кількість гелію в робочому контурі встановлюється відповідно до теплової потужності, доступної для утилізації в конкретному режимі роботи гібридної установки.

Крім того, у розрахунковій моделі прийнято, що в нагрівнику двигуна Стірлінга температура високотемпературного газового потоку знижується на 300 К. Тому температура газу після нагрівника у К визначається як

$$T_{12} = T_{11} - 300.$$

Це припущення дає змогу однозначно встановити теплову потужність, що передається двигуну Стірлінга, й відповідну їй масу робочого тіла.

Результати розрахунку гібридної установки без додаткового палива

Розроблений алгоритм розрахунку й параметричного аналізу гібридної енергетичної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга реалізовано мовою програмування Python.

Визначено температуру газового потоку після каталітичного окиснювача T_{11}=1405,02 К й теплову потужність, передану двигуну Стірлінга, $\dot{Q}_{St}$=503,25 кВт за фіксованої електричної потужності ТОПЕ N_{SOFC}=500 кВт. Інші результати наведено в табл. 3 для варійованих параметрів e та ΔT_h.

Таблиця 3. Результати розрахунку гібридної установки

ΔT_h, К	e	T_3, К	η_{St}, %	m_{He}, кг	N_{St}, кВт	N_{hyb}, кВт	η_{hyb}, %
20	0,5	1385,02	16,33	0,0388	116,01	616,01	67,76
20	0,7	1385,02	22,85	0,0542	162,29	662,29	72,85
20	0,8	1385,02	28,54	0,0678	202,72	702,72	77,30
40	0,5	1365,02	16,33	0,0394	115,98	615,98	67,76
40	0,7	1365,02	22,82	0,0551	162,08	662,08	72,83
40	0,8	1365,02	28,48	0,0688	202,28	702,28	77,25
60	0,5	1345,02	16,32	0,0401	115,94	615,94	67,75
60	0,7	1345,02	22,79	0,0560	161,86	661,86	72,80
60	0,8	1345,02	28,41	0,0698	201,81	701,81	77,20

Аналіз результатів показує, що визначальним параметром ефективності двигуна Стірлінга є ефективність регенератора e. За її збільшення з 0,5 до 0,8 термічний ККД двигуна зростає приблизно з 16,32% до 28,54%, а електрична потужність – з 115,94 кВт до 202,72 кВт. У результаті електрична потужність гібридної установки збільшується з 615,94 кВт до 702,72 кВт, а її енергетичний ККД – з 67,75% до 77,30% (рис. 2).

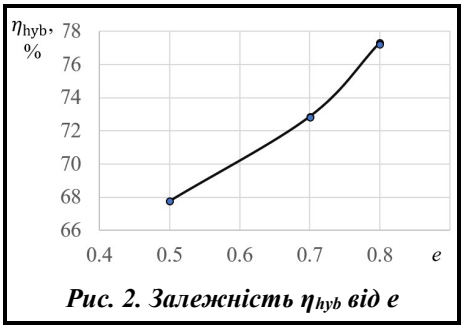


Рис. 2. Залежність η_{hyb} від e

Зміна температурного напору ΔT_h із 20 К до 60 К за фіксованої теплової потужності, що передається двигуну Стірлінга, має значно менший вплив. Зі збільшенням ΔT_h температура робочого тіла T_3 знижується з 1385,02 К до 1345,02 К, однак необхідна для сприйняття заданої теплової потужності маса гелію збільшується. Унаслідок цього електрична потужність двигуна змінюється незначно. Найбільше серед досліджених режимів значення η_{hyb}=77,3% отримано при e=0,8 та ΔT_h=20 К.

У табл. 4 представлено основні температурні параметри потоків гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга для досліджених значень температурного напору ΔT_h та ефективності регенератора e.

У табл. 4 також наведено температури газового потоку після каталітичного окиснювача T_{11}, робочого тіла в гарячій порожнині двигуна Стірлінга T_3, газового потоку після нагрівника T_{12}, повітря після холодної частини двигуна T_7, повітря на вході до катода ТОПЕ T_8 та газового потоку після рекуператора T_{13}.

