

УДК 621.435

ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВИГУНІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Волков В.П.¹, д.т.н., проф., Волкова Т.В.¹, к.т.н., доц.,
Гричук І.В.², д.т.н., проф., Погорлецький Д.С.², ст.викл.,
Вербовський В.С.³, с.н.с., Краснокутська З.І.⁴, с.н.с.

¹⁾ Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²⁾ Херсонська державна морська академія

³⁾ Інститут газу Національної академії наук України

⁴⁾ Національний транспортний університет

Показані конструктивні рішення і формування основних напрямків використання термічного потенціалу відпрацьованих газів поршневих двигунів для можливого застосування в транспортних засобах.

Ключові слова: відпрацьовані гази, двигун внутрішнього згорання, утилізація, теплова енергія, транспортний засіб.

Постановка проблеми

Поршневі і комбіновані двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) є найбільш численними серед теплових джерел енергії, що використовується людством, їх широке поширення обумовлене тим, що в результаті багаторічного розвитку вони досягли достатньо високих енергетичних і економічних показників, мають достатню надійність і добре освоєні в технологічному відношенні. Однак їх коефіцієнт корисної дії обмежено параметрами реалізованого в них термодинамічного циклу й ефективний ККД двигунів із примусовим запаленням палива не перевищує 33 %, а дизелів - 46 % [1, 2, 3 тощо]. Це свідчить про значні «втрати» енергії, що вводиться в них з паливом, причому значну частину їх становлять «втрати» з відпрацьованими газами (ВГ), а також, більшу частину робочого часу поршневі ДВЗ працюють на змінних швидкісних і навантажувальних режимах.

Аналіз публікацій

Виконані попередньо роботи багатьох авторів [1, 2, 3, тощо] дозволили проаналізувати основні види «втрат» ДВЗ енергії, що вводиться в них з паливом, обґрунтувати розподіл теплоти і теплового балансу, а також основні можливості використання термічного потенціалу відпрацьованих газів ДВЗ для транспортних засобів (ТЗ) і стаціонарних силових установок [4].

Мета та постановка задачі

Пошук і обґрунтування формування основних напрямків використання термічного потенціалу відпрацьованих газів поршневих двигунів

внутрішнього згорання для використання в транспортних засобах.

Результати дослідження

Відомо [4 - 9], що незалежно від режиму роботи двигунів, «втрати» теплоти з ВГ у навколишнє середовище достатньо великі, і ця обставина визначає доцільність утилізації теплоти, яка втрачається поршневими й комбінованими двигунами транспортних засобів. В роботах [4 - 9] наведені графіки, які свідчать про те, що ВГ поршневих ДВЗ мають значну енергію: у дизелях вона становить 85-110 % по відношенню до ефективної потужності, а в двигунах із примусовим запалюванням палива перевершує її на 25-45 %. Тобто, існують значні резерви одержання додаткової енергії й підвищення економічності у випадку утилізації теплоти, які «губляться» з продуктами згорання, що йдуть в атмосферу.

Крім цього відомо, що ефективність роботи будь-якої системи утилізації теплоти ВГ поршневих ДВЗ буде істотно змінюватись в залежності від кількості теплоти й температури джерела, що приводить у дію відповідну систему. Це є серйозною проблемою, що гальмує розвиток утилізаційних систем на об'єктах мобільної і стаціонарної техніки, двигуни яких працюють на режимах, що безупинно змінюються. Результати оцінки «вtrat» енергії із продуктами згорання у відпрацьованих газах (ВГ), що викидаються в атмосферу поршневими ДВЗ, свідчать про значні резерви підвищення економічності й можливості одержання додаткової корисної роботи у випадку утилізації цієї енергії.

Можливо виділити два основних напрямки використання термічного потенціалу ВГ або систем утилізації теплоти ВГ - для одержання додаткової корисної роботи (1) та для забезпечення тепловою енергією споживачів (2).

