

**Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Микитій Іван Михайлович

УДК 622.691

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВИХ ПРИВОДІВ
ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН**

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

Галузь знань – 13 «Механічна інженерія»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



І.М. Микитій

**Науковий керівник: Криштопа Людмила Іванівна
кандидат технічних наук, доцент**

Івано-Франківськ – 2025

АНОТАЦІЯ

Микитій І.М. Покращення енергоефективності силових приводів підймальних установок для ремонту свердловин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». Підготовка дисертації здійснювалась в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу. Захист дисертації відбудеться в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу, 2025 р.

Дисертаційна робота присвячена покращенню енергоефективності підймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі за рахунок розроблення нових технічних рішень та методів енергозбереження силових приводів шляхом використання теплоти відпрацьованих газів двигунів та застосування альтернативних газоподібних палив на основі продуктів конверсії метанолу. Витрати на експлуатацію нафтогазових технологічних транспортних засобів складають значну частину в собівартості основної продукції паливно-енергетичного комплексу України, тому зменшення вартості транспортно-технологічної роботи та споживання енергії підймальних установок для ремонту свердловин є актуальною задачею.

Проведений аналіз особливостей конструкції підймальних установок для ремонту свердловин з дизельним приводом показав, що їхні головні позитивні особливості: високі мобільність і можливість автономної роботи з бурильними колонами. Разом з тим, підймальні установки для ремонту свердловин з дизельним приводом мають невисокий ресурс двигуна і трансмісії, значні викиди токсичних компонентів у відпрацьованих газах двигуна та низьку енергоефективність. Максимальні ККД дизельного двигуна з системою впорскування палива Common Rail сучасних підймальних установок для

ремонту свердловин закордонного виробництва провідних країн світу не перевищує 40 %. Втрати енергії, що передаються в трансмісіях підймальних установок для ремонту свердловин складають 15-20 % ($\text{ККД}_{\text{тр}} = 0,8 \dots 0,85$). Тобто максимальні значення енергії, що підводиться до гакоблоку талевої системи підймальних установок для ремонту свердловин, не перевершують 34 % від кількості енергії, що вводиться в двигун з паливом. А для підймальних установок для ремонту свердловин виробництва України та країн СНД, обладнаних дизельними двигунами з системами механічного впрыскування палива, частіше всього не перевищує і 28-30 %. При цьому встановлено, що з відпрацьованими газами двигунів підймальних установок для ремонту свердловин втрачається до 30 % енергії, що вводиться в двигун з паливом. Тобто кількість енергії (механічна робота), що йде на виконання технологічних операцій з бурильними колонами підймальними установками для ремонту свердловин близька (а деколи менша), ніж теплова енергія, що втрачається з відпрацьованими газами двигунів. Тому головним резервом для економії енергії мобільних дизельних підймальних установок для ремонту свердловин є ефективна утилізація теплової енергії, яка виноситься з відпрацьованими газами двигуна установки.

Запропоновано метод зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин, який полягає в постійному моніторингу фактичного температурного режиму трансмісійного агрегату бортовими датчиками температури транспортної бази підймальної установки та перенесення необхідної частини теплоти відпрацьованих газів для забезпечення оптимального температурного режиму трансмісійного агрегату. Створена математична модель робочих процесів в коробці перемикачів передач підймальних установок для ремонту свердловин для розрахунку та підвищення показників енергоефективності трансмісійних агрегатів.

Для реалізації запропонованого методу зниження втрат енергії в коробці передач на транспортний засіб на базі підймальної установки необхідно

встановити нескладне додаткове обладнання: трубопровід подачі відпрацьованих газів, електропривод із заслінкою, термодавач з силовим реле. З'ясовано, що оптимальною температурою з точки зору прогрівання агрегатів трансмісії є температура 30...40 °С. Для забезпечення досягнення мінімального значення оптимальної температури трансмісійної оливи та уникання перегріву додаткове підігрівання трансмісійних агрегатів відпрацьованими газами повинно здійснюватись до 30...35 °С з автоматичним відключенням системи в діапазоні 35...40 °С по командах від датчика температури. Встановлено, що за рахунок раціонального використання надлишкового тепла відпрацьованих газів двигуна можна підвищити механічний ККД коробки передач підіймальної установки УПА 60/80А з 94,72 % до 97,24 %. Застосування пропонованого способу утилізації енергії випускних газів в транспортних двигунах для підігріву трансмісійних агрегатів та конверсії продуктів метанолу є досить перспективним. Завдяки технічній простоті його реалізація не вимагає великих фінансових вкладень та кардинального переобладнання існуючого виробництва нафтогазових транспортних засобів.

Обґрунтовано, що у мобільних дизельних підіймальних установок для ремонту свердловин існує значний енергозберігаючий резерв при використанні альтернативних палив. Розроблено ефективний метод підвищення енергоефективності за рахунок переобладнання двигунів підіймальних установок з нафтопродуктів на альтернативні газові палива на основі продуктів конверсії метанолу. Обґрунтовано фізико-хімічні основи пропонованого методу підвищення енергоефективності дизельних силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу та встановлено, що 21 % енергії вихідного палива повертається в робочий цикл двигунів.

Здійснені дослідження зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна D21A1, конвертованого з дизельного палива на метанольне паливо та продукти перетворення метанолу від частоти обертання колінчастого вала двигуна та встановлено, що значення ефективної потужності двигуна N_e , що

працює на метанольному паливі, порівняно з дизельним паливом, зменшилося на 5 %, а для продуктів конверсії метанолу значення ефективної потужності збільшилось на 14 % порівняно з дизельним паливом.

Встановлено, що економічність двигуна на холостому ходу визначається його швидкісним режимом. У середньому, витрата палива залежить від частоти обертання колінчастого вала, і при використанні 100% продуктів конверсії метанолу ця величина у всьому діапазоні частоти обертання збільшується в 2,05–2,37 рази порівняно з дизельним паливом. Однак, враховуючи, що вартість метанолу становить, у середньому, лише 20–25 % ціни дизельного палива, перехід дизельних двигунів на продукти конверсії метанолу є надзвичайно економічно вигідним.

Термін окупності при конвертації дизельних двигунів транспортних засобів на базі підіймальних установок на продукти конверсії метанолу при технологічних операціях з бурильними колонами буде складати близько трьох-чотирьох місяців з врахуванням витрат часу на технічні обслуговування та поточні ремонти установок. При розрахунках економічної ефективності не враховувалась економія від зростання ресурсу циліндропоршневої групи, тому реальний термін окупності при конвертації двигунів підіймальних установок з нафтопродуктів на метанол буде ще менший.

Зниження фінансових витрат на продукти конвертації метанолу супроводжується поліпшенням екологічних якостей конвертованого дизеля, що працює спільно з термохімічним реактором конверсії метанолу. Зокрема, у залежності від частоти обертання колінчастого валу та навантаження на двигун утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах знижувалося на 53-60 %, зменшення вмісту оксиду вуглецю відбувалось в межах 52-62 %.

Для переобладнання може використовуватися будь-яка серійна модель дизельного двигуна, як нова, так і така, що вже перебуває в експлуатації. Ключовим компонентом системи конверсії є термохімічний реактор, який має просту конструкцію теплообмінного апарату для циркуляції газових потоків.

Його маса та габарити відповідають розмірам звичайного глушника транспортного засобу, що забезпечує легкість монтажу випускної системи двигуна.

Таким чином, в результаті виконаних теоретичних досліджень та проведених експериментальних робіт було вирішене важливе науково-прикладне завдання в галузі підвищення енергоефективності транспортних засобів на базі підймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі шляхом розроблення передових технічних рішень, методів енергозбереження та загального вдосконалення технічних показників підймальних установок за комплексом характеристик. Їхня реалізація на підймальних установках дозволяє утилізувати відхідну теплоту та знизити токсичність відпрацьованих газів технологічного транспорту, покращити процеси згоряння палива, забезпечуючи при цьому для силових установок можливість заміни традиційних нафтопродуктів альтернативними біопаливами з поновлюваних джерел, сприяючи таким чином розв'язанню глобальної проблеми декарбонізації, ресурсо- та енергозбереження.

Ключові слова: транспортний засіб, енергоефективність, утилізація, нафтопродукти, газова суміш, газовий потік, свердловина, бурильна колона, насос, пакер, моделювання.

ANNOTATION

Myktyii I. Improving the Energy Efficiency of Power Drives of Well Workover Rigs. - Qualified scientific work as a manuscript.