Таблиця 4. Основні температури потоків гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга

ΔT_h, К	e	T_{11}, °С	T_3, °С	T_{12}, °С	T_7, °С	T_8, °С	T_{13}, °С
20	0,5	1131,87	1111,87	831,87	447,73	800	527,59
20	0,7	1131,87	1111,87	831,87	414,79	800	499,13
20	0,8	1131,87	1111,87	831,87	386,00	800	474,26
40	0,5	1131,87	1091,87	831,87	447,75	800	527,60
40	0,7	1131,87	1091,87	831,87	414,94	800	499,26
40	0,8	1131,87	1091,87	831,87	386,32	800	474,54
60	0,5	1131,87	1071,87	831,87	447,78	800	527,63
60	0,7	1131,87	1071,87	831,87	415,10	800	499,39
60	0,8	1131,87	1071,87	831,87	386,66	800	474,83

Результати показують, що після послідовного відведення теплоти в нагрівнику двигуна Стірлінга й рекуперативному теплообміннику температура потоку 13 залишається досить високою і становить близько 500 °С. Це свідчить про наявність невикористаного теплового потенціалу вихідного газового потоку й обґрунтовує доцільність дослідження наступного ступеня його утилізації, зокрема, шляхом встановлення другого двигуна Стірлінга з нижчим температурним рівнем підведення теплоти.

На рис. 3 та 4 представлено залежність ККД нової гібридної установки від температурних напорів на гарячій частині в першому та другому двигунах.

З рисунків видно, що значно більший вплив на ККД має температурний напір у другому двигуні.

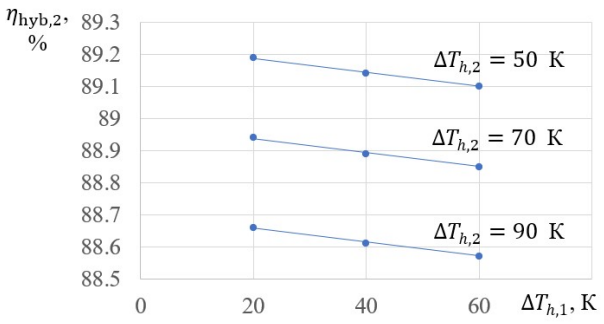


Рис. 3. Залежність $\eta_{hyb,2}$ від $\Delta T_{h,1}$ при варійованих $\Delta T_{h,2}$

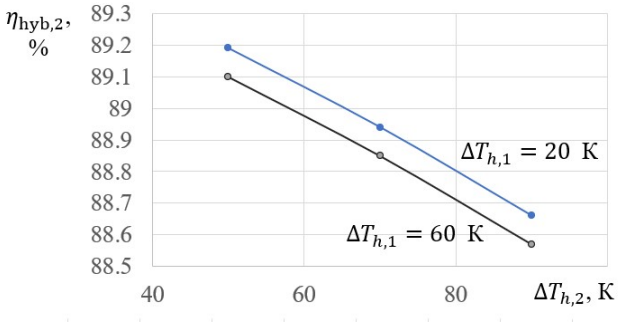


Рис. 4. Залежність $\eta_{hyb,2}$ від $\Delta T_{h,2}$ при варійованих $\Delta T_{h,1}$

Обговорення результатів

Результати розрахунків показали, що ефективність гібридної установки ТОПЕ–двигун Стірлінга великою мірою визначається умовами регенерації та температурним рівнем підведення теплоти до двигуна. Для схеми з одним двигуном Стірлінга збільшення ефективності регенератора з e=0,5 до 0,8 приводить до зростання його термічного ККД із 16,32–16,33% до 28,41–28,54%, а електричної потужності – приблизно з 116 до 202 кВт. У результаті енергетичний ККД гібридної установки зростає до 77,30%. Найбільше серед досліджених режимів значення отримано за e=0,8 та $\Delta T_{h,1}$=20 К.