1. В процесі застосування першого напрямку додаткова корисна робота або передається (додається) безпосередньо до колінчастого валу поршневого двигуна ТЗ, або використовується для приводу агрегатів і систем силової установки. У цьому напрямку системи утилізації теплоти ВГ поршневих двигунів ТЗ можливо розділити на основних п'ять груп [9, 4]: паросилові установки, термоелектричні генератори, двигуни Стирлінга (ДС), повітряні розширювальні машини і поршневі двигуни з внутрішнім пароутворенням. Кожна з наведених систем має свої переваги і недоліки, зупинимось більш детально на перерахованих системах утилізації теплоти ВГ двигунів.

Паросилові установки із зовнішнім пароутворенням. На рис. 1 показана схема комбінованого дизеля корпорації «Термоелектрон» (США) [4, 10]. Характерною рисою її є те, що у вторинному контурі використання теплоти циркулює власне робоче тіло.

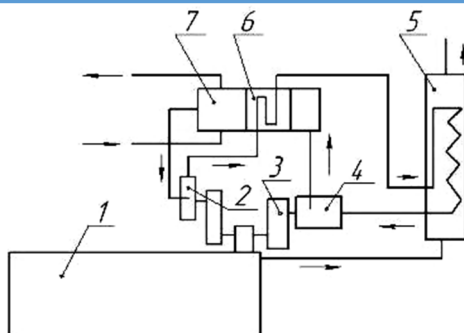


Рис. 1. Схема комбінованого двигуна корпорації «Термоелектрон» (США): 1 – дизель; 2 – підкачуючий насос; 3 – редуктор; 4 – розширювальна машина; 5 – парогенератор; 6 – підігрівач; 7 – конденсатор

За даними [4, 10] випробувань автомобіля з комбінованим двигуном, що виконано за розглянутою схемою, було отримано потужність на 15 % вище номінальної. Також відомі силові установки, у яких робочим тілом вторинного контуру використання теплоти є вода із системи охолодження транспортного двигуна [11] (рис. 2). Відповідно до розрахунків [11, 4] підвищення ККД у результаті реалізації такої схеми може досягати 18 %. Близькі дані щодо підвищення ККД для транспортних енергетичних установок, при використанні в якості вторинного контуру паросилової установки, були отримані для дизеля 4ЧН 12/14 - 12,7 % [12] і для бензинового двигуна ЗИЛ-130 - 22,2 % [13].

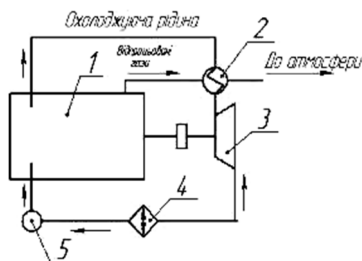


Рис. 2. Принципова схема комбінованої силової установки: 1 – поршневий ДВЗ; 2 – парогенератор; 3 – парова турбіна; 4 – конденсатор; 5 – насос системи охолодження ДВЗ

Потужність, що отримується у вторинному контурі, може не передаватися безпосередньо на колінчастий вал поршневого двигуна, а використовуватись для приводу пристроїв, які забезпечують роботу системи охолодження ДВЗ [14] (рис. 3). Враховуючи на те, що витрати потужності на

здійснення охолодження складають близько 10 % [4, 11], цю цифру можна вважати виграшем, що дозволить одержати розглянутий варіант утилізації теплоти ВГ.