The thesis for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 133 - "Industry Mechanical Engineering". The thesis preparation was carried out at the Ivano-

Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. Defence of the thesis will be held at the Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 2025.

The thesis is devoted to improving the energy efficiency of oil and gas well workover rigs by developing new technical solutions and energy-saving methods for power drives by using the heat of the engine exhaust gas, and the alternative gaseous fuels based on methanol conversion products. The costs for the operation of oil and gas technological transport are a significant part of the cost of the main products of the fuel and energy complex of Ukraine, therefore reducing the cost of transport and technological work and energy consumption of well workover rigs is an urgent task.

The analysis of the design of diesel well workover rigs showed their main positive features: high mobility, and the ability to work autonomously. At the same time, diesel well workover rigs have a low engine, and transmission life, significant emissions of toxic components in engine exhaust gases, and low energy efficiency. The maximum efficiency of a diesel engine with the Common Rail fuel injection system of modern foreign-made well workover rigs in the world's leading countries does not exceed 40%. The energy losses in the transmissions of the well workover rigs are 15-20% (transmission efficiency = 0.8... 0.85). The maximum values of energy supplied to the hooks of the hoist system of workover rigs do not exceed 34% of the energy put into the engine with fuel. And for workover rigs produced by Ukraine and the CIS countries, equipped with diesel engines with mechanical fuel injection systems, does not exceed 28-30%. It was found that up to 30% of the energy introduced into the fuel engine is lost with the exhaust gases of the engines of well workover rigs. That is, the amount of energy (mechanical work) that goes to perform technological operations by well workover rigs is close (and sometimes less) than the thermal energy lost with the exhaust gases of the engines. Therefore, the main reserve for energy savings of mobile diesel well workover rigs is the effective recovery of the thermal energy that is carried out with the exhaust gases of the engine of the rig.

A method of reducing energy losses in transmission units of well workover rigs is proposed, which consists of constant monitoring of the actual temperature of the

transmission unit by inboard temperature sensors of the transport base of the hoist and transfer of the required part of exhaust gas heat to ensure optimal transmission temperature. A mathematical model of work processes in the gearbox of well workover rigs to calculate and improve the energy efficiency of transmission units.

To implement the proposed method of reducing energy losses in the gearbox on the transport base of the well workover rig, it is necessary to install simple additional equipment: exhaust pipe, electric drive with damper, temperature sensor with power relay. It was found that the optimum temperature in terms of heating the transmission units is 30... 40 °C. To ensure the minimum value of the optimum temperature of the transmission oil and avoid overheating, additional heating of transmission units with exhaust gases should be carried out up to 30... 35 °C with automatic shutdown of the system in the range 35... 40 °C on commands from the temperature sensor. It is established that due to rational use of excess heat of exhaust gases of the engine it is possible to increase the mechanical efficiency of transmission of the UPA 60 / 80A workover rig from 94,72% to 97,24%. The application of the proposed method of utilization of exhaust energy in transport engines for heating transmission units and conversion of methanol products is quite promising.

Due to its technical simplicity, its implementation does not require large financial investments and radical re-equipment of the existing production of well workover rigs. It is substantiated, that mobile diesel well workover rigs have a significant energy saving reserve when using alternative fuels. An effective method for increasing energy efficiency by converting diesel engines of hoists to alternative gas fuels based on methanol conversion products has been developed. The physicochemical bases of the proposed method of increasing the energy efficiency of diesel power drives during their conversion to gaseous products of methanol conversion are substantiated and it is established that 21% of the energy of the source fuel is returned to the engine cycle.

The studies of the external speed characteristics of the D21A1 diesel engine converted to diesel, methanol fuel, and methanol conversion products from the engine

crankshaft speed and found that the value of the effective power of the engine N running on methanol fuel decreased compared to diesel fuel 5 %, and for methanol conversion products the value of effective power increased by 14 % compared to diesel fuel.

It is established that the efficiency of the engine at idle depends on its speed. On average, the amount of fuel consumption from the engine crankshaft speed in the entire range of the crankshaft speed, compared to diesel fuel, when working on 100% of methanol conversion products will increase by 2.05 - 2.37 times. Given that the price of methanol is, on average, 20-25 % of the cost of diesel fuel, the conversion of diesel engines to work using methanol conversion products is very profitable.

The payback period for the conversion of diesel engines of workover rigs to methanol conversion products will be about three to four months, taking into account the time spent on maintenance and current repairs of the plants. The calculations of economic efficiency did not take into account the savings from the growth of the resource of the cylinder-piston group, so the real payback period for the conversion of diesel engines of workover rigs will be even shorter.

The reduction in financial costs for methanol conversion products is accompanied by an improvement in the environmental performance of the convertible diesel engine, which works with a thermochemical methanol conversion reactor. According to the crankshaft speed and the load on the engine, the formation of nitrogen oxides in the exhaust gases decreased by 53-60 %, the reduction of carbon monoxide content ranges from 52-62 %.

Any serial model of diesel engines can be used as the base engine. It applies to in-service engines, as new engines. The main element of the conversion system is thermochemical reactor the simplest design of the heat exchanger, mass, and dimensions of which in the volume of a conventional muffler provide ease of installation in the exhaust system of the engine. Thus, as a result of theoretical and experimental studies, an important scientific and applied problem in improving the energy efficiency of well workover rigs in the oil and gas industry by developing

advanced technical solutions, energy-saving methods, and overall improvement of lifting characteristics. Their implementation on elevators allows to utilize the waste thermal energy, improve combustion processes, improve the environmental quality of technological transport, while providing the possibility of replacing traditional petroleum fuels with alternative energy from renewable sources, thus solving the global problem of resource, and energy conservation.

Keywords: vehicle, energy efficiency, utilization, petroleum products, gasmixture, gasflow, well, drill string, pump, packer, modeling.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких

опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Kryshchtopa S., Panchuk M., Kozak F., Dolishnii B., Mykytiii I., Skalatska O. Fuel economy raising of alternative fuel converted diesel engines. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2018, Vol 4, № 8 (94), pp. 6-13. **(індексується в базі Scopus, рахується за дві, оскільки опублікована у виданні, віднесеному до третього квартилю Q3, відповідно до класифікації SCImago Journal).**
2. Kryzhanivskiyi Y., Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Hnyr M., Mykytiii I. Conversion of diesel engine to alternative bio-alcohol fuel. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 123–131. **(закордонне наукове періодичне видання, індексується в базі Copernicus).**
3. Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І. Енергоефективність дизельних двигунів нафтогазової галузі при їхньому переведенні на альтернативні палива. *Нафтогазова енергетика*. 2017. 2 (28). С. 103–110. **(наукове фахове видання України).**

4. Гнип М. М., Микитій І. М., Криштопа С. І. Дослідження економічної доцільності переобладнання дизельних двигунів нафтогазової галузі на альтернативні палива. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. 4 (65). С. 88–95. **(наукове фахове видання України)**.
5. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Мельник В. М., Дикун Т. В. Дослідження складу і теплоти згорання піролізних газів як палива для конвертованих на газ дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2019. (2). С. 84–94. **(наукове фахове видання України)**.
6. Крижанівський Є. І., Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Експериментальні дослідження показників дизельного двигуна за умови його роботи на біометанолі. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2019. 86, Т.1. С. 90–100. **(наукове фахове видання України)**.
7. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Дослідження показників дизель-компресорного агрегату при його роботі на альтернативному біопаливі. *Нафтогазова енергетика*. 2019. 2 (32). С. 88–96. **(наукове фахове видання України)**.
8. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Розроблення енергоефективної системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі. *Нафтогазова енергетика*. 2020. 1 (33). С. 81–89. **(наукове фахове видання України)**.
9. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Козак Ф. В., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Створення математичної моделі розрахунку енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій. *Науковий вісник*. 2020. 1 (48). С. 56–65. **(наукове фахове видання України)**.
10. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Покращення екологічних параметрів дизельних двигунів при їхньому

переведенні на продукти конверсії метанолу. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 1 (16). С. 91–105. **(наукове фахове видання України)**.

11. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Математичне моделювання системи зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин. *Нафтогазова енергетика*. 2021. 2 (36). С. 75–84. **(наукове фахове видання України)**.
12. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Експериментальні дослідження зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 2 (17). С. 89–104. **(наукове фахове видання України)**.
13. Mykityi I. Mathematical modeling of energy loss reduction in gear boxes of oil and gas technological transport. *Problems of Tribology*. 2021. V. 27, № 3 (101), P. 70-80. **(наукове фахове видання України)**.