Водночас після послідовного використання теплоти газового потоку в першому двигуні Стірлінга й рекуператорі його температура залишається на рівні 474–528 °С. Наявність такого температурного потенціалу стала підставою для пропонування другого ступеня утилізації теплоти із застосуванням одного двигуна Стірлінга, розрахованого на нижчий температурний рівень.

Для двоступеневої схеми за e_1=e_2=0,8 встановлено, що електрична потужність другого двигуна Стірлінга становить 103,29–108,17 кВт залежно від прийнятих температурних напорів. Сумарна електрична потужність установки досягає 810,85 кВт, а розрахунковий енергетичний ККД – 89,19%. Найбільше серед досліджених режимів значення відповідає $\Delta T_{h,1}$=20 К та $\Delta T_{h,2}$=50 К. Зі збільшенням температурного напору другого двигуна з 50 до 90 К його термічний ККД і електрична потужність зменшуються, що пояснюється зниженням температури робочого тіла в гарячій порожнині.

Отримані результати підтверджують доцільність каскадного використання теплоти вихідних потоків ТОПЕ. Запропонована схема, на відміну від одноступеневої утилізації, забезпечує послідовне

використання високотемпературного й середньотемпературного потенціалів газового потоку. Водночас отримані значення ККД характеризують термодинамічний потенціал досліджуваної схеми за прийнятих модельних припущень. У розрахунку не враховані потужність вентилятора й аеродинамічні втрати повітряного і газового трактів, що передбачено взяти до уваги при подальшій деталізації установки.

Висновки

1. Розроблено схемне рішення гібридної енергетичної установки на основі ТОПЕ й двигунів Стірлінга, яке забезпечує каскадне використання теплового потенціалу вихідного газового потоку. Показано, що після першого ступеня утилізації та рекуперативного підігрівання катодного повітря температура газового потоку становить 474–528 °С, що створює передумови для його подальшого енергетичного використання.

2. Встановлено, що для першого двигуна Стірлінга найбільший вплив на ефективність має ефективність регенератора. При її збільшенні з 0,5 до 0,8 термічний ККД двигуна зростає з 16,32–16,33% до 28,41–28,54%, а максимальна серед досліджених режимів електрична потужність становить 202,72 кВт. Енергетичний ККД установки з одним двигуном Стірлінга досягає 77,30%.

3. Застосування другого двигуна Стірлінга для утилізації залишкового теплового потенціалу газового потоку забезпечує додаткову електричну потужність 103,29–108,17 кВт. Для досліджених режимів сумарна електрична потужність установки становить 805,15–810,85 кВт, а розрахунковий енергетичний ККД – 88,57–89,19%.

Отримані результати свідчать про перспективність каскадної утилізації теплоти в системах ТОПЕ–двигун Стірлінга й визначають доцільність подальшого дослідження з урахуванням конструктивних характеристик теплообмінників, аеродинамічних втрат і витрат потужності на власні потреби.