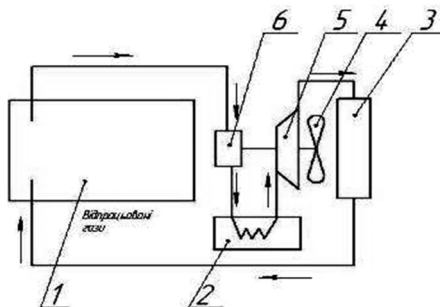


Рис. 3. Принципова схема комбінованої силової установки:

- 1 – поршневий ДВЗ; 2 – парогенератор; 3 – конденсатор; 4 – вентилятор; 5 – парова турбіна; 6 – насос системи охолодження ДВЗ

Перевагою розглянутої схеми можна вважати можливість ліквідації традиційних пристроїв, що регулюють інтенсивність охолодження; муфти (або реле) відключення вентилятора і клапана (термостата), які регламентують циркуляцію рідини в системі охолодження. Обумовлено це тим, що в даному випадку інтенсивність охолодження прямо пов'язана з навантаженням ДВЗ, а не з частотою обертання його колінчастого валу, як у традиційних схемах систем охолодження.

Термоелектричні генератори Одним з можливих напрямків утилізації теплоти ВГ є її трансформація в електричну енергію за допомогою термоелектричних перетворювачів (модулів) [13]. Випробування показали, що матеріали різних модулів працюють в оптимальному режимі при різних температур «холодного» і «гарячого» спайв термоелемента в межах $\Delta T = 220 - 600\text{K}$ для різних класів модулів, при цьому оптимальне ККД можливо отримати в межах $\eta = 6 - 12\%$. Виявлена ефективність утилізаційного термоелектрогенератора у випадку його використання, наприклад, на двигуні ЗИЛ-130, дозволила б підвищити потужність, що розвивається при частоті обертання колінчастого валу 3200 хв^{-1} , від 114 до 124,2 кВт і підняти значення ефективного ККД відповідного ДВЗ із 24,6 до 26,8 % [4, 13].

Двигуни Стирлінга. Багато уваги фахівців з теплових двигунів приділяється двигунам Стирлінга (ДС), такий інтерес обумовлений великою кількістю переваг цих двигунів, зокрема, вони мають [4, 14 - 16]: більш високий ККД, ніж у інших теплових двигунів; низьку токсичність; можливість роботи на різних видах палива; низька витрата масла; практично повна зрівноваженість і відсутність вібрацій; легкий пуск в умовах низьких

температур навколишнього повітря; допустимість короточасного перенавантаження; можливість одержання великої потужності в одному циліндрі; можливість роботи по оберненому циклу без зміни конструкції. Однією з перших робіт, з точки зору утилізації теплоти ВГ, варто вважати [17], де автори розглядають комбінований тепловий двигун, що складається із поршневого ДВЗ і приєднаного до нього ДС (рис. 4), який пропонується називати - «ексендером» [4].

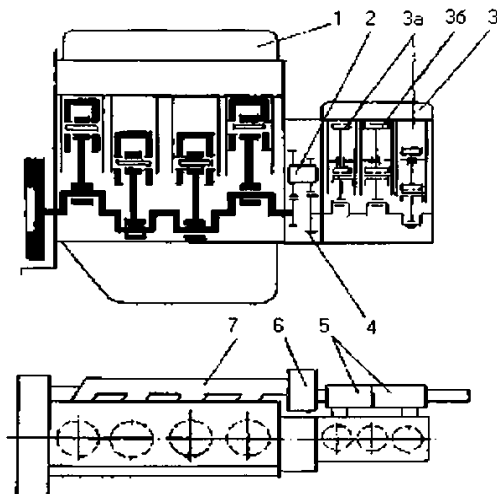


Рис. 4 Ексендер: 1 – дизель; 2 – гідромуфта редуктора; 3 – двигун Стирлінга; 4 – шестеренчастий редуктор; 5 – підігрівач робочого тіла Стирлінга; 6 – терморектор (допалювач відпрацьованих газів); 7 – випускний колектор дизеля

Дослідження показали [17], що ексендер, складений з дизеля, який має базову ефективну потужність $p_e = 66$ кВт і питому ефективну витрату палива $g_e = 245$ г/(кВт-год), та трициліндрового ДС, буде розвивати потужність 79 кВт (тобто приблизно на 20 % вище) і забезпечувати витрату палива $g_e = 207$ г/(кВт-год) (майже на 16 % нижче). У випадку використання допалювача, ці параметри відповідно можуть досягти значень відповідно 82 кВт і 199 г/(кВт-год).

