

Нові рішення у сучасній техніці та технологіях

УДК 622.24.054

DOI: 10.31471/1993-9868-2021-1(35)-67-80

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ ЇХНЬОГО ПЕРЕВЕДЕННЯ НА ГАЗОПОДІБНІ ПРОДУКТИ КОНВЕРСІЇ МЕТИЛОВОГО СПИРТУ

С. І. Криштопа, Л. І. Криштопа, І. М. Микитій, М. М. Гнип, Ф. В. Козак

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: auto.ifntung@ukr.net

Робота спрямована на вирішення проблеми конвертації існуючих дизельних силових приводів нафтогазового технологічного транспорту на газові палива, які є більш дешевою альтернативою дизельного палива. Запропоновано метод підвищення ефективності використання енергії альтернативних палив. Встановлено природу підвищення енергії вихідного палива. Виконаний вибір альтернативного спиртового палива в якості вихідного продукту для конверсійного процесу, що враховує його собівартість та енергетичну цінність. Проведені розрахунки показали, що тепловий ефект від спалювання конвертованих CO і H₂ перевищує ефект від спалювання тієї ж кількості рідкого метанолу. У порівнянні з іншими альтернативними паливами вартість метилового спирту невисока, крім того, при використанні метанолу як палива для дизелів можна значно знизити викиди часток сажі та оксидів азоту. Це можливо завдяки тому, що при горінні метанолу в циліндрі дизеля не утворюються проміжні продукти, що сприяють зародженню ацетиленових і ароматичних вуглеводнів, які і призводять до утворення сажі. Метанол відноситься до поновлюваних природних ресурсів, тобто існує велика сировинна база для збільшення його виробництва і значно ширшого використання як енергоносія. Використання цього спирту як альтернативного біопалива для автотранспорту є можливим в результаті його отримання доступними та дешевими способами з сільськогосподарських та харчових відходів, з газоподібного палива. Енергія палива та потужність двигуна підвищувались за рахунок регенерації теплоти відпрацьованих газів. Проведені експериментальні дослідження потужнісних та економічних показників дизельного двигуна, який був переобладнаний для роботи на продуктах конверсії метанолу. Виконані експериментальні дослідження показали, що переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є обґрунтованими. З врахуванням того, що ціна метанолу складає в середньому 10-20 % від вартості дизельного палива, переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є досить вигідним.

Ключові слова: дизельний двигун, нафтогазовий технологічний транспорт, альтернативне паливо, конвертація метанолу, утилізація теплоти, відпрацьовані гази, потужність, питома витрата палива.

Робота направлена на решение проблемы конвертации существующих дизельных силовых приводов нефтегазового технологического транспорта на газовые топлива, которые являются более дешевой альтернативой дизельному топливу. Предложен метод увеличения эффективности использования энергии альтернативных топлив. Установлена термохимическая природа повышения энергии исходного топлива. Сделан выбор альтернативного спиртового топлива в качестве исходного продукта для конверсионного процесса, учитывающий его себестоимость и энергетическую ценность. Проведенные расчеты показали, что тепловой эффект от сжигания конвертируемых CO и H₂ превышает эффект от сжигания того

же количества жидкого метанола. По сравнению с другими альтернативными топливами стоимость метилового спирта невысока, кроме того, при использовании метанола в качестве топлива для дизелей можно значительно снизить объем выброса частиц сажи и оксидов азота. Это возможно благодаря тому, что при горении метанола в цилиндре дизеля не образуются промежуточные продукты, способствующие зарождению ацетиленовых и ароматических углеводородов, которые и приводят к образованию сажи. Метанол относится к возобновляемым природным ресурсам, то есть существует большая сырьевая база для увеличения его производства и значительно более широкого использования в качестве энергоносителя. Использование этого спирта в качестве альтернативного биотоплива для автотранспорта возможно в результате его получения доступными и дешевыми способами из сельскохозяйственных и пищевых отходов, из газообразного топлива. Энергия топлива и мощность двигателя повышаются за счет регенерации теплоты отработавших газов. Проведены экспериментальные исследования мощности и экономических показателей дизельного двигателя, который был переоборудован для работы на продуктах конверсии метанола. Проведенные экспериментальные исследования показали, что перевод дизельных двигателей на работу с использованием продуктов конверсии метанола является обоснованным. С учетом того, что цена на метанол составляет в среднем 10-20 % от стоимости дизельного топлива, перевод дизельных двигателей на работу с использованием продуктов конверсии метанола является весьма выгодным.

Ключевые слова: дизельный двигатель; нефтегазовый технологический транспорт; альтернативное топливо; конвертация метанола; утилизация теплоты; отработанные газы; мощность; удельный расход топлива.

The work aimed at solving the problem of conversion of existing diesel power drives of oil and gas technological transport into gaseous fuels, which are a cheaper alternative to diesel fuel. A method has been proposed to increase the energy efficiency of alternative fuels. The thermochemical essence of increasing the energy of the source fuel has been developed. The choice of alternative alcohol fuel as a starting product for the conversion process, taking into account its cost and energy value. The calculations showed that the thermal effect from the combustion of converted CO and H₂ exceeds the effect from the combustion of the same amount of liquid methanol. Compared to other alternative fuels, the cost of methyl alcohol is low, in addition, when using methanol as a fuel for diesel engines, you can significantly reduce emissions of soot particles and nitrogen oxides. This is due to the fact that the combustion of methanol in the diesel cylinder does not form intermediates that promote the formation of acetylene and aromatic hydrocarbons, which lead to the formation of soot. Methanol is a renewable natural resource, ie there is a large raw material base to increase its production and much wider use as an energy source. Using of this alcohol as an alternative biofuel for vehicles is possible as a result of its production in affordable and cheap ways from agricultural and food waste, from gaseous fuel. Fuel energy and engine power were increased by regenerating the heat of the exhaust gases. Experimental studies of power and economic performance of a diesel engine, which was converted to work on the products of methanol conversion. Experimental studies have shown that the conversion of diesel engines to work using methanol conversion products is justified. Given that the price of methanol is, on average, 10-20% of the cost of diesel fuel, the conversion of diesel engines to work using methanol conversion products is quite profitable.

Keywords: diesel engine; oil and gas technological transport; alternative fuel; methanol conversion; heat utilization; exhaust gases; power; specific fuel consumption.

Вступ

Значна номенклатура частка нафтогазового технологічного транспорту використовує двигуни внутрішнього згорання з дизельними системами живлення. Це вимагає при роботі двигунів великих витрат високоякісного дизельного палива, тому очевидною є доцільність переходу на більш дешеві види альтернативних палив [1]. Дизельні двигуни мають великий ресурс і, поза сумнівом, навіть після повного припинення випуску нових дизельних двигунів, вже випущені дизельні двигуни ще довгий час будуть знаходитись в експлуатації. Тому на особливу увагу заслуговує проблема переведення існуючих дизельних силових приводів на газові палива, які є більш дешевою альтернативою дизельного палива.

Економічні переваги переведення дизельних силових приводів автомобільного транспо-

рту на моногазовий режим пов'язані з наступним [2]: моногазове паливо суттєво дешевше за дизельне паливо, а дизельне паливо не подається взагалі; ресурс циліндропоршневої групи конвертованих двигунів за рахунок більш плавного зростання тисків згорання збільшується в 1,3-1,5 рази; приблизно вдвічі зростає періодичність заміни моторних оливі та масляних фільтрів моногазових двигунів за рахунок зниження нагароутворення, відсутності процесу змивання оливної плівки та зменшення розрідження моторної оливи.