Література

1. Zhu S., Yu G., Liang K., Dai W., Luo E. A review of Stirling-engine-based combined heat and power technology. *Applied Energy*. 2021. Vol. 294. Article 116965. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116965.
2. Corria M. E., Melian Cobas V., Silva Lora E. Perspectives of Stirling engines use for distributed generation in Brazil. *Energy Policy*. 2006. Vol. 34. Iss. 18. P. 3402–3408. https://doi.org/10.1016/j.enpol.2004.09.006.
3. Kong X. Q., Wang R. Z., Huang X. H. Energy efficiency and economic feasibility of CCHP driven by Stirling engine. *Energy Conversion and Management*. 2004. Vol. 45. Iss. 9–10. P. 1433–1442. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.09.009.
4. Kongtragool B., Wongwises S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2003. Vol. 7. Iss. 2. P. 131–154. https://doi.org/10.1016/S1364-0321(02)00053-9.
5. Hossain M. A., Parvez M. M. H., Ahmed I., Salekin K. M. S., Nahid M. F. H. Design, fabrication, and performance evaluation of a beta-type solar-based Stirling engine for power generation. *Clean Energy*. 2025. Vol. 9. Iss. 4. P. 45–53. https://doi.org/10.1093/ce/zkaf014.
6. Schneider T., Müller D., Karl J. A review of thermochemical biomass conversion combined with Stirling engines for the small-scale cogeneration of heat and power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020. Vol. 134. Article 110288. https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110288.
7. Cardozo E., Erlich C., Malmquist A., Alejo L. Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produce residential heat and power. *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 73. Iss. 1. P. 671–680. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.024.
8. Durcansky P., Nosek R., Jandacka J. Use of Stirling engine for waste heat recovery. *Energies*. 2020. Vol. 13. Iss. 16. Article 4133. https://doi.org/10.3390/en13164133.
9. Babamiri A., Gharib M., Ebrahimi M. Multi-criteria evaluation of a novel micro-trigeneration cycle based on α-type Stirling engine, organic Rankine cycle, and adsorption chiller. *Energy Conversion and Management*. 2022. Vol. 253. Article 115162. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115162.
10. Jin X., Lü T., Yu G., Liu J., Huang X. Design and combustion characteristic analysis of free piston Stirling engine external combustion system. *Journal of Shanghai Jiaotong University (Science)*. 2018. Vol. 23. Iss. 1. P. 50–55. https://doi.org/10.1007/s12204-018-2022-x.
11. Dang T. T., Ruellan M., Prevond L., Ben Ahmed H., Multon B. Sizing optimization of tubular linear induction generator and its possible application in high acceleration free-piston Stirling microcogeneration. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2015. Vol. 51. No. 5. P. 3716–3733. https://doi.org/10.1109/TIA.2015.2427284.
12. Nikiforakis I., Mamalis S., Assanis D. Understanding solid oxide fuel cell hybridization: A critical review. *Applied Energy*. 2025. Vol. 377. Article 124277. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.124277.

13. Rokni M. Thermodynamic analysis of SOFC (solid oxide fuel cell)–Stirling hybrid plants using alternative fuels. *Energy*. 2013. Vol. 61. P. 87–97. https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.06.001.
14. Rokni M. Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a system with biomass gasification, solid oxide fuel cell (SOFC) and Stirling engine. *Energy*. 2014. Vol. 76. P. 19–31. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.01.106.
15. Lai H.-Y., Li Y.-T., Chan Y.-H. Efficiency enhancement on hybrid power system composed of irreversible solid oxide fuel cell and Stirling engine by finite time thermodynamics. *Energies*. 2021. Vol. 14. Iss. 4. Article 1037. https://doi.org/10.3390/en14041037.
16. Majidniya M., Remy B., Boileau T., Zandi M. Free piston Stirling engine as a new heat recovery option for an internal reforming solid oxide fuel cell. *Renewable Energy*. 2021. Vol. 171. P. 1188–1201. https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.02.082.
17. Shakouri O., Ahmadi M. H., Gord M. F. Thermodynamic assessment and performance optimization of solid oxide fuel cell-Stirling heat engine–reverse osmosis desalination. *International Journal of Low-Carbon Technologies.* 2021. Vol. 16. Iss. 2. P. 417–428. https://doi.org/10.1093/ijlct/ctaa073.
18. Welaya Y. M. A., Mosleh M., Ammar N. R. Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power plant with a solid oxide fuel cell for marine applications. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 2013. Vol. 5. Iss. 4. P. 529–545. http://dx.doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0151.
19. Ghezel-Ayagh H., Walzak J., Patel D., Daly J., Maru H., Sanderson R., Livingood W. State of direct fuel cell/turbine systems development. *Journal of Power Sources*. 2005. Vol. 152. P. 219–225. http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2004.12.060.
20. Larminie J., Dicks A. Fuel cell systems explained. 2nd ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2003. 406 p. https://doi.org/10.1002/9781118878330.
21. Kongtragool B., Wongwises S. Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*. 2006. Vol. 31. Iss. 3. P. 345–359. http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2005.03.012.

Надійшла до редакції 12.08.2026