В роботі [18] описана силова установка (СУ), яка включає в себе двохтактний малорозмірний дизель із газотурбінним наддувом, теплота продуктів згорання якого використовується для приводу ДС. Однієї третини цієї теплоти достатньо, щоб за допомогою ДС забезпечити загальний ККД силовій установці до 60 %.

Іншим можливим напрямком використання утилізаційного ДС є привід яких-небудь агрегатів або систем основної силової установки [4, 19, 20]. Такими можуть бути вентилятори, насоси, компресори тощо. Найбільш раціональне рішення при цьому - здійснення приводу за допомогою електроенергії. У цьому випадку ДС повинен пускати в хід електричний генератор. Додатковим плюсом такого способу є можливість живлення бортових електроприладів без додаткових витрат енергії (витрати потужності основної СУ). Найбільш вигідно застосовувати для цієї мети вільнопоршневий ДС. Утилізаційний ДС може застосовуватись й для кондиціонування повітря в кабіні [4, 21]. Однак при всіх своїх перевагах ДС має й істотні недоліки, які ускладнюють його застосування в якості утилізатора [4, 15, 20 тощо].

Повітряні розширювальні машини. Заслуговує уваги схема утилізації теплоти ВГ поршневого ДВЗ, запропонована в роботі [4, 12] (рис. 5, 6). Тут робочим тілом вторинного контуру є повітря. Установка, подібна розглянутій, була реалізована на тракторному дизелі Алтайського моторобудівного об'єднання [12].

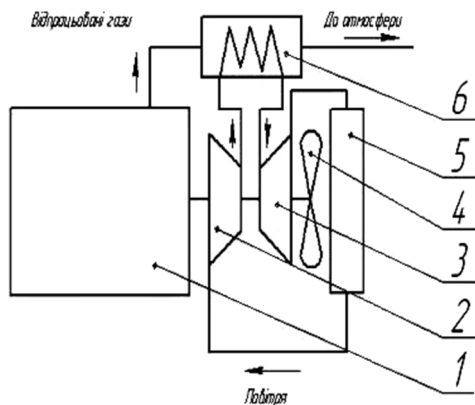


Рис. 5. Принципова схема комбінованої силової установки:
1 – поршневий ДВЗ; 2 – компресор; 3 – розширювальна машина;
4 – вентилятор; 5 – теплообмінник-охолоджувач; 6 – нагрівач

Рис. 7 дає уявлення про компоновальне поєднання двох контурів використання теплоти. Циліндропоршневі групи 1-го й 6-го циліндрів серийного дизеля А-01 були переобладнані відповідно в компресор і розширювальну машину. З'єднання компресора, розширювальної машини, поршнєвої частини, нагрівача й теплообмінника-охолоджувача відповідають наведеній вище принциповій схемі (рис. 5) і на рис. 6 не показані.