Монографії:

14. Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Panchuk M., Korohodskyi V., Prunko I., Mykityi I. Improvement of Diesel Engine Parameters by Using of Alcohol Conversion. *Chemmotological Aspects - Sustainable Aviation*. Springer. 2021. P. 115-168.

Патенти:

15. Альтернативне паливо для дизельних двигунів: пат. 145957 Україна. № u202002222; заявл. 03.04.2020; опубл. 13.01.2021, Бюл. № 2/2021. 5 с. Автори: Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І., Мельник В. М.; Криштопа Л. І.; Долішній Б. В.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

16. Криштопа С. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Конвертація дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні палива. *Сучасні підходи до вискоєфективного використання засобів транспорту*: тези

- доп. 8-ї міжнар. наук.-практ. конф. (м. Ізмаїл, 7 грудня 2017 р.) Ізмаїл, 2017. С. 148–150.
17. Kryshchtopa S., Mykytii I., Kozak F. EXPERIMENTAL RESEARCHES OF TOXICITY OF EMPLOYED GAS REPLACEMENT GAS FUEL DIESEL ENGINES. *Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering: International Scientific-Technical Conference*. Kielce, Poland, 7-9 February 2019. KIELCE, 2019. P. 32-34.
18. Микитій І.М. Дослідження викидів дизельного двигуна на біодизельному паливі з водоростів. *Проблеми і перспективи розвитку транспорту: тези доп. VIII-ї всеукр. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених, м. Одеса, 18 квітня 2019 р. Одеса, 2019. С. 73-76.*
19. Криштопа С., Криштопа Л., Микитій І., Гнип М.. Дослідження показників конвертованого дизельного двигуна при його роботі на піролізному газі. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту: тези доп. I –ї міжнар. наук.-практ. конф., м. Вінниця, 13-15 травня 2019 р. Вінниця, 2019. С. 174–175.*
20. Криштопа Л.І., Микитій І.М., Козак Ф. В. Дослідження теплоти згорання піролізних газів для використання як палива для двигунів. *Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: тези доп. XXI-ї міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 14-15 травня 2020 р. Київ, 2020. С. 581–586.*
21. Криштопа С.І., Шмігінс Р., Криштопа Л.І., Микитій І.М. Дослідження надійності та потужності дизельного двигуна на біодизельному паливі з водорості. *Підвищення надійності машин і обладнання: міжнародна науково-практична конференція, м. Кропивницький, 15-17 квітня 2020 року. С. 175-178.*
22. Криштопа С., Микитій І., Козак Ф. Дослідження паливно-економічних параметрів дизельних двигунів, переобладнаних на сумішеве газове паливо. *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-*

дорожньої галузей: матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції, м. Луцьк, 26.05-29.05.2020 р. С. 86-89.

23.Микитій І.М., Криштопа С.І., Козак Ф.В. Аналіз максимально можливого підвищення теплоти при згоранні спиртових сумішей в ДВЗ. *Підвищення надійності машин і обладнання: міжнародна науково-практична конференція, м. Кропивницький, 14-16 квітня 2021 року. С. 127-130.*

24.Kryshtopa S., Kryshtopa L., Panchuk M., Korohodskyi V., Prunko I., Mykutyi I. Increase of Engine Characteristics by Using of Alcohol Converting. *Проблеми хімотології. Теорія і практика раціонального використання традиційних та альтернативних паливно-мастільних матеріалів: VIII міжнародна науково-технічної конференція, м. Кам'янець-Подільський, 21-25 червня 2021 р. С. 37-38.*

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	19
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	27
1.1 Аналіз особливостей будови та застосування підйімальних установок для ремонту свердловин.....	27
1.2 Основні засади політики енергоефективності та головні напрямки втрат енергії підйімальних установок для ремонту свердловин.....	38
1.3 Аналіз напрямку енергозбереження підйімальних установок для ремонту свердловин за рахунок зниження втрат енергії в їхній трансмісії....	41
1.3.1 Оптимальний температурний режим трансмісійних агрегатів.....	41
1.3.2 Вплив температурного режиму трансмісійних агрегатів на втрати потужності.....	44
1.4 Методи зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підйімальних установок.....	47
1.5 Підвищення енергоефективності привідних дизельних двигунів за рахунок їхнього переведення на газоподібні продукти конвертації метанолу	51
Висновки і задачі досліджень	56
 РОЗДІЛ 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН	 58
2.1 Загальний енергетичний баланс в агрегатах трансмісії	58
2.2. Метод зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підйімальних установок для ремонту свердловин	62
2.3. Математична модель енергоефективності різних трансмісійних схем коробок перемикування передач в підйімальних установках	67

2.3.1 Мета, припущення та загальний опис математичної моделі енергоефективності різних трансмісійних схем коробок перемикання передач в підймальних установках.....	67
2.3.2 Втрати енергії на тертя в зубчастих передачах агрегатів трансмісії	70
2.3.3 Втрати енергії на тертя в підшипниках трансмісійних механізмів	75
2.3.4 Втрати енергії на гідравлічне тертя в трансмісійному агрегаті	77
Висновки до другого розділу.....	80

РОЗДІЛ 3 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

ДИЗЕЛЬНОГО ПРИВОДУ ПІДЙМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

3.1 Визначення перспективних напрямів підвищення енергоефективності дизельних приводів підймальних установок для ремонту свердловин	82
3.2 Сутність пропонованого методу підвищення енергоефективності силових приводів підймальних установок для ремонту свердловин при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу	87
3.3 Фізико-хімічні процеси пропонованого методу підвищення енергоефективності дизельних силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу	90
3.4. Показники підвищення ефективності використання енергії дизельних силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу	93
3.5 Визначення втрат потужності в силовому приводі	100
Висновки до третього розділу.....	103

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

ПІДЙМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

4.1. Задачі експериментальних досліджень.....	105
---	-----

4.2	Планування експериментальних досліджень.....	105
4.3	Засоби експериментальних досліджень енергоефективності трансмісій підймальних установок.....	109
4.4	Засоби експериментальних досліджень енергоефективності двигунів при їхній роботі на альтернативній паливній газовій суміші, яка складається з продуктів конверсії метанолу	115
4.5	Результати експериментальних досліджень розробленої схеми збереження енергії в трансмісійних агрегатах за рахунок підігріву відпрацьованими газами.....	126
4.5.1	Результати експериментальних досліджень зміни температур розробленої схеми збереження енергії в трансмісійних агрегатах	126
4.5.2	Результати експериментальних досліджень зниження втрат енергії запропонованої схеми енергозбереження в агрегатах трансмісії	129
4.6	Експериментальні дослідження підвищення енергозбереження силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу	131
4.7	Аналіз похибок результатів вимірювань.....	138
	Висновки до четвертого розділу.....	139

РОЗДІЛ 5 ЕНЕРГЕТИЧНА, ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ТА ЕКОЛОГІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ТА ДОСЛІДЖЕНЬ		141
5.1	Підвищення енергоефективності запропонованих методів підвищення енергозбереження агрегатів трансмісії	141
5.2	Покращення енергетичних показників дизельних силових приводів при конвертації на продукти конверсії метанолу.....	148
5.3	Покращення екологічних показників дизельних силових приводів при конвертації на продукти конверсії метанолу	151

5.4 Техніко-економічна ефективність від конвертації дизельних двигунів підймальних установок для ремонту свердловин на продукти конверсії метанолу.....	155
Висновки до розділу 5.....	163
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	166
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	168
ДОДАТКИ.....	185

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження

Значне застосування у нафтогазовій промисловості знайшов такий вид технологічних транспортних засобів, як підймальні установки для поточного та капітального ремонту свердловин та технологічних операцій з бурильними колонами. Витрати на експлуатацію мобільних технологічних установок становлять значну частину в собівартості основної продукції нафтогазової галузі, тому зменшення вартості технологічних операцій нафтогазових технологічних транспортних засобів – актуальна задача. При цьому скорочення енергоспоживання підймальних установок для ремонту свердловин – є одним з головних резервів зменшення собівартості роботи технологічного транспорту. Зниження енергоспоживання обладнання є і домінуючим напрямом розвитку промисловості європейських країн.