Тому конвертація дизельних силових приводів автомобільного транспорту на моногазові двигуни, з точки зору зниження витрат на паливно-мастильні матеріали та капітальний ремонт двигунів, є актуальним завданням.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Про суттєві перспективи переобладнання дизельних двигунів у газові з іскровим запалюванням свідчить створення моногазових двигунів провідними світовими виробниками автомобільних двигунів та автомобілів, які вже широко використовуються на автомобільному транспорті [3]. Причому переобладнання дизельних двигунів здійснюється як на зріджену пропан-бутанову суміш, так і на стиснутий або зріджений природний газ. В зазначеному напрямку проводять роботи такі відомі світові концерни, як Freightliner, Cammins, Volvo, MAN, Mercedes, Scania, Iveco та інші (рис. 1, 2), які вже розробили для комерційної техніки на основі існуючих дизельних двигунів газові з іскровим запалюванням.



Рисунок 1 – Freightliner 120 на пропан-бутані



Рисунок 2 – Volvo-460 на метані

Вивчення досвіду зарубіжних і вітчизняних розробок свідчить, що дизельні двигуни, які конвертовані в газові, мають високі тягово-динамічні та економічні характеристики, а за показниками екологічної безпеки істотно перевершують базові дизельні двигуни [4].

Конвертація дизельного двигуна в моногазовий, на відміну від переобладнання бензинових двигунів, вимагає серйозних змін в конструкції базового дизеля [5]. Оскільки в дизель-

ному двигуні палива займається при нагріванні від стиснення, стандартний дизельний двигун не може працювати на газовому паливі. Причиною є те, що газомоторне паливо має істотно більш високу температуру займання порівнянно з дизельним паливом (наприклад, дизпаливо – 300-330 °С, пропан – 466 °С), якої неможливо досягти при ступенях стиснення, що використовуються в дизельних двигунах. Другою причиною, з якої дизельний двигун не зможе працювати на газовому паливі, є явище детонації. Це вибухоподібне горіння палива, яке відбувається при високому ступені стиснення паливо-повітряної суміші, яке для дизельних двигунів становить 14–22, а для газових – 12–13 [6].

Слід зауважити, що зменшення ступеня стиснення досягається розточуванням камери згоряння в поршні базового дизеля. Однак експериментальні дослідження показують, що навіть незначні зміни форми камер згоряння в поршнях призводять до значних змін у процесах теплогазомасообміну та згоряння [7]. Тому оптимізація камери згоряння конвертованого двигуна потребує серйозних розрахункових і експериментальних робіт для забезпечення високих потужнісних, економічних та екологічних показників двигуна.

В загальному для конвертації дизельних двигунів на газове паливо необхідно виконати наступне: встановити газобалонну апаратуру; зменшити ступінь стиснення базового дизельного двигуна; змонтувати систему запалення; виконати налаштування системи управління двигуном. Необхідно зазначити, що поки набутий початковий досвід в напрямку конвертації дизельних двигунів у моногазові і для вирішення питання доцільності переобладнання дизельних двигунів в газові потрібно дати відповіді на багато питань науково-технічного та комерційного характеру [8].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

При виборі виду газового палива необхідно обов'язково враховувати перетворення хімічної енергії палива в роботу. Перетворення хімічної енергії будь-якого виду палива у роботу в двигунах внутрішнього згоряння здійснюється в два етапи: на першому вона перетворюється в теплоту, на другому етапі теплота реалізується в роботу. При цих перетвореннях і відбуваються основні втрати енергії палива, що можуть суттєво підвищувати показники ефективності роботи двигуна внутрішнього згоряння [9].

Таблиця 1 – Температура конверсії та вартість основних альтернативних палив, які можуть використовуватись в двигунах внутрішнього згоряння

Вид палива	Метан	Октан	Пропан	Етанол	Метанол
Вартість, євро/кг	0,05-0,1	0,55-0,8	0,4-0,75	0,2-0,3	0,15-0,25
Температура конверсії T_k , К	1000	1000	700	600	570

Для підвищення ефективності використання хімічної енергії палива в двигунах внутрішнього згоряння необхідно знизити її втрати на обох етапах перетворення. До теперішнього часу в двигунобудуванні, в основному, застосовуються способи зменшення втрат енергоефективності палива на другому етапі перетворення енергії. У сучасних двигунах температурний рівень робочого тіла такий, що його подальше підвищення обумовлює серйозну проблему забезпечення необхідної термічної міцності [10]. Тому підвищення ефективності використання палива в тепловому двигуні шляхом підвищення верхньої термодинамічної температури робочого тіла в циклі залежить від можливостей подальшого підвищення жаростійкості і жароміцності конструкційних матеріалів деталей двигуна. Якщо врахувати, що ці можливості для більшості традиційних матеріалів вже практично вичерпані, стає очевидним, що такий спосіб стає малоперспективним.

У цих умовах доцільна розробка способу зниження незворотних втрат на першому етапі перетворення хімічної енергії палива в теплоту. Причому реалізація цього способу, за можливості, не повинна бути пов'язана з підвищенням температурного рівня робочого тіла. Стосовно двигунів внутрішнього згоряння, для забезпечення попереднього ендотермічного етапу конверсії в якості вихідного конвертованого продукту доцільно використовувати види альтернативних палив з температурою рівня відпрацьованих газів [11]. До таких палив можуть відноситись нижчі спирти, алкани і прості ефіри. Вибір альтернативного палива як вихідного продукту для конверсійного процесу є компромісом, що враховує температурні умови процесу, його енергетичну цінність, утворені при переробці газу і їхню собівартість.

До найбільш перспективному вихідного продукту для організації конверсії в першу чергу слід віднести метиловий спирт (метанол), який у світовій практиці вже давно застосовується як дешевий замітник дорогих традиційних моторних палив (табл. 1). Для порівняння середня вартість дизельного палива в Європі [12] коливається в межах 1-1,6 євро/літр (1,15-1,9 євро/кг).

З економічної точки зору, як альтернативне паливо для дизельного двигуна доцільно використовувати метанол [13]. Метиловий спирт зі своєю більш простою структурою і незначними розмірами молекул є одним з визначальних чинників більш «чистого згоряння» палива [14]. Метанол має високе октанове число і низький рівень пожежонебезпеки. Він погано розчиняється в нафтових паливах. Застосування зрідженого метанолу в якості палива супроводжується підвищеним зносом циліндро-поршневої групи, викликаним потраплянням його крапель на стінки циліндра і руйнуванням плівки мастила. Температура відпрацьованих газів двигунів при роботі на метанольній суміші на 30-70 °С нижча порівняно з базовими двигунами внутрішнього згоряння [15]. В даний час основним споживачем метанолу є хімічна промисловість.

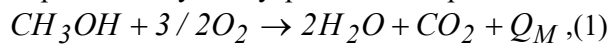
Формулювання цілей статті

Порівняно з іншими альтернативними паливами вартість метилового спирту невисока, крім того, при використанні метанолу як палива для дизелів можна значно знизити викиди часток сажі та оксидів азоту. Це можливо завдяки тому, що при горінні метанолу в циліндрі дизеля не утворюються проміжні продукти, що сприяють зародженню ацетиленових і ароматичних вуглеводнів, які і призводять до утворення сажі. Метанол відноситься до поновлюваних природних ресурсів, тобто існує велика сировинна база для збільшення його виробництва і значно ширшого використання як енергоносія. Метанол широко використовується в хімічній промисловості і чималі його обсяги застосовуються у виробництві палив для автотранспорту. Використання цього спирту як альтернативного біопалива для автотранспорту є можливим в результаті його отримання доступними та дешевими способами з сільськогосподарських та харчових відходів, з газоподібного палива [16].