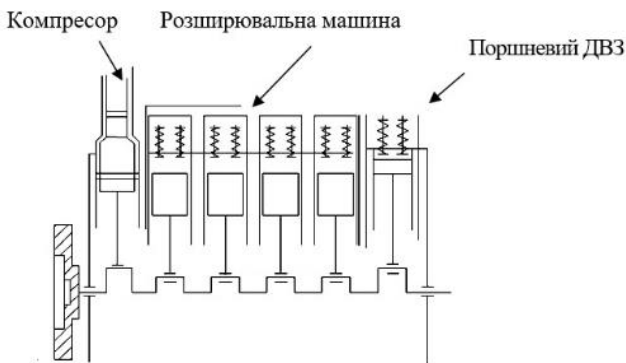


Рис. 6. Компонувачна схема двохконтурної силової установки

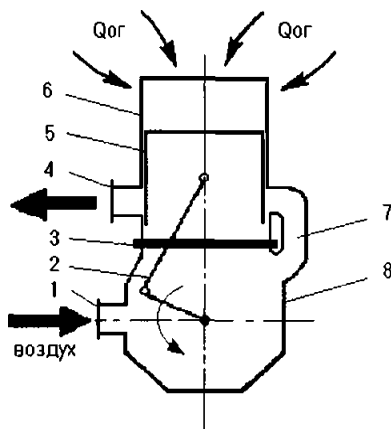


Рис. 7. Газовий двигун із зовнішнім підведенням теплоти:
 1 – впускний патрубок зі зворотнім клапаном; 2 – кривошипно-шатунний механізм; 3 – теплоізолююча проставка; 4 – впускний патрубок; 5 – поршень; 6 – циліндр; 7 – перепускний канал; 8 – картер

Результати випробувань установки, отримані при $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$, тиску заповнення вторинного контуру використання теплоти $0,5 \text{ МПа}$ та ступеня підвищення тиску в компресорі $4,5$, показали, що частина, складова ДВЗ отримала від вторинного контуру додатково $6,6 \text{ кВт}$ ($0,12 \text{ кВт}$ на 1 кВт , які розвиває ДВЗ), що дозволило зменшити питому ефективну витрату палива на $28,7 \text{ г/(кВт-год)}$ (тобто на $11,5\%$) і збільшити ефективний ККД на $4,6\%$.

Значно простіше виглядає газоподобний двигун із зовнішнім підведенням теплоти, принципова схема якого показана на рис. 7 [4, 7, 19, 20]. Двигун

працює наступним чином. При переміщенні поршня нагору, у результаті виникаючого в картері розрідження, в нього через впускний патрубок надходить повітря, що має температуру навколишнього середовища. Після досягнення поршнем крайнього верхнього положення починається його рух донизу, що супроводжується стисненням повітря, що перебувало в картері. Стиск триває доти, поки верхня крайка поршня не почне відкривати вікно перепускного каналу в циліндрі. З цього моменту поршень, що продовжує переміщуватися донизу буде перештовхувати стисле у картері холодне повітря в надпоршневий простір. Тут повітря нагрівається від гарячих стінок циліндра, що омивається ВГ поршневого ДВЗ, і розширюється, виконуючи роботу. Як тільки верхня крайка поршня почне відкривати впускний патрубок, гаряче повітря, яке розширюється, почне виходити із циліндра в атмосферу й замінюватися холодним стисненим повітрям, що надходить із картера через пропускний канал. Повітря, що надійшло в надпоршневий простір, нагрівається й цикл повторюється знову.

Поршневі двигуни із внутрішнім паротворенням. Підвищити потужність розглянутої вище системи можливо за рахунок використання в якості робочого тіла водяну пару. У роботі [4, 22] запропонована схема (рис. 8), в якій тонкорозпилена вода впорскується на нагріту стінку циліндра парової машини.

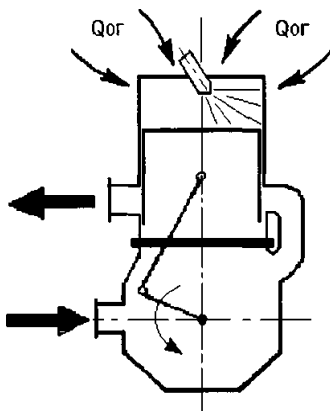


Рис. 8. Принципова схема утилізаційного поршневого двигуна з зовнішнім підведенням теплоти і внутрішнім поверхневим паротворенням

Принцип роботи установки, в основному, аналогічний розглянутому вище, відмінність полягає лише в тому, що в момент наближення поршня до ВМТ через форсунку здійснюється упорскування води на гарячі стінки циліндра, що омивається ВГ поршневого ДВЗ [4, 23]. У цьому випадку має