Дослідженням зменшення енергоспоживання бурових установок нафтогазової промисловості з різними силовими приводами присвячені роботи значної кількості відомих вчених, проте проблема зниження витрат енергії на виконання технологічних операцій різноманітними установками нафтогазової промисловості ще далека від остаточного вирішення, а питання комплексного зменшення енергоспоживання специфічних транспортних засобів на базі пересувних дизельних підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок утилізації надлишкової теплоти відпрацьованих газів ще не розглядалось. Тому розроблення методів зменшення енергоспоживання транспортних засобів на базі підймальних установок для ремонту та буріння свердловин є актуальним та важливим завданням для науковців та фахівців нафтогазової промисловості, що дозволить суттєво покращити енергоефективність, паливно-економічні та екологічні показники транспортних засобів галузі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Тематика даної роботи є частиною державних планових наукових робіт з подальшого розвитку нафтогазової галузі країни і ґрунтується на результатах науково-дослідної роботи кафедри автомобільного транспорту ІФНТУНГ «Розробка енергоефективних рішень та їх застосування в промисловості та на транспорті», номер державної реєстрації № 0119U002234. Виконання вказаних робіт передбачено координаційним планом Міністерства освіти і науки України «Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини». Зазначений план є складовою частиною держпрограми «Енергетична стратегія України до 2035 року: «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність».

Мета роботи полягає у розв'язанні високоактуального науково-практичного завдання зниження енергоспоживання транспортних засобів на базі підймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової промисловості шляхом розроблення передових технічних рішень та новітніх методів енергозбереження в силових приводах підймальних установок за рахунок ефективної утилізації теплоти відпрацьованих газів для підвищення використання енергії в двигунах та зменшення втрат енергії в трансмісії підймальних установок.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати новітній стан засобів, методів та технологічних рішень зниження енергоспоживання стаціонарних та мобільних бурових установок нафтогазової промисловості з метою розроблення високоефективного методу підвищення енергоефективності трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок утилізації

теплоти відпрацьованих газів двигуна та забезпечення оптимального температурного режиму агрегатів трансмісії;

- розробити математичну модель енергоефективності різних схем трансмісійних агрегатів в підіймальних установках для технологічних операцій з бурильними колонами з метою одержання аналітичних залежностей енергоспоживання від втрат енергії на механічне та гідравлічне тертя в агрегатах трансмісії;
- розробити метод підвищення енергоефективності силових дизельних приводів підіймальних установок для ремонту свердловин за рахунок утилізації теплоти відпрацьованих газів дизельного агрегату та переобладнання двигунів транспортних засобів з нафтопродуктів на сумішеві газоподібні продукти конвертації метанолу;
- провести експериментальні стендові дослідження енергетичних, потужнісних та екологічних параметрів силових дизельних приводів, конвертованих на альтернативні сумішеві газоподібні продукти конвертації метанолу, з метою перевірки точності теоретичних досліджень та встановлення взаємозв'язку між потужнісними, енергетичними та екологічними параметрами;
- виконати порівняльне дослідження вартості переобладнанні силових дизельних приводів підіймальних установок для ремонту свердловин на продукти конверсії метанолу та покращення паливно-економічних та екологічних характеристик.

Об'єктом дослідження є процеси утворення та передачі енергії в силових приводах транспортних засобів на базі підіймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової промисловості.

Предметом дослідження є зниження втрат енергії в силових приводах підіймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової промисловості, режими та умови роботи силових приводів.

Методи дослідження. Загальною методологічною основою дослідження був системний підхід, який забезпечує аналіз процесів утворення та передачі енергії в силових приводах підймальних установок для ремонту свердловин. Дослідження проводилися шляхом використання як оригінальних, так і загальновідомих методів досліджень. При цьому використовувались методи математичного моделювання, основні положення теорії теплового балансу, термодинаміки, газодинаміки. Під час проведення промислових та експериментальних досліджень застосовувались методи багатofакторного планування, теорії імовірності та математичної обробки статистичних даних. Обробка отриманих у ході експериментів результатів здійснювалася з використанням сучасних методів інформаційних технологій та програм обробки експериментальних даних.

Положення, що виносяться на захист:

- метод зменшення втрат енергії в трансмісійних агрегатах підймальних установок для ремонту свердловин;
- метод підвищення енергоефективності силових дизельних приводів підймальних установок для ремонту свердловин.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- удосконалений метод зменшення втрат енергії в трансмісійних агрегатах підймальних установок для ремонту свердловин, який базується на використанні теплоти відпрацьованих газів двигуна та забезпеченні оптимального температурного режиму агрегатів трансмісії;
- вперше запропонований метод підвищення енергоефективності дизельного силового приводу підймальних установок для ремонту свердловин шляхом утилізації теплоти відпрацьованих газів силових агрегатів та переведення двигунів на живлення газоподібними продуктами конвертації метанолу;
- вперше одержано математичну модель розрахунку енергоефективності для різних схем трансмісійних агрегатів в підймальних установках для

ремонті свердловин, що дало можливість одержати аналітичні залежності втрат енергії від механічного та гідравлічного тертя в агрегатах трансмісії та обґрунтувати раціональні теплові режими.

Теоретичне та практичне значення одержаних результатів полягає в розвитку та вдосконаленню методів, конструкцій агрегатів та вузлів, що дозволяє знизити енергоспоживання в підймальних установках для ремонту та буріння свердловин. Одержані результати зможуть бути використані: заводами з виготовлення нафтогазового обладнання; підприємствами, які займаються виготовленням енергоефективного устаткування; науково-дослідними установами при проектуванні та модернізації агрегатів, систем та вузлів нафтогазових транспортних засобів.

Теоретичні та експериментальні результати досліджень з підвищення енергоефективності транспортних засобів на базі підймальних установок для ремонту свердловин використано під час модернізації підймальних установок для роботи з бурильними колонами Групи транспортних сервісів Надвірна Управління транспорту ПАТ «Укрнафта», результати експериментальних досліджень зі зниження втрат енергії в трансмісійних агрегатах використано Івано-Франківським представництвом концерну PSA (Peugeot Société Anonyme), результати теоретичних досліджень впроваджено в навчальних дисциплінах кафедри АТ ІФНТУНГ при викладанні лекційного курсу “Устаткування нафтогазового технологічного транспорту” для магістрів.

Особистий внесок здобувача. Основні результати та положення дисертаційної роботи самостійно одержані автором. У працях, які написані у співавторстві, автору дисертаційної роботи належать: концепція застосування альтернативних палив в дизельних двигунах [1]; технологія переобладнання дизельних двигунів на газові сумішеві альтернативні палива [2]; теоретичні дослідження енергоефективності дизельних двигунів нафтогазової промисловості при їхньому переведенні на сумішеві газові альтернативні палива [3]; розрахунки економічної доцільності переобладнання силових

дизельних приводів підймальних установок для ремонту свердловин на газові сумішеві альтернативні палива [4]; дослідження якісного складу і теплоти згорання сумішевих газових альтернативних палив для дизельних приводів технологічного транспорту [5]; експериментальне визначення енергетичних показників силових дизельних приводів за умови їхньої роботи на біометанолі [6]; експериментальні дослідження питомих витрат палива для дизельних двигунів технологічного транспорту при їхньому переведенні на газове сумішеве альтернативне паливо [7]; дослідження ефективної потужності для дизельних двигунів нафтогазового транспорту при переведенні на сумішеве альтернативне паливо [8]; створення припущень та загального опису математичної моделі розрахунку енергоефективності для дизельних двигунів технологічного транспорту [9]; дослідження зміни викидів оксидів азоту при переведенні дизельних двигунів технологічного транспорту на продукти конверсії метанолу [10]; створення загального алгоритму математичної моделі втрат енергії в трансмісійних агрегатах підймальних установок для ремонту свердловин [11]; експериментальні дослідження зниження втрат енергії в коробках перемикачів передач підймальних установок для ремонту свердловин [12]; експериментальні дослідження зміни викидів оксидів вуглецю при переведенні дизельних двигунів технологічного транспорту на продукти конверсії метанолу [14]; дослідження зміни теплоти згорання палив при конверсії дизельних двигунів [15]; експериментальне встановлення зміни енергоефективності дизельних двигунів при їхньому переведенні на газові сумішеві альтернативні палива [16]; експериментальні залежності викидів вуглеводнів у відпрацьованих газах силових дизельних приводів, що конвертовані на альтернативні сумішеві палива [17]; теоретичні дослідження зміни викидів оксидів вуглецю для дизельних двигунів технологічних транспортних засобів при їхньому переведенні на альтернативне паливо [18]; дослідження зміни крутного моменту для дизельних двигунів при їхньому переведенні на альтернативне паливо [19]; механізм зміни показників

енергоефективності конвертованих дизельних двигунів при їхній роботі на газоподібному паливі [20]; теоретичні дослідження надійності дизельного приводу при експлуатації на альтернативних паливах [21]; дослідження паливно-економічних параметрів дизельних двигунів переобладнаних на альтернативні газові палива [22]; аналіз теоретично можливого максимального підвищення теплоти при згоранні спиртових сумішей в ДВЗ [23]; встановлення закономірностей зміни енергоефективності двигуна за рахунок використання метанолу [24].