Тому метою даної статті є теоретичні та експериментальні дослідження напрямів підвищення енергоефективності альтернативних палив для дизельних двигунів технологічного транспорту нафтогазової галузі та розроблення енергоефективної системи конвертації метанолу шляхом використання теплоти відпрацьованих газів.

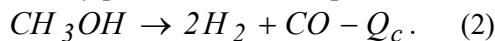
Розроблений метод підвищення енергії палива

Термохімічну природу підвищення енергії вихідного палива відображають основні положення термодинаміки, зокрема, закон Гесса. Покажемо це на прикладі аналізу теплових ефектів від згоряння метанолу, здійснюваного за двома методами. Відповідно до першого і другого методів окислення метанолу початковий і кінцевий стани системи однакові: початковий – 1 кмоль CH_3OH , кінцевий – 2 кмоль H_2O та 1 кмоль CO_2 . За першим методом метанол безпосередньо спалюються в камері згоряння двигуна внутрішнього згоряння

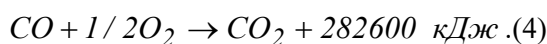
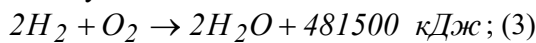


де Q_M – екзотермічний тепловий ефект від згоряння метанольно-повітряної суміші, $Q_M = 629\,440$ кДж [3].

В результаті реакції (1) за першим методом утворюються 3 кмоль продуктів згоряння. За другим двоступінчастим методом конверсії метанолу спочатку розкладається спирт



При цьому утворюються 2 кмоль H_2 та 1 кмоль CO з ендотермічною теплотою конверсії Q_c . Потім спалюють у кисні 3 кмоль, отриманих в результаті реакції (2) продуктів конверсії метанолу:



Сумарний тепловий ефект

$$Q_\Sigma = 282\,600 + 481\,500 = 764\,100 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}. (5)$$

Теплові ефекти для реакцій (3-4) наведені згідно з даними [17]. Тоді у відповідності до закону Гесса сумарні теплові ефекти різних маршрутів окислення метанолу повинні збігатися

$$629\,440 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}} = -Q_c + 764\,100 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}. (6)$$

Звідси ендотермічний тепловий ефект конверсії (реакції дисоціації метанолу) буде складати

$$Q_c = 134\,660 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}.$$

Отже, проведений розрахунок показав, що тепловий ефект від спалювання конвертованої суміші CO і H_2 перевищує ефект від спалювання тієї ж кількості неконвертованого метанолу (вихідне паливо) на $Q_c = 134\,660 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$

(тобто на 21,4 %), що відповідає витраченій при розкладанні спирту енергії.

Ефективність цього перетворення, яка оцінюється термічним ККД циклу, залежить від співвідношення середніх температур відведення T_2 (нижня температура) і підведення T_1 (верхня температура) теплоти в циклі:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, (7)$$

тобто, чим вищою є середня температура підведення теплоти при розглянутому рівні температури відведення теплоти, тим вищий термічний ККД циклу.

Можна стверджувати, що реалізація такого способу апріорі можлива лише за наявності альтернативних палив, спалювання яких при однаковій температурі супроводжувалося б різними рівнями незворотних втрат. Подібні палива шляхом термохімічних перетворень можна перетворити в нове (штучне) паливо з більш високим енергетичним потенціалом. Переведення хімічної енергії такого штучного палива в теплоту супроводжується меншими незворотними втратами.

Вказаний спосіб переведення хімічної енергії розроблений на базі фундаментальних положень термохімії і може бути застосований для будь-якого виду енергетичної установки. Запропонований спосіб передбачає необхідність організації ендотермічного процесу конверсії палива, в основі якого лежить цикл його термохімічного перетворення, а в робочому циклі енергоустановки передбачається ще один процес. Якщо в звичайній енергоустановці хімічна енергія палива перетворюється в теплоту за одну стадію, то в запропонованому способі – в дві.

Так, на першій стадії вихідне паливо піддається конверсії, а на другій конвертоване паливо спалюється на більш високому енергетичному рівні. Дві стадії перетворення енергії, в процесі яких використовується теплота, що відводиться з циклу, дозволяють підвищити ефективність використання енергії вихідного палива. У загальному випадку ефективність термохімічної регенерації залежить від типу енергоустановки, способу і умов організації в ній робочого процесу, а також від виду палива та ендотермічного ефекту системи реакцій його конверсії. Слід зазначити, що продукти конверсії традиційного нафтового палива, отримані в термохімічному реакторі на основі механізму екзотермічних реакцій неповного окислення вуглеводнів, мають порівняно з вихідним пали-

вом нижчу теплоту згоряння, що виключає прояв ефекту регенерації.

Проведемо розрахунок підвищення теплоти згоряння продуктів конверсії зрідженого метанолу.

Теплота згоряння дизельного палива $H_{и.д} = 42500$ кДж/кг (100 %) [18]. Теплота згоряння метанолу $H_{и.м} = 19670$ кДж/кг (46,35 %). Теплота згоряння газоподібних продуктів конверсії метанолу $H_{и.п.м} = 23870$ кДж/кг (56,17 %).

Таким чином, при згорянні в двигуні 1 кг продуктів конверсії метанолу, отриманих з такої ж маси рідкого метанолу, вивільняється додаткова теплова енергія $H_{и.к}$, накопичена в процесі конверсії спиртового палива

$$H_{и.к} = H_{и.п.м} - H_{и.м} = 4200 \text{ кДж/кг. (8)}$$

Отже, 21,4 % енергії вихідного палива повертається в робочий цикл двигунів внутрішнього згоряння для здійснення корисної роботи.

При організації ендотермічної конверсії в умовах реальної експлуатації двигуна внутрішнього згоряння ця енергія одержується на основі утилізації теплової енергії відпрацьованих газів. Згідно зовнішнього теплового балансу двигуна внутрішнього згоряння істотна частина хімічної енергії палива не реалізується у вигляді роботи і відводиться (в тому числі з відпрацьованими газами) у навколишній простір. У дизельних двигунах складова енергетичних втрат в тепловому балансі досягає 25-40 % [19], в бензинових і газових двигунах частка незворотних втрат теплоти, що втрачається з двигуна з відпрацьованими газами, становить 30-45 %. Це відповідає 13-22 МДж теплоти на 1 кг витраченого палива.

Для забезпечення процесу конверсії теплота має відбиратись від випускного колектора, де температура деталей двигуна досягає від 700-800 К на оборотах холостого ходу до 1100-1200 К на режимах максимальних навантажень. Навіть з врахуванням втрат теплоти при передачі енергії від двигуна до робочого тіла, абсолютно безпроблемним є досягнення метанолом температури конверсії $T_k = 570$ К. З викладеного вище випливає, що застосування систем попереднього хімічного перетворення альтернативного палива дозволяє підвищити ефективність його використання в двигунах внутрішнього згоряння за рахунок регенерації теплоти відпрацьованих газів. Наприклад, для дизельних двигунів, які перероблені на газові з примусовим іскровим запаленням, термодинамічний цикл (цикл Отто) з регенерацією теплоти

може бути представлений T-S-діаграмою (рис. 3).