місце поверхнєве паротворення. Проведені розрахунки [4, 24] підтвердили, що процес випару плівки води зі стінок, що нагрівають ззовні, досить ефективний і може бути реалізований при зовнішньому обігріві циліндрів ВГ силових і теплогенеруючих установок. Іншим можливим варіантом утилізації теплових «втрат» з ВГ є використання поршневого двигуна, у циліндр якого надходять ВГ поршневого ДВЗ, стискуються й у них випорскується вода [23]. Розрахунки показують, що температура наприкінці стиску може досягати 1500°C і більше. Розпилена в обсязі внутрициліндрового простору вода в цих умовах інтенсивно випаровується, робоче тіло розширюється, виконуючи корисну роботу. У результаті збільшується загальна потужність установки, знижується питома витрата палива. При зазначеній вище температурі компоненти парогазової суміші, що знаходиться у циліндрі, після упорскування в нього води, з нею відбуваються складні зміни. У результаті, після проходження ВГ поршневого ДВЗ через утилізатор, токсичність цих газів буде знижуватися [7].

2. Прикладом реалізації другого напрямку, безпосередньо на транспортних засобах, може служити варіант утилізації теплоти ВГ за допомогою теплообмінника-змійовика, розташованого в глушнику [4, 6]. Рідина, що прокачується через змійовик і при цьому нагрівається може бути використана в холодну пору року для обігріву кабіни, акумуляторних батарей, прискореного прогріву двигуна й т.і. При цьому кількості теплоти, що одержується циркулюючою рідиною, достатньо - на автомобілі ГАЗ-52, наприклад, вона становить 24,1 кДж/год [6]. Широко відомі й когенераційні установки, що встановлюються на судових і стаціонарних енергетичних установках [4, 23, 24].

Також, для створення ефективних засобів і систем теплової підготовки для ДВЗ і ТЗ використовують теплові акумулятори (ТА) фазового переходу, що є своєчасною і актуальною науково-дослідною задачею.

Виконаний аналіз ТА фазового переходу і проведені дослідження дозволяють розробити їхню класифікацію [25, 26]. Це потрібно для того, щоб у процесі подальших досліджень і проектування ТА і систем, на їх основі, були визначені можливі перспективи розвитку їх схем та конструктивних рішень та використання ТАМ. Наведена на рис. 9 удосконалена класифікація ТА фазового переходу, яка була розроблена за основними ознаками на основі відомих та перспективних конструкцій ТА, за основу якої була прийнята, попередньо представлена в літературних джерелах [25, 26] класифікації теплових акумуляторів. Удосконалена класифікація має широку перспективу всебічного розвитку, її можливо змінювати та доповнювати, оскільки розвиток теорії теплового акумулявання на транспорті і систем на основі ТА дозволить в подальшому доповнити її новими конструкціями і ознаками, розширити сферу застосування ТА з різними ТАМ тощо.