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались та обговорювалися на: VIII-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» (м. Ізмаїл, 2017 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering» (Кельце, Польща, 2019 р.); VIII-й міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми і перспективи розвитку транспорту» (м. Одеса, 2019 р.); I-й міжнародній науково-практичній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» (м. Вінниця, 2019 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (м. Кропивницький, 2020 р.); XXI-ї міжнародній науково-практичній конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті» (м. Київ, 2020 р.); VI міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 2020 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (м. Кропивницький, 2021 р.); VIII міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми хімотології. Теорія і практика раціонального використання традиційних та альтернативних паливно-мастильних матеріалів» (м. Кам'янець-Подільський, 2021 р.); на науковому семінарі кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2024 р.); на розширеному

науковому семінарі Інституту інженерної механіки та робототехніки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування (м. Івано-Франківськ, 2024 р.)

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 24 друкованих праці (рахується – 25, оскільки здобувач опублікував одну статтю у виданні, віднесеному до третього квартилю Q3, відповідно до класифікації SC. Journal), з них 13 (рахується 14) наукових статей (11 – у наукових фахових виданнях України за спеціальністю, 1 (рахується 2) – індексується в базі Scopus у виданні, віднесеному до третього квартилю Q3, 1 – закордонна), одна наукова монографія у співавторстві, один патент на корисну модель, 9 праць – у збірниках всеукраїнських та міжнародних конференцій.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена на 167 сторінках та складається зі вступу та висновків, п'яти розділів, списку використаної літератури з 144 найменувань на 17 аркушах та 5 додатків на 65 аркушах. Дисертаційна робота містить 39 рисунків та 12 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз особливостей будови та застосування підйімальних установок для ремонту свердловин

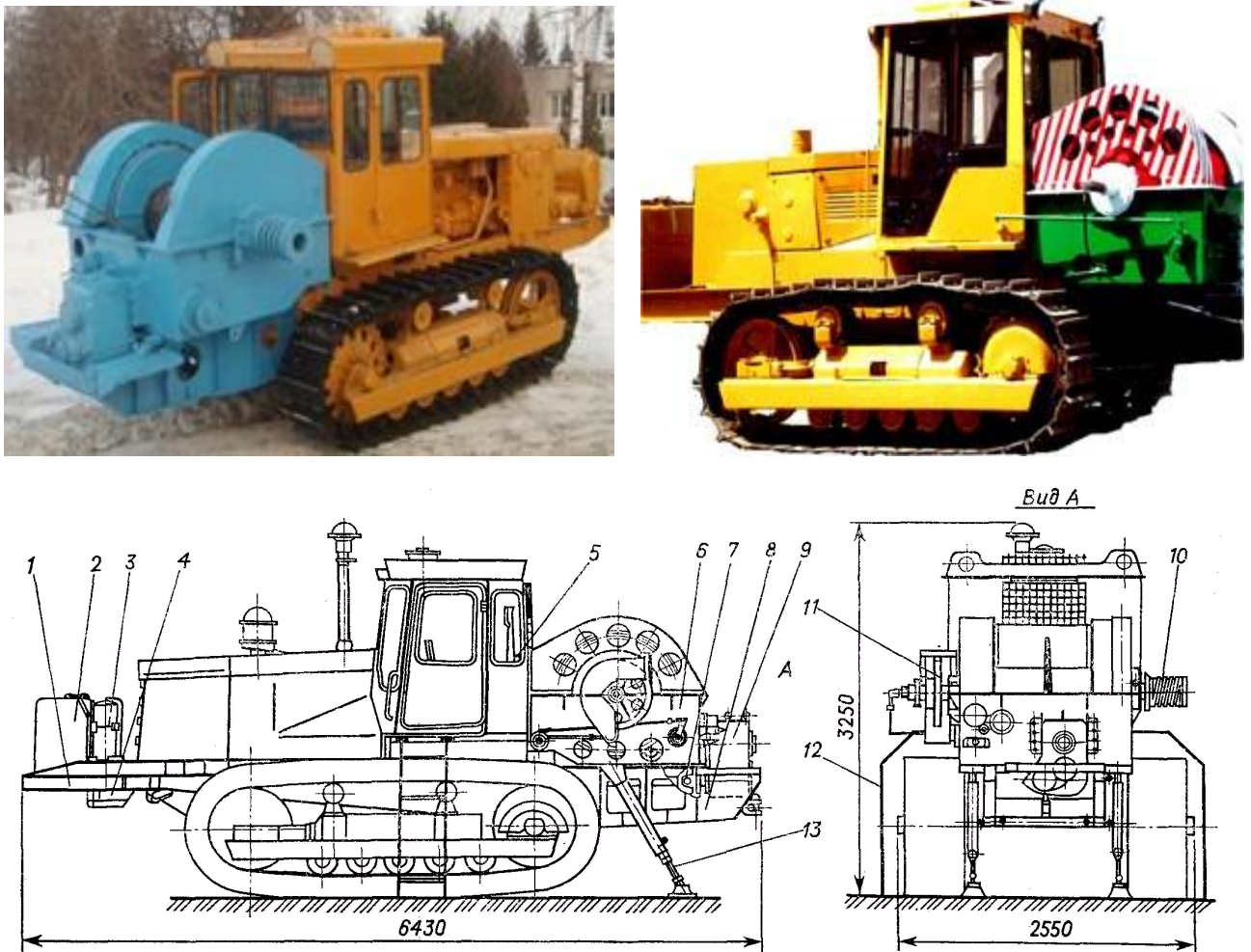
Нафтогазовий комплекс України та світу, поряд з іншими структурами, включає у себе численні виробничі підрозділи нафтогазового технологічного транспорту. Призначення технологічного транспорту нафтогазової галузі – забезпечення неперервної роботи основного виробництва виконанням технологічних операцій та транспортної роботи в заданих обсягах та заданий час [35, 77].

Нафтогазовий технологічний транспорт об'єднує в собі значну номенклатуру транспортних засобів: для буріння і ремонту свердловин; для гідравлічного розриву пластів, промивні та піскозмішувальні установки; цементувальні та цементозмішувальні агрегати; пересувні компресорні; парогенераторні; для обслуговування та ремонту нафтогазопромислового обладнання; для ремонту та будівництва газонафтопроводів; для налагоджування та монтажу нафтогазопромислового обладнання, змащування верстатів-гойдалок; для підігріву та депарафінізації свердловин; для механізації робіт; для геофізичного дослідження свердловин та багато інших типів [90].

Широке застосування в нафтовій та газовій промисловості знайшли транспортні засоби на базі підйімальних установок для ремонту свердловин. Пересувні установки для поточного та капітального ремонту свердловин використовуються для ремонту свердловин та свердловинного обладнання та виконують підйом і спуск насосно-компресорних труб, бурильної колони,

насосних штанг, насосів, канатів і струмонесучого кабелю для електронасосів, газліфтних підіймачів та ін. [91].

Якщо на транспортному засобі монтується тільки лебідка, такий механізм називається підіймальною лебідкою (рис. 1.1).