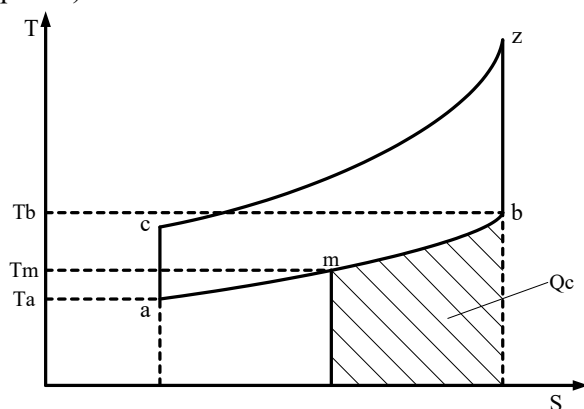


Рисунок 3 - Термодинамічний цикл з регенерацією теплоти для дизельних двигунів, які перероблені на газові продукти конверсії метанолу

На діаграмі теплота, придатна для регенерації за цикл, виражена як частина відхідної теплоти Q_b , тобто ступінь регенерації дорівнює

$$\eta_p = \frac{Q_c}{Q_b}, \quad (9)$$

де Q_b – кількість теплоти, яка була відведена за цикл.

Кількість теплоти Q_b , яка була відведена за цикл (рис. 3), визначається з виразу

$$Q_b = M_{пр.зг.} \cdot C_{\mu\nu} (T_b - T_a), \quad (10)$$

де $M_{пр.зг.}$ – кількість продуктів згоряння при постійному об'ємі;

$C_{\mu\nu}$ – середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному об'ємі.

Кількість ендотермічної теплоти конверсії Q_c визначається з (8) та з виразу

$$Q_c = M_{пр.зг.} \cdot C_{\mu\nu} (T_b - T_k). \quad (11)$$

Іншими словами, ступінь регенерації залежить від температури конверсійного процесу T_k , зростає з її зменшенням та знаходиться з виразу

$$\eta_p = \frac{T_b - T_k}{T_b - T_a}. \quad (12)$$

Очевидно, що зазначені вимоги з температурного рівня відпрацьованих газів двигуна можуть бути забезпечені не у всіх діапазонах режимів роботи двигунів внутрішнього згоряння. Наприклад, для непрогрітого до робочої температури двигуна ступінь регенерації конвер-

сійного процесу буде знижена. Але потрібно зауважити, що час роботи двигуна на режимі прогрівання є досить нетривалим. Крім того, слід відмітити, що реалізувати конверсію альтернативних палив при нижчих робочих температурах дозволяють сучасні каталізатори. Наприклад, для метанолу це 300-400 °С [20], визначаючи тим самим мінімально можливий температурний режим відпрацьованих газів у двигунах внутрішнього згорання, при якому ще можна здійснити організацію конверсійного процесу. Тому на сьогоднішній день можна говорити про можливість майже постійного конверсійного процесу в двигунах внутрішнього згорання за рахунок регенерації теплоти відпрацьованих газів. Для аналізу можливості підвищення ефективності використання хімічної енергії палива порівнюємо можливості його енергоперетворення в двох енергетично подібних двигунах внутрішнього згорання. Перший працює за звичайною схемою, другий – з використанням термохімічних регенерації в дві стадії. Необхідний тепловий режим конверсії палива забезпечується за рахунок підведення теплоти відпрацьованих газів.

Перший двигун працює наступним чином. Початкове паливо за параметрів навколишнього середовища надходить в двигун, де згоряє з виділенням теплоти $Q_n = H_u$. Ця теплота передається робочому тілу. Для спрощення аналізу будемо вважати, що передача теплоти відбувається при середній температурі T_{cep1} . Відпрацьовані гази після завершення циклу відводяться в атмосферу. Для спрощення аналізу будемо вважати, що відведення теплоти відбувається при середній температурі T_{cep2} .

Тоді вироблена двигуном робота може бути визначена наступним чином

$$L_M = H_{u,m} \frac{T_{cep1} - T_{cep2}}{T_{cep1}}. \quad (13)$$

При цьому ефективність використання хімічної енергії палива дорівнює

$$\eta = \frac{L_M}{H_{u,m}} = \frac{T_{cep1} - T_{cep2}}{T_{cep1}}. \quad (14)$$

Залежність (14) визначає ККД теплосилової установки, який дорівнює відношенню кількості енергії, перетвореної в роботу, до всієї енергії, що надійшла в теплосилову установку. При цьому ККД даної ідеалізованої установки збігається з термічним ККД циклу. Це свідчить про те, що в двигуні без термохімічної регенерації ефективність використання енергії палива

цілком залежить від перетворення теплоти в роботу і не може перевищити ефективність перетворення останньої.

Другий двигун працює з термохімічною регенерацією теплоти відпрацьованих газів. На відміну від першого двигуна, паливо в камеру згорання надходить не відразу, а пройшовши стадію термохімічної переробки в термохімічному реакторі. У ньому під дією теплоти, що надходить при середній нижній температурі T_{cep2} , відбувається термохімічне перетворення вихідного палива в конвертоване, яке і подається на спалювання в камеру згорання двигуна. Якщо прийняти, що теплообмін в цьому двигуні здійснюється аналогічно першому варіанту, то робоче тіло другого двигуна з термохімічним реактором має отримати теплоту також при середній температурі T_{cep1} .

У цьому випадку сприйнята робочим тілом теплота $H_{u,n,m}$ перевищує теплоту згорання $H_{u,m}$ вихідного палива на величину $H_{u,k}$, яка була поглинена при термохімічному перетворенні вихідного палива в термохімічному реакторі та відповідно дорівнює

$$H_{u,n,m} = H_{u,m} + H_{u,k}. \quad (15)$$

Будемо вважати, що двигун з термохімічним реактором перетворює сприйняту робочим тілом теплоту з тією ж ефективністю, що і двигун без термохімічного реактору, тобто термічний ККД обох установок однаковий. Тоді робота, яку може зробити двигун з термохімічним реактором, дорівнюватиме

$$L_{n,m} = (H_{u,m} + H_{u,k}) \frac{T_{cep1} - T_{cep2}}{T_{cep1}}. \quad (16)$$

Тоді ефективність використання енергії палива в двигуні, що містить вузол термохімічної регенерації теплоти буде визначатись з виразу

$$\eta_{n,m} = \left(\frac{H_{u,m} + H_{u,k}}{H_{u,m}} \right) \left(\frac{T_{cep1} - T_{cep2}}{T_{cep1}} \right) = \frac{H_{u,n,m}}{H_{u,m}} \left(\frac{T_{cep1} - T_{cep2}}{T_{cep1}} \right). \quad (17)$$

Порівняємо ефективність використання енергії палива в двигуні, що містить вузол термохімічної регенерації та працює на метанолі, з такою у звичайному двигуні. Приймаємо середню верхню температуру циклу $T_{cep1} = 2000$ К, а середню нижню – $T_{cep2} = 1200$ К. Тоді відповідно до залежності (14) маємо термічний ККД

звичайного двигуна $\eta_m = 40\%$. Як було показано вище, теплота згоряння метанолу Hi_m складає 19670 кДж / кг. Теплота згоряння газоподібних продуктів конверсії метанолу $Hi_{n.m}$ складає 23870 кДж / кг. Тоді відповідно до термохімічної регенерації його термічний ККД $\eta_{n.m}$ буде перевищувати термічний ККД η_m першого двигуна в $(23870/19670) = 1,214$ рази, тобто для двигуна з термохімічною регенерацією термічний ККД буде рівним $\eta_{n.m} = 48,5\%$.