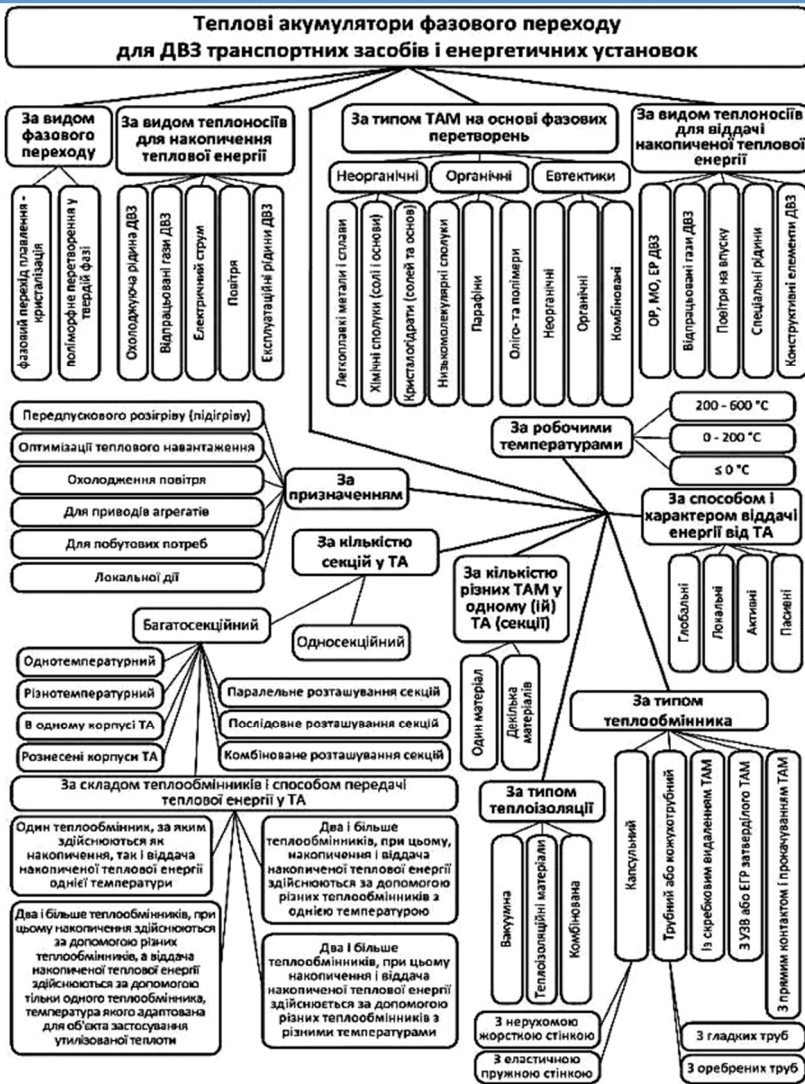


Рис. 9. Класифікація ТА фазового переходу для двигунів ТЗ і енергетичних установок

Висновки

Отримані результати підтверджують перспективність розробки і дослідження систем утилізації теплоти ВГ поршневих двигунів транспортних засобів в умовах експлуатації.

Література

1. Автомобильные двигатели/ Под ред. М.С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.
2. Автотранспортные потоки и окружающая среда/ Под ред. В.Н. Лукина. - М.: ИНФРА - М, 1998. - 408 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. - М.: Машиностроение, 1983. - 372 с.
4. Грицук І.В. Системи утилізації теплоти відпрацьованих газів поршневих і комбінованих двигунів внутрішнього згорання / І.В. Грицук, Д.С. Адоров // Збірник наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2009 – Випуск №20., с.135-151.
5. Смолин А.Б., Руднев В.В., Хасанова М.Л. Система утилизации теплоты автомобильных двигателей // Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. / МАДИ (ГТУ). М.,- 2001.-С. 165-167.
6. Груданов В.Я., Цап В.Н., Ткачев Л.Т. Глушитель с утилизацией теплоты отработавших газов // Автомобильная промышленность.-1987.-№5.-С. 11-12.
7. Кукис В.С., Хасанова М.Л., Пятковская Н.А. Возможность снижения токсичности двигателей внутреннего сгорания при утилизации теплоты их отработавших газов. // Праці Таврійська державна агротехнічна академія -Вип. 2.-Т. 17.-Мелітополь: ТДАТ, 2001.-С. 151-155.
8. Bode D. The latest on organic Rankine bottoming cycle // Diesel and Gas Turbine Progress, 1980. - № 6. - p. 74-81.
9. Цветкова Н.И. Об использовании энергии отработавших газов после газовой турбины в силовых установках // Энергомашиностроение. - 1964. - №6.-С. 41-45.
10. Марченко А.П. Выбор определяющих параметров комбинированного дизеля с системой вторичного использования теплоты: Дис. ... канд.техн. наук. - Харьков, 1984. - 258 с.
11. Шокотов Н.К. О располагаемых резервах повышения КПД дизеля 6ЧН 26/34 и карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 в случае применения на них систем утилизации // Двигатели внутреннего сгорания: Республиканский межведомственный тематический науч.-техн. сб. - Харьков: Вища шк.,1984. - Вып.40.-С. 18-23.
12. Жмудяк Л.М. Перспективные схемы утилизации тепла отработавших газов поршневых ДВС // Динамика и тепловая нагруженность и надежность сельскохозяйственных агрегатов: Материалы второго заседания