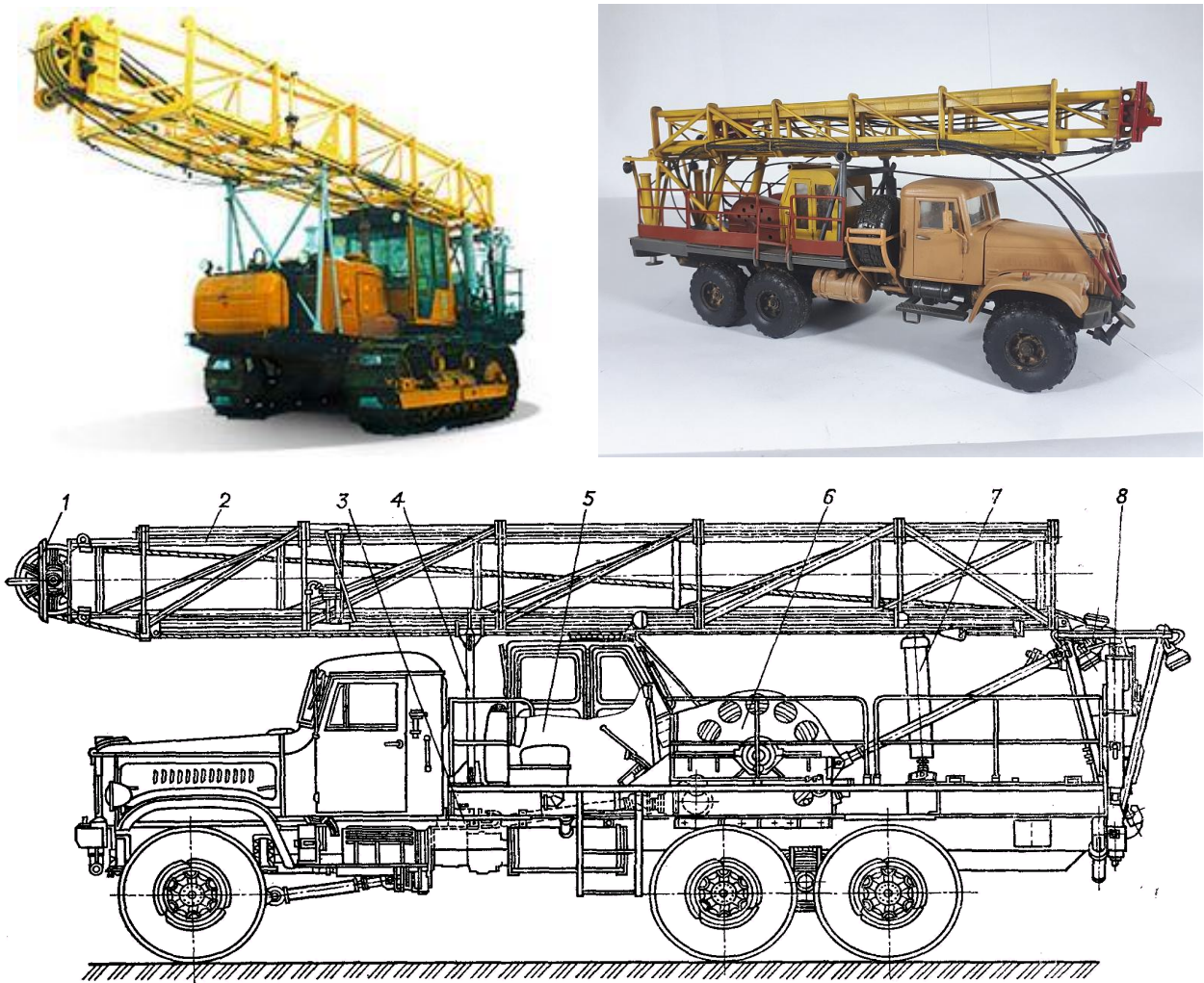


1 – рама установки; 2 – бак паливний; 3 – балони повітряні; 4 – компресор; 5 – пульт керування; 6 – лебідка; 7 – вал карданний; 8 – рама; 9 – коробка передач; 10 – котушка безпечна; 11 – механізм привода ротора; 12 – драбина оператора; 13 – гвинтовий упор

Рисунок 1.1 – Будова підіймальної лебідки ЛПТ-8

Якщо лебідка монтується на транспортному засобі на базі автомобіля або трактора разом з вишкою, талевою системою, гідроциліндрами підіймання

вишки та іншим устаткуванням, установка в цілому в такому випадку називається підіймальною установкою (рис. 1.2) [93].



1 – талева система; 2 – вишка агрегату; 3 – трансмісія; 4 – передні опори; 5 – кабіна; 6 – лебідка; 7 – гідроциліндри опускання вишки; 8 – задні опори

Рисунок 1.2 – Агрегат АЗИНмаш-37А на транспортній базі автомобіля та трактора

При більш повній комплектації (насосом, ротором, вертлюгом і іншим обладнанням установка в цілому в такому випадку називається підіймальним комплексом або мобільною буровою установкою (рис. 1.3) [93].

В даній дисертаційній роботі будуть розглядатись саме підіймальні установки, але пропонувані рішення підвищення енергоефективності з

мінімальними змінами можуть бути імплементовані і для підймальних лебідок і для мобільних бурових установок.



Рисунок 1.3 – Самохідна мобільна бурова установка моделі ZJ 30
виробництва КНР

Розглянемо технічні характеристики типового транспортного засобу для ремонту свердловин УПА-80ПХ [86] (рис. 1.4) виробництва Харківського заводу транспортного обладнання (табл. 1.1.).



Рисунок 1.4 – Установка для ремонту свердловин УПА-80ПХ

Таблиця 1.1 — Коротка технічна характеристика установки УПА-80ПХ [86]

Показники	Значення
Транспортний засіб	КрАЗ-63221
Номінальна вантажопідіймальність на гаку, кН	650
Максимальна вантажопідіймальність на гаку, кН	800
Умовна глибина проведення операцій НКТ діам. 89 мм, м	4500
Умовна глибина проведення операцій БТ діам. 89 мм, м	2650
Розміри бочки барабана лебідки (діаметр x довжина), мм	420x800
Діаметр реборд барабана, мм	1000
Ємність барабана, мм:	
при намотуванні каната діаметром 15,5 мм, м	2000
при намотуванні каната діаметром 13 мм	2300
Гальмівні шківів:	
число	1
діаметр, мм	1000
Гальмівні стрічки:	
число	1
ширина, мм	120
Висота від землі до осі кронблока, м	22
Найбільша довжина піднімальної свічки, м	16,0
Відстань від осі опорних домкратів до осі свердловини, м	1,5
Оснастка талевої системи	3 x 4 (чотирьох-струнна)
Діаметр, мм:	
канатних шківів (по дну жолоба)	580
канату	22,5

Продовження табл. 1.1

Тяговий двигун	Дизель
Марка	ЯМЗ-238ДЕ2
Потужність (при 2100 хв ⁻¹), кВт (к.с.)	243 (330)
Живлення основне	Від генератора двигуна
Габарити (в транспортному положенні), мм	13880 x 2750 x 4460
Маса, кг	31000

Особливості конструкції підймальних установок визначаються глибиною свердловини, змістом операцій, дорожньо-кліматичними умовами. Умови експлуатації устаткування для ремонтів свердловин ускладнюються низькими або високими температурами навколишнього середовища, станом або наявністю мережі доріг та ін. [91].

Ці умови покладені в основу конструювання і виготовлення устаткування, причому особливо жорсткі вимоги до конструкції устаткування для найбільш мобільного процесу - поточного ремонту свердловин. Мобільність процесу ремонту свердловин і складні дорожньо-кліматичні умови в основних районах видобутку нафти і газу в Україні, Європі та світі визначають головну вимогу до устаткування для цього процесу – його високу транспортабельність [90].

Транспортування устаткування в літній період в межах України або Європи не представляють складної проблеми, тому що може забезпечуватися звичайними колісними транспортними базами. Транспортування устаткування в умовах сніжної зими, весняного чи осіннього бездоріжжя, традиційно забезпечувалось транспортними базами високої прохідності на гусеничному ході [89].

Однак досвід останніх років показав, що прохідність таких агрегатів, незважаючи на гусеничну базу, мало чим відрізняється від прохідності агрегатів на колісному ході, а іноді і гірше їх, тому що гусеничний транспортер-трактор зберігає високу прохідність, лише коли несе на собі невелике навантаження, значно менше маси агрегатованого на ньому устаткування. Крім того, гусеничні транспортери руйнують дорожнє покриття, мають невисокі швидкості пересування [93].

Тому оптимальною транспортною базою агрегатів для ремонту свердловин не великої вантажопідйомності є стандартний автомобіль високої прохідності, наприклад типу автомобіля КрАЗ із трьома ведучими мостами, шинами з можливістю регулювання тиску і достатньо потужним двигуном. Автомобілі цього класу мають достатню прохідність, вантажопідймальність і швидкості пересування [95].

Для агрегатів ремонту свердловин великої вантажопідйомності застосовуються стандартні автомобільні шасі надвеликої вантажопідйомності або колісні чи гусеничні транспортні бази надвеликої вантажопідйомності, зібрані зі стандартних вузлів – мостів, коліс, трансмісій, коробок передач, двигунів, але об'єднаних спеціальною рамою. Такі колісні бази в залежності від необхідної вантажопідйомності мають по чотири-шість мостів, з яких два-чотири – ведучі. В світі освоєно виробництво великого ряду мобільних агрегатів для буріння, капітального та поточного ремонту свердловин, вантажопідймальністю від 16 т до 350 т як на колісному, так і гусеничному ході [1].