З наведеного аналізу випливає, що незворотні зовнішні втрати перетворення хімічної енергії палива в теплоту в разі застосування методу термохімічної регенерації теплоти відпрацьованих газів завжди менші відповідних втрат при безпосередньому спалюванні палива без його попередньої термохімічної переробки. Причому зменшення незворотних втрат відповідатиме енергії, яку необхідно витратити на компенсацію сумарного теплового ендотермічного ефекту реакцій конверсії вихідного палива.

Експериментальні дослідження реалізації запропонованого методу підвищення енергії палива

Теоретичні основи подібних систем живлення двигунів внутрішнього згоряння в сучасній дослідницькій практиці залишаються недостатньо вивченими. Однак вони представляють суттєвий інтерес з точки зору оцінки потенційних можливостей застосування двигунів з термохімічною регенерацією в складі систем живлення і підвищення ефективності використання енергії альтернативних видів палива, зокрема для існуючих дизельних двигунів, які будуть переобладнані на газові. Реалізація термохімічного способу утилізації теплоти для умов робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням можлива, якщо в якості вихідного палива використовувати вуглеводневі сполуки з відносно низькою температурою реакцій конверсії (спирти, ефіри та аналогічні сполуки). Газоподібні продукти конверсії можуть бути застосовані як основне паливо для живлення газового двигуна. При цьому важливим є можливість реалізації цього способу в складі систем живлення дизельних двигунів, які конвертуються на газові палива.

Проаналізуємо умови для досягнення максимально якісної регенерації. Такі умови досягнення максимально можливої міри регенерації виконуються, коли ендотермічний ефект реакції конверсії відповідає підведенню еквівалент-

ної кількості теплоти в реакційний простір від зовнішнього джерела – теплоносія (наприклад, теплота відпрацьованих газів двигуна або теплота від системи охолодження). В реальних умовах конверсійного процесу у випускній системі двигуна внутрішнього згоряння теплоносій (відпрацьовані гази та охолоджуюча рідина) повинен мати у своєму розпорядженні потенційно більш високий рівень енергії, яка використовується не тільки для компенсації ендотермічного ефекту реакції конверсії, а й для організації її допоміжних циклів. Енергія необхідна для попереднього нагріву вихідного палива до температури кипіння, його випаровування, підвищення температури парів до температури дисоціації, компенсації теплових втрат в навколишнє середовище крізь стінки реактора і відповідних трубопроводів.

Наприклад, загальні витрати теплової енергії на повністю завершену конверсію 1 кг метанолу досягають 7 МДж [21]. При цьому на компенсацію ендотермічного ефекту реакції конверсії спирту витрачається близько 60 % від загальних енергетичних витрат. Значна їх частина (близько 25 %) витрачається на енергоємний процес пароутворення (теплота випаровування метанолу – 1,1 МДж/кг). Тобто максимально можливий ступінь регенерації досягається за умови, коли теплова енергія теплоносія перевищує загальні витрати енергії, необхідні для конверсійного процесу.

Метою експериментальних досліджень є застосування продуктів конвертації метанолу в альтернативних паливних сумішах в існуючих дизельних двигунах нафтогазового технологічного транспорту для економії нафтового моторного палива.

Оцінка ефективності термохімічного способу утилізації теплоти в умовах робочого циклу дизеля типу Д21А була проведена в лабораторних умовах на моторному стенді. Коротка технічна характеристика експериментального дизельного двигуна Д21А1 наведена в таблиці 2.

Схема експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників його роботи продуктах конверсії метанолу зображена на рис. 4. Двигун експериментального стенду міг працювати в трьох режимах: подача дизельного палива в зрідженій фазі через форсунки; подача продуктів конверсії метанолу через газовий редуктор; подача метанолу в зрідженій фазі через форсунки. Метанол подавався з паливного баку за допомогою електричного паливного насоса через регулятор тиску палива. Для компенсації відносно низької теплоти згоряння метанолу та збіль-

Таблиця 2 – Коротка технічна характеристика експериментального дизельного двигуна Д21А1

№ з/п	Назва параметрів двигуна	Одиниці вимірювання	Значення
1	Тип дизельного двигуна	-	Двоциліндровий, чотиритактний, повітряного охолодження
2	Робочий об'єм дизельного двигуна	л	2,08
3	Маса дизельного двигуна	кг	280
4	Спосіб сумішоутворення	-	Пряме впорскування дизельного палива, нероздільна камера згоряння
5	Номінальна потужність двигуна	кВт (к.с.)	18,4 (25)
6	Ефективна питома витрата палива	г/кВтгод (г/к.с. год)	248 (182)
7	Частота обертання колінчастого вала двигуна при номінальній потужності	об./хв.	1800
8	Частота обертання колінчастого вала двигуна на оборотах холостого ходу	об./хв.	800

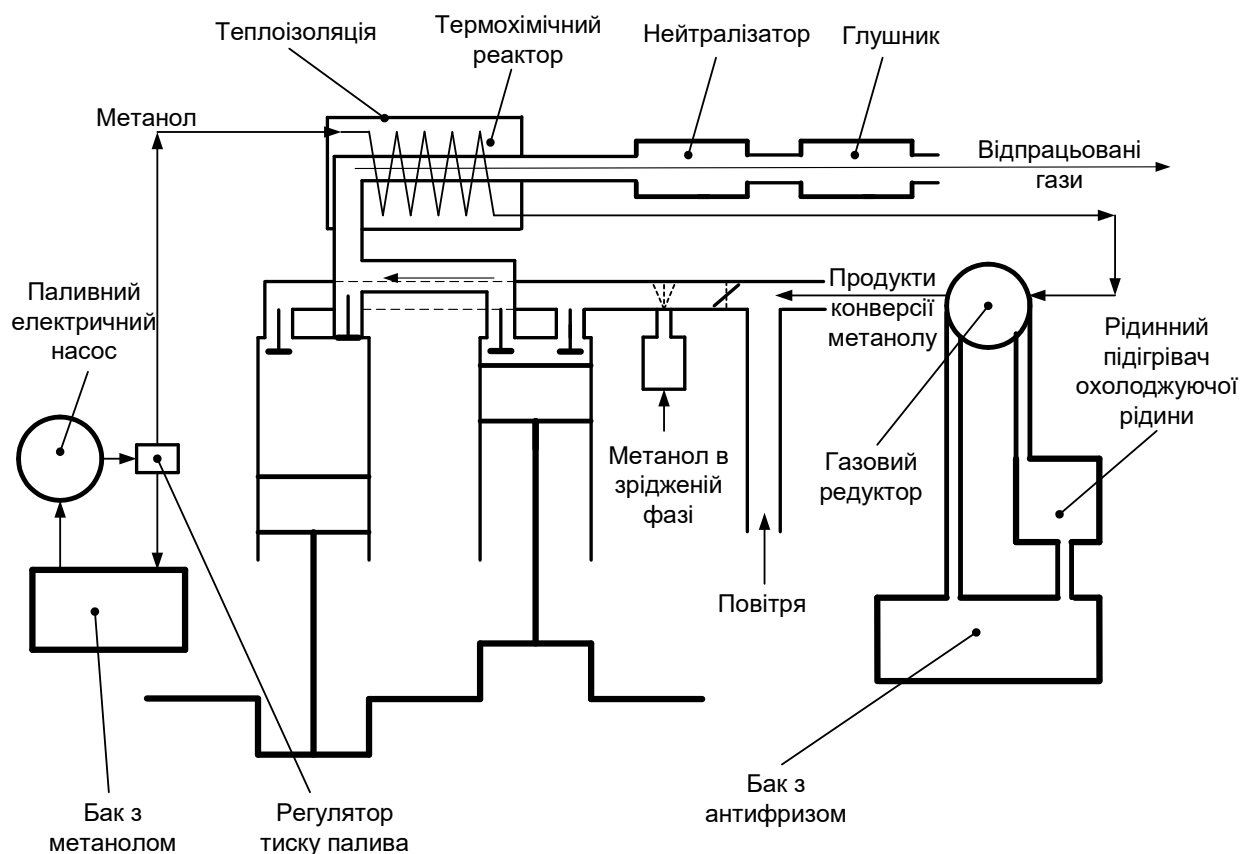
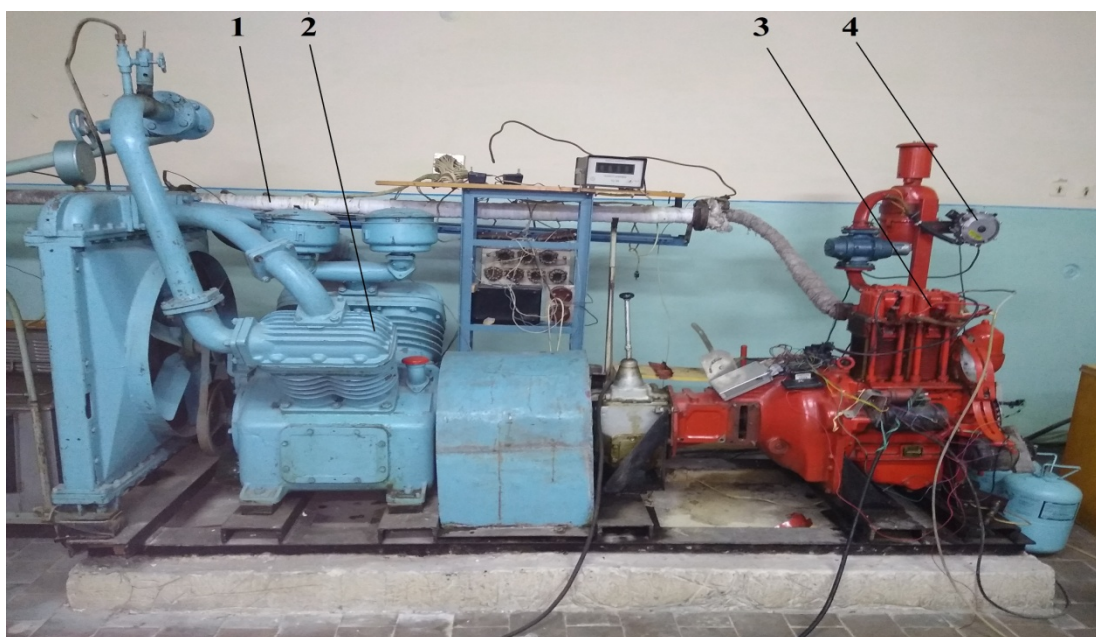