- республиканского семинара. - Барнаул: АПИ, 1981.-С. 100-109.
13. Зайцев А.П. и др. Исследование характеристик работы утилизионного термоэлектрического генератора при работе дизеля на различных режимах // Повышение уровня технической эксплуатации судовых дизелей: Сб. науч. трудов НИИВТ. - Новосибирск, 1987. - С. 67-73.
 14. Двигатели Стирлинга / Под ред. М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1977. - 150 с.
 15. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Пер. с англ. Б.В. Сутугина, Н.В. Сутугина. - М.: Машиностроение, 1985. -408 с.
 16. Lia T.A., Lagerqvist R.S. Stirling Engine with Unconventional Heating System // Proc. 8th I.E.C.E.C. - Philadelphia, 1973. - Aug. 13-17. - P. 165-173.
 17. Левитин А.Е., Юнда Ю.Д. Эксендер // Исследование поршневых двигателей. - Ангарск: АФ ИЛИ, 1971. - С. 7-10.
 18. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш. Шк.,1995. -1 кн. - 268 с.
 19. Кукис В.С. Двигатель Стирлинга как утилизатор теплоты отработавших газов. // Автомобильная промышленность. - 1988. - № 9. -С. 19-20.
 20. Кукис В.С. Системно-термодинамические основы применения двигателей Стирлинга для повышения эффективности силовых и теплоиспользующих установок мобильной техники: Дис....д-ра техн. наук.-Челябинск, 1989,-461с.
 21. Орунов Б. Разработка комбинированного двигателя Стирлинга с рабочим поршнем двойного действия и оптимизация его теплообменников и привода: Дис. ...канд. техн. наук. - М., 1985. - 143 с.
 22. Стефановский Б.С., Стефановский А.Б., Белецкая Ю.А., Мошак С.Г. Новая концепция пароэнергетических установок сельскохозяйственного назначения // Тр. Таврической государственной агротехнической академии. - Мелитополь, 1997. - Вып. 2. - Т. 1. - С. 17-21.
 23. Кукис В.С., Смолин А.Б., Богданов А.И. Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов // Труды международного форума по проблемам науки, техники и образования. - Т. 1. - Москва, 2000. - С. 56-57.
 24. Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Марков В.А., Васильев В.К., Буханец Д.И. Дизельные двигатели Для электроагрегатов и электростанций / Под ред. Б.Е.Поликера. – М.: Легион-Автодата, 2006. – 328с.
 25. Системи прогріву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування: монографія / [Волков В. П., Грицук І. В., Гутаревич Ю. Ф., Александров В. Д., Поддубняк В. Й., Прилепський Ю. В., Комов П. Б., Адров Д. С., Вербовський В. С., Краснокутська З. І., Волкова Т. В.]. - Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2015.- 314 с.

26. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / [Александров В. Д., Гутаревич Ю. Ф., Грицук І. В., Прилепський Ю. В., Постніков В. А., Гуштин А.М., Адров Д.С., Вербовський В. С., Краснокутська З. І.]. - Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014. - 230 с.

Abstract

**FEATURES OF CONSTRUCTION OF WASTE HEAT
EXHAUST MOTOR VEHICLES**

**Volkov V., Volkova T., Gritsuk I., Pogorletsky D.,
Verbovskyy V., Krasnokutskaya Z.**

Showing designs and the process of formation of the basic directions of use of the exhaust gas piston engines thermal potential for possible use in vehicles.

Keywords: *the exhaust gases, internal combustion engine, recycling, thermal energy, vehicle.*