Самим масовим за частотою застосування є транспортні засоби на базі агрегатів поточного та капітального ремонту свердловин для роботи з відкритим устям. Спуско-підймальні операції під тиском, виконуються багато рідше, тому й агрегатів поточного та капітального ремонту свердловин такого призначення набагато менше.

У залежності від операцій, виконуваних транспортними засобами, їхня комплектація може мінятися. Так, тільки для підйому і спуска труб і штанг підймальна установка компонується з мінімального числа вузлів. Для спуску-підйому електронасосів транспортний засіб доукомплектується барабаном для намотування кабелю, а для підвіски штанг вишка оснащується спеціальним захоплювачем [8]. Для використання підйальної установки для буріння передбачається відбір потужності на ротор, буровий насос, пакер і система готування промивної рідини, що дозволяє використовувати підйомник для капітального ремонту свердловин.

Крім того, через складність виконання операцій під тиском, деколи свердловини глушаться і ремонтуються як звичайні. При використанні ж агрегатів, що дозволяють виконувати спуско-підймальні операції під тиском, складного процесу глушіння можна уникнути [94].

Для виконання складних робіт з капітального ремонту глибоких свердловин необхідний транспортний засіб великої потужності і вишка, що дозволяє виконувати спуско-підймальні операції з бурильною колоною й обсадними трубами. У залежності від довжини свічок бурильної колони, для роботи з якими призначений підйомник, його вишка виконується відповідної висоти з балконом для верхнього робітника та стелажми для укладання труб і штанг у похиле положення. Комплекс такого устаткування перетворюється в мобільну бурову установку. Таким чином, на базі невеликого числа уніфікованих вузлів будуються конструкції підйомників різних призначень і параметрів [9].

Транспортні засоби для ремонту свердловин функціонально являють собою систему з одного (частіше всього) чи двох приводних двигунів і трансмісії — перетворювача, що передає і трансформує енергію обертання вала двигуна в енергію гака, що переміщається поступально. Мінімумально необхідна кратність регулювання частоти обертання і моментів на валу лебідки підйомників для виконання ними спуско-підймальних і технологічних

операцій знаходиться в межах приблизно 1:4. Із зовнішньої характеристики ДВЗ транспортного засобу випливає, що крутний момент, змінюється в меншому інтервалі. У зв'язку з цим виникає необхідність застосування в трансмісії механічних, гідродинамічних чи комбінованих перетворювачів [35].

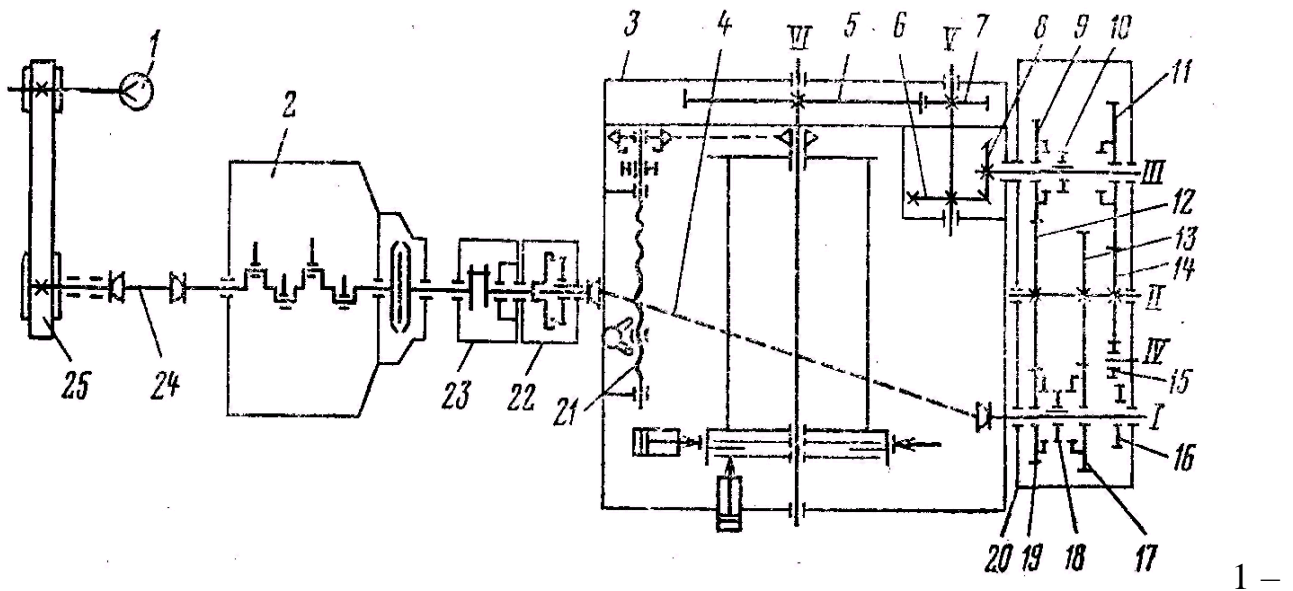
Для поліпшення характеристики і підвищення оперативності керування мобільними установками для ремонту свердловин, а також для більш ефективного спарювання приводних двигунів у транспортних засобах закордонного виробництва, особливо великої вантажопідйомності, використовуються гідромуфти, а іноді і гідротрансформатори, що встановлюються між двигуном і трансмісією. У цьому випадку трансмісія називається гідромеханічною [38].

Гідромуфти або гідротрансформатори обов'язково використовуються при спарених привідних двигунах у транспортних засобах закордонного виробництва великої вантажопідйомності при їхній роботі на одну трансмісію. У цьому випадку сумарна потужність, що передається трансмісії, збільшується за рахунок саморегулювання кожного двигуна по частоті обертання, що неможливо при їх жорсткому механічному з'єднанні [94].

Гідротрансформатор дозволяє плавно змінювати частоту обертання при одночасній зміні моменту. Але зі збільшенням коефіцієнта трансформації коефіцієнт корисної дії цієї гідромашини зменшується і знижується аж до 0,60-0,65, що є серйозним недоліком цього способу регулювання. Для забезпечення ще більшого діапазону регулювання привід з гідротрансформатором мобільних установок для ремонту свердловин може доповнюватися також механічною коробкою передач [134, 135].

Як трансмісії та перетворювачі потужності для транспортних засобів на базі підймальних установок ремонту свердловин виробництва України, колишнього СНД та закордонного виробництва невеликої вантажопідйомності переважно застосовуються механічні коробки швидкостей, у більшості випадків шестеренчасті, рідше ланцюгові зі ступеневим регулюванням частоти

обертання. Типова механічна трансмісія підіймальної установки для ремонту свердловин на гусеничному шасі (ЛПТ-10) наведена на рис. 1.5., на колісному шасі (УПА 60/80) – зображена на рис. 1.6 [90].