Рисунок 4 – Схема експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників його роботи продуктах конверсії метанолу

шення його подачі регулятор тиску палива забезпечував подачу метанолу під тиском 0,5 МПа. Для забезпечення регулювання метанольно-повітряної суміші на двигун був змонтований дросельний патрубок з дросельною заслінкою. Підігрів метанолу для одержання продуктів конверсії здійснювався від відпрацьованих газів або використовувався рідинний

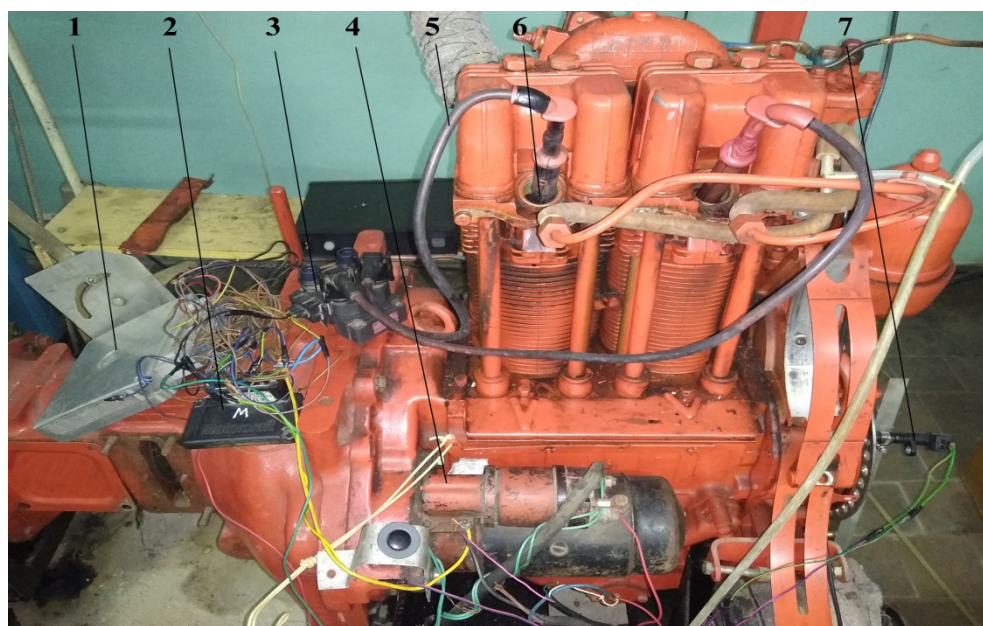
підігрівач охолоджуючої рідини під час пуску холодного двигуна та при його прогріванні.

Для забезпечення холодного пуску двигуна в режимі роботи від продуктів конверсії метанолу перед газовим редуктором був змонтований рідинний підігрівач охолоджуючої рідини Webasto Thermo Top C (5 кВт). Рідинний підігрівач охолоджуючої рідини відключався при



1 – термохімічний реактор; 2 – навантажувальний пристрій двигуна внутрішнього згорання;
3 – дизельний двигун Д21А1; 4 – газовий редуктор

Рисунок 5 – Зовнішній вигляд експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників роботи на альтернативних паливних сумішах



1 – електронний блок управління; 2 – комутатор; 3 – модуль запалення; 4 – стартер;
5 – високовольтні дроти; 6 – свічки запалювання; 7 – давач положення колінвалу

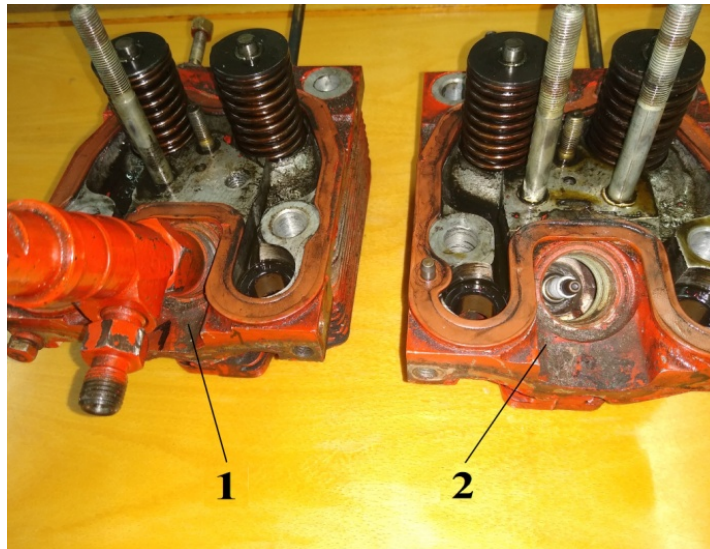
Рисунок 6 – Система запалювання конвертованого дизельного двигуна Д21А1

досягненні відпрацьованими газами температури 300 °С. Термокаталітичний реактор конверсії метанолу встановлювався у випускній системі дизеля в безпосередній близькості від випускного колектора (рис. 5).

Паливно-повітряна суміш запалювалась за допомогою електронної системи запалювання власної розробки. Оригінальна електронна система запалювання складається з блоку управ-

ління 1 (рис. 6), який змінює кут випередження запалювання залежно від режиму роботи двигуна, комутатора 2, модуля запалювання 3, високовольтних дротів 4 та свічок запалювання 5.

Дизельний двигун Д21А1 було переобладнано для роботи на альтернативній газовій суміші. Для цього з головок блоку були демонтовані дизельні форсунки, нарізана додаткова різьба в каналах розпилювачів форсунок та



1 – головка блока до переобладнання з встановленою дизельною форсункою; 2 – головка блока після переобладнання з демонтованою форсункою та встановленою свічкою запалювання

Рисунок 7 – Переобладнані з дизельного палива на газове паливо головки блока. Вигляд збоку клапанів ГРМ (а) та камери згоряння (б)

встановлено свічки запалювання. Конструкція головок блока двигуна перероблена таким чином, щоб замість свічок запалювання можна було легко вкрутити назад дизельні форсунки. Конвертований у такий спосіб експериментальний двигун дозволяє за час до 10 хвилин переходити на дизельне паливо або метанольне паливо, змінюючи місцями дизельні форсунки та свічки запалювання. Переобладнані з дизельного палива на газове головки блока двигуна Д21А1 показано на рис. 7.

Метою експериментальних досліджень було порівняння основних потужнісних та паливно-економічних характеристик переобладнаного дизельного двигуна при його роботі на дизельному паливі та продуктах конвертації метанолу. Для оцінки енергозберігаючого ефекту були проведені експериментальні дослідження на моторному стенді двигуна Д21А1.

На рис. 8 представлено експериментальні залежності зовнішньо-швидкісної характеристики дизельного двигуна Д21А1, що працював на дизельному паливі та на продуктах конвертації метанолу. При аналізі експериментальних значень потужності було з'ясовано, що на номінальних оборотах ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$) ефективна потужність N на дизельному паливі склала 18,1 кВт, на продуктах конвертації метанолу – 10,1 кВт. В середньому, величина ефективної потужності N двигуна у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого вала у порівнянні з дизельним паливом при роботі на продуктах конвертації метанолу знизилась на 45 %.

На рис. 9 представлено експериментальні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала n дизельного двигуна Д21А1, що працював на дизельному паливі та на продуктах конвертації метанолу. При аналізі експериментальних значень потужності було з'ясовано, що на дизельному паливі мінімальна питома витрата палива на оборотах $n = 1200-1250 \text{ хв}^{-1}$ склала 212 г/(кВт · год); питома витрата палива на номінальних оборотах $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ склала 248 г/(кВт · год). На продуктах конвертації метанолу мінімальна питома витрата палива склала 386 г/(кВт · год); питома витрата палива на номінальних оборотах склала 451 г/(кВт · год).

В середньому величина питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого вала у порівнянні з дизельним паливом при роботі на 100 % продуктів конвертації метанолу підвищилась на 80-84 %.

Було також проведено порівняння роботи двигуна на зрідженому метанолі та на продуктах конверсії метанолу. В середньому, під час експериментальних досліджень при роботі на продуктах конверсії метанолу, порівняно з роботою двигуна на зрідженому метанолі, реєструвалось зниження витрати палива в діапазоні 10-14 % залежно від частоти обертання колінчастого вала та навантаження на двигун.

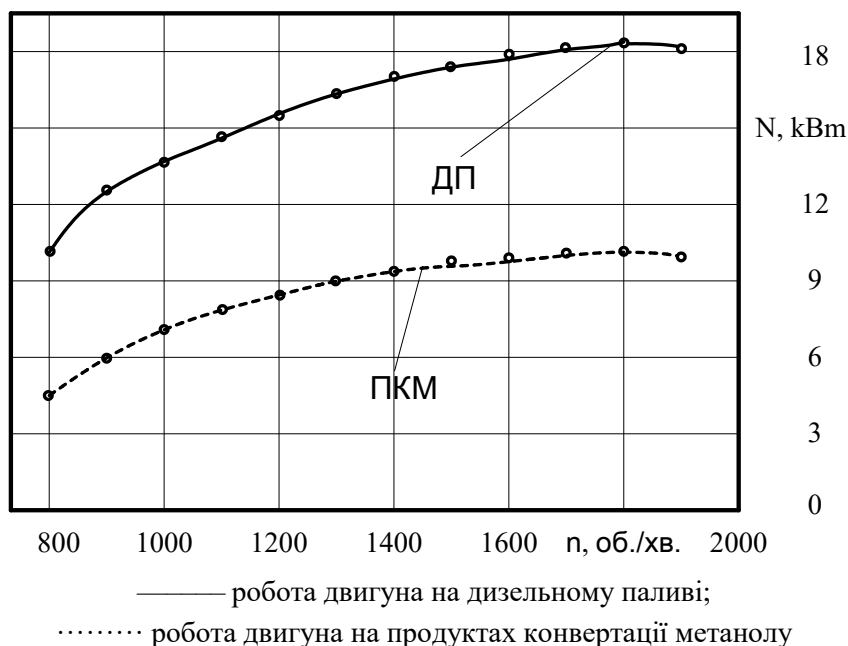


Рисунок 8 – Експериментальні залежності ефективної потужності N від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різного моторного палива

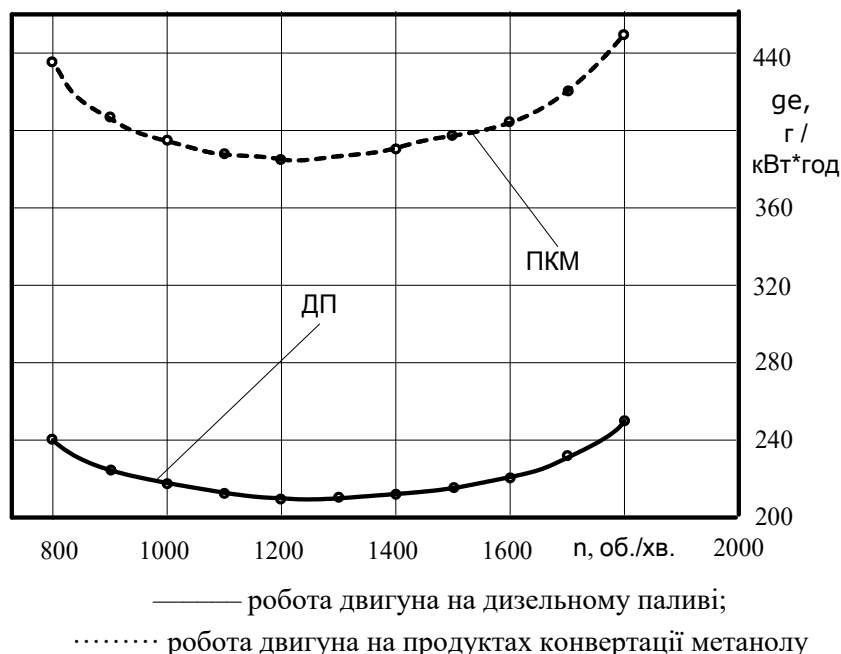


Рисунок 9 – Експериментальні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різного моторного палива

Висновки

Проведені дослідження показали, що переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є досить вигідним.