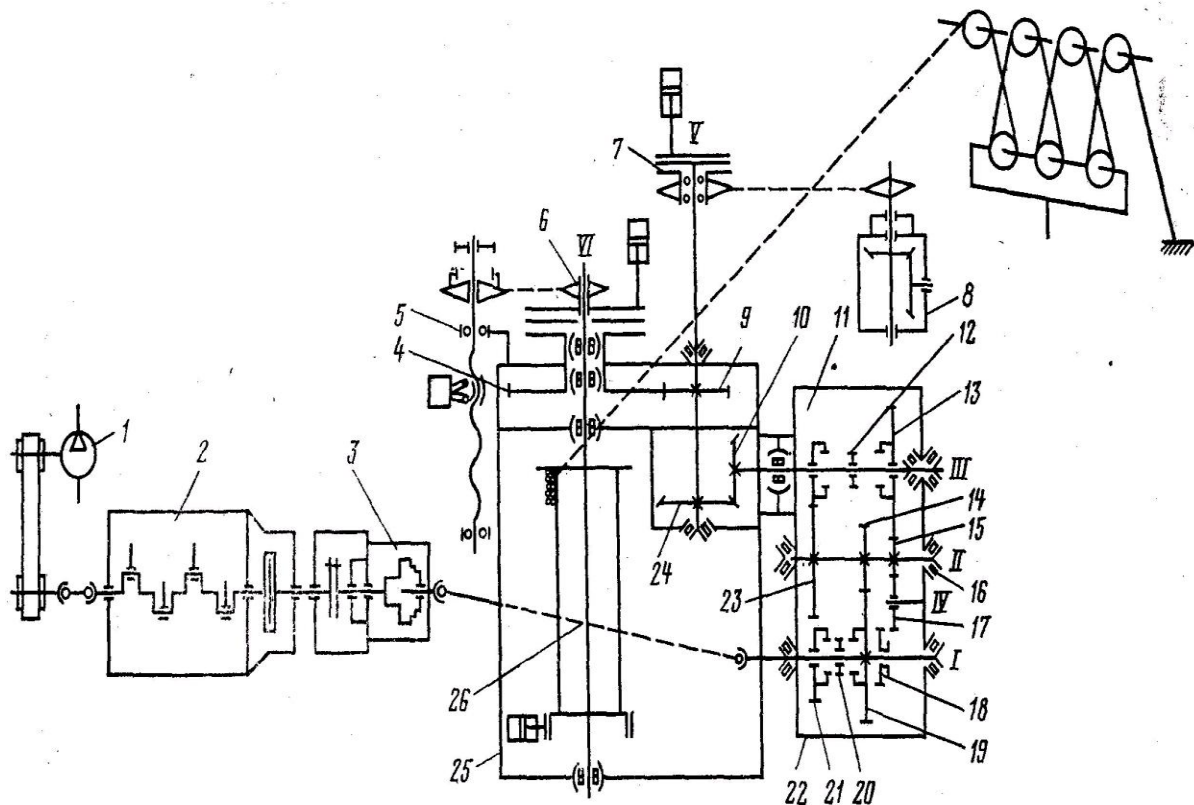


1 – компресор; 2 – двигун; 3 – лебідковий блок; 4 – карданний вал; 5, 7 – шестерні; 6, 8 – шестерні конічні; 9 – шестерня 3-й і 4-й передач; 10 – муфта; 11 – шестерня 1-ї і 2-ї передач; 12, 13, 14 – шестерні проміжного вала; 15, 16 – шестерні оберненого обертання барабана; 17 – шестерня 2-ї і 4-ї передач; 18 – муфта перемикання передач; 19 – шестерня 1-ї і 3-ї передач; 20 – коробка передач; 21 – талевий блок; 22 – коробка відбору потужності; 23 – фрикціон; 24 – карданний вал; 25 – передача пасова; I – ведучий вал; II – проміжний вал; III – ведений вал; IV – вісь шестерні заднього хода; V – вал силової передачі; VI – вал барабана

Рисунок 1.5 – Типова механічна трансмісія підіймальної установки для ремонту свердловин на гусеничному шасі ЛПТ-10

На автомобільній або тракторній транспортній базі часто використовується, як перетворювач крутного моменту від двигуна, власне штатну коробку перемикання передач самої транспортної бази. Трансмісія

установки для ремонту свердловин складається зі сукупності муфт, валів, ланцюгових передач, лебідки і поліспасти, з'єднаного з гакоблоком. Поліспаст із гаком і блоками, називається талевою системою, яка розміщується на вищій підіймальній установці [91].



1 – компресор; 2 – двигун; 3 – коробка відбору потужності; 4, 9 – шестерні передачі обертання барабанному валу; 5 – талевий блок; 6 – фрикційна муфта; 7 – фрикційна муфта дискова; 8 – реверсивний редуктор; 10, 24 – шестерні конічні; 11 – шестерня 3-ї і 4-ї швидкостей; 12 – муфта; 13 – шестерня 1-ї та 2-ї швидкостей; 14, 16, 23 – шестерні проміжного вала; 15 – роликові підшипники; 17, 18 – шестерні оберненого обертання барабана; 19 – шестерня 2-ї та 4-ї швидкостей; 20 – муфта; 11 – шестерні 1-ї и 3-ї швидкостей; 22 – корпус коробки передач; 25 – лебідковий блок; 26 – карданний вал; I – ведучий вал; II – проміжні вали; III – ведений вал; VI – вісь

Рисунок 1.6 – Типова механічна трансмісія підіймальній установці для ремонту свердловин на колісному шасі УПА 60/80

Число швидкостей транспортних засобів та їхнє співвідношення визначаються в залежності від технології спуско-підймальних операцій. Така схема підймальної установки, побудована на механічних трансмісіях, у даний час є найбільш поширена в Україні [38].

1.2 Основні засади політики енергоефективності та головні напрямки втрат енергії підймальних установок для ремонту свердловин

Питання покращення енергоефективності – один із головних пріоритетів нашої країни. І останнім часом під впливом зовнішніх чинників відбуваються кардинальні зміни у підходах до формування державної енергетичної політики [19]: здійснюється перехід від застарілих моделей функціонування вітчизняного енергетичного сектору, в якому домінували викопні палива, до нових моделей, в яких максимально використовуються альтернативні, переважно невикопні види палив та мінімізуються тенденції домінування одного з видів виробництва енергії. Разом з цим віддається максимальна пріоритетність використанню енергії із відновлюваних джерел та підвищенню загальної енергоефективності [23].

У 2017 році в нашій країні було затверджено «Нову Енергетичну стратегію України до 2035 року: енергоефективність, безпека, конкурентоспроможність» – це базовий документ, який визначає стратегічні цілі розвитку паливно-енергетичного комплексу країни на період до 2035 р. [24]. Відповідно до цього нормативного акту передбачається, що частка імпортованих компонентів в структурі загального первинного постачання енергії нашої країни знизиться у 2025-2035 рр. до менш ніж 33 %, зокрема завдяки підвищенню енергоефективності та енергозбереженню з дотриманням сучасних екологічних стандартів та широкому розвитку альтернативних відновлювальних енергоджерел.

Нова енергетична стратегія держави містить три основних етапи, головним результатом яких має бути зменшення енергоємності ВВП до 2035 року порівняно з поточним значенням більше, ніж у вдвічі. Що стосується використання енергії з альтернативних та відновлюваних джерел, то слід відмітити, що наша держава, як член Енергетичного європейського співтовариства, імплементувала Директиву Євросоюзу 2009/28/ЕС щодо просування відновлюваної енергетики і передбачила в 2020 році введення обов'язкової частки відновлюваної енергії у структурі загального споживання країни на рівні 11 % [26].

Для досягнення поставлених державною енергетичною політикою завдань необхідно максимально знижувати енергоспоживання всіх об'єктів та обладнання, які експлуатуються в нафтовій і газовій промисловості України і, в т. ч., це повною мірою стосується як в цілому нафтогазового технологічного транспорту, так і також такої важливої його складової, як підіймальні установки для ремонту свердловин [25]. Зазначені установки мають малоекономічні, у порівнянні з електроприводом, дизельні двигуни внутрішнього згорання, що вимагає, в т. ч., і пошуку нових напрямків покращення паливно-економічних характеристик силових приводів підіймальних установок [31].

Витрати на функціонування технологічного транспорту становлять значну частку в собівартості продукції нафтогазової галузі, тому зменшення споживання енергії та собівартості технологічних робіт під час експлуатації силових приводів підіймальних установок для ремонту свердловин – актуальне завдання для фахівців нафтогазової промисловості [35].

В загальному, основними втратами енергії при експлуатації силових приводів підіймальних установок для ремонту свердловин є [56]:

- внутрішні втрати в трансмісії, що визначаються коефіцієнтом корисної дії механічної або гідравлічної трансмісії;

- внутрішні втрати в талевій системі, що визначаються коефіцієнтом корисної дії талевої систем;
- внутрішні втрати в привідних двигунах, що характеризуються коефіцієнтами корисної дії дизельного ДВЗ;
 - втрати внаслідок неоптимального процесу буріння;
 - втрати за рахунок неоптимальної роботи бурових насосів;
 - гідравлічні та гідромеханічні втрати в трубопроводах;
 - внутрішні втрати в буровій лебідці, що визначаються коефіцієнтом корисної дії лебідки;
- внутрішні втрати в роторі, що визначаються коефіцієнтом корисної дії ротора;
- втрати внаслідок застосування неоптимальних палив для привідних двигунів;
- втрати, пов'язані з поганою рекуперацією надлишкових теплових енергій.

Основними напрямками з скорочення енергоспоживання підіймальних установок для ремонту свердловин, які пропонуються в даній дисертаційній роботі є [129]:

- ефективного використання надлишкової енергії та теплоти робочих процесів, теплоти відпрацьованих газів та теплоти, що відводиться через системи охолодження двигунів;
- забезпечення швидкого прогрівання та підтримання оптимального температурного режиму трансмісії;
- зниження витрат на паливо для підіймальних