Встановлено, що економічність двигуна в режимі холостого ходу залежить від його швидкісного режиму. В середньому величина питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна у всьому діапазоні час-

тоти обертання колінчастого вала у порівнянні з дизельним паливом при роботі на 100 % продуктів конвертації метанолу підвищилась на 82 %. З врахуванням того, що ціна метанолу складає, в середньому 10-20 % від вартості дизельного палива, переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є дуже вигідним.

На всіх навантажувальних режимах двигуна з термохімічним реактором економічні пока-

знижки його робочого циклу виявилися вищими (в середньому на 10-14 %), ніж при роботі на метанолі без термохімічного реактора. На низьких частотах обертання колінчастого вала (від 800 до 1000 хв⁻¹), що характеризуються зниженим температурно-енергетичним рівнем відпрацьованих газів, показники робочого циклу практично відповідали базовим параметрам двигуна при його роботі на зрідженому метанолі. Найбільш відчутне підвищення економічності (на 14 % в порівнянні з роботою на зрідженому метанолі) спостерігалось в діапазоні частоти обертання вала 1200-1400 хв⁻¹ за температури відпрацьованих газів 400-450 °С. Це пояснюється тим, що в даному діапазоні частоти обертання споживана реактором теплова енергія і енергія теплоносія виявляються практично однаковими.

Поліпшення економічних показників досліджуваного дизеля з термохімічним способом утилізації теплоти, що працює на сумішевому водневомісному паливі, обумовлено впливом двох факторів: ефектом часткової утилізації теплоти відпрацьованих газів і поліпшенням кінетичних показників згоряння в присутності водню H₂. Дослідженнями встановлено, що на навантажувальних режимах, коли температура відпрацьованих газів на вході в реактор перевищує 400 °С, продуктивність реактора, в тому числі і за цільовим компонентом H₂, досягає свого найвищого рівня, помітно підвищуючи ефективність робочого циклу.

Застосування розглянутого способу утилізації енергії випускних газів в транспортних двигунах представляється досить перспективним. Завдяки технічній простоті його реалізація не вимагає великих фінансових вкладень та кардинального переобладнання існуючого виробництва двигунів. В якості базового двигуна може бути використана будь-яка серійна модель дизельних двигунів. Це стосується як тих двигунів, що знаходяться в експлуатації, так і нових двигунів. Основний елемент конверсійної системи – термохімічний реактор – являє собою найпростішу конструкцію теплообмінного апарату, масові та габаритні характеристики якого в обсязі звичайного глушника забезпечують зручність його установки у випускній системі двигуна.

Суттєвим стимулом подальшого розвитку подібних систем є те, що вони обумовлюють можливість сукупного вдосконалення характеристик транспортного засобу за комплексом показників. Їх реалізація на транспортних засобах дозволяє, зокрема, утилізувати відхідну те-

плову енергію, удосконалювати процеси згоряння, покращувати екологічні якості транспортних засобів, забезпечуючи при цьому можливість заміни традиційного нафтового палива альтернативним енергоносієм.

Література / References

1. Panchuk M., Kryshchtopa S., Sladkowski A., Panchuk A., Mandryk I. Efficiency of production of motor biofuels for water and land transport. *Nase More* 2019. No 66 (3). P. 6–12.
2. Jurkovič M., Kalina T., Jancosek L., Kadnar R., Gorzelanczyk P., Jerabek K. Proposal of Conversion the Tugboat Engines to Diesel - LNG Operation. *Adv. Sci. Technol. Res. J.* 2019. No13(4). P. 129–142.
3. Jovanović S., Knežević M. Theoretical analysis of the cumulative costs of different diesel bus alternatives for a public transport in the city of Belgrade. *THERMAL SCIENCE*. 2017. No 21, Vol 1B. P. 669-681.
4. Panchuk M., Kryshchtopa S., Panchuk A., Mandryk I., Sladkowski A. Perspectives for developing and using the torrefaction technology in Ukraine. *International Journal of Energy for a Clean Environment*. 2019. No 20(2). P. 113–134.
5. Zhanga K., Xin Q., Mu Z., Niu Z., Wang Z. Numerical simulation of diesel combustion based on n-heptane and toluene. *Propulsion and Power Research*. 2019. No 8, Vol 2. P. 121-127.
6. Firmansyaha A. Aziz A. Investigation of Auto-ignition of Several Single Fuels. MATEC Web of Conferences. 4th International Conference on Production, *Energy and Reliability*. 2014, 13, 02013
7. Kryshchtopa S., Melnyk V., Dolishnii B., Zakhara I., Voitsekhivska T. Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. No4 (10-100). P. 1–8.
8. Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Melnyk V., Prunko I., Demianchuk Y. Experimental research on diesel engine working on a mixture of diesel fuel and fusel oils. *Transport Problems*. 2017. No 12 (2). P. 53–63.
9. Afanas'ev A., Tret'yakov A. Simulation of diesel engine energy conversion processes. *Journal of Mining Institute*. 2016. No 222. P. 839-852.
10. Abbondanza M., Cavina N., Corti E., Moro D., Ponti F., Ravaglioli V. Development of a Combustion Delay Model in the Control of Innovative Combustions. *E3S WEB OF CONFERENCES*. 2020, 197, 6013.

11. Cherednichenko, O. Efficiency Analysis of Methanol Usage for Marine Turbine Power Plant Operation Based on Waste Heat Chemical Regeneration. *Problemele energeticii regionale*. 2019. No 1 (39). P. 102–111.
12. Bildirici M., Gökmenoğlu S. Environmental pollution, hydropower energy consumption and economic growth: Evidence from G7 countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. 75. P. 68–85.
13. Bahman N., Sina F., Shahaboddin S., Kwok-wing C., Timon R. Application of ANNs, ANFIS and RSM to estimating and optimizing the parameters that affect the yield and cost of biodiesel production. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2018. No 12, 1. P. 611–624.
14. Zhang, Z. Experimental Investigation on Regulated and Unregulated Emissions of a Diesel/Methanol Compound Combustion Engine with and without Diesel Oxidation Catalyst. *Science of the Total Environment*. 2010, 408, 4. P. 865-872.
15. Li, Y. Numerical Study on the Combustion and Emission Characteristics of a Methanol/Diesel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine. *Applied Energy*. 2013. No106, 2. P. 184-197.
16. Liu, Z. Economic Analysis of Methanol Production from Coal/Biomass Upgrading, Energy Sources Part B-Economics Planning and Policy. 2018. No 13, 1. P. 66-71.
17. He L., Fu Y., Lidstrom M. Quantifying Methane and Methanol Metabolism of “*Methylotheobacterium buryatense*” 5GB1C under Substrate Limitation. *MSYSTEMS*. 2019. No 4, 6. P. 748-19.
18. Mäyrä O., Leiviskä K. Modeling in methanol synthesis, *Methanol*, Elsevier 2018. P. 475–492.
19. Yakovlieva A., Boichenko S. Energy Efficient Renewable Feedstock for Alternative Motor Fuels Production: *Solutions for Ukraine. Studies in Systems, Decision and Control*. 2020. No 298. P. 247-259.
20. Alarifi A., Alsobhi S., Elkamel A., Croiset E. Multiobjective optimization of methanol synthesis loop from synthesis gas via a multibed adiabatic reactor with additional interstage CO₂ quenching, *Energy Fuels* 2015. No 29, 2. P. 530–537.
21. Dalena F., Senatore A., Marino A., Gordano A., Basile M., Basile A. Methanol production and applications: *An overview, Methanol, Elsevier*. 2018. P. 3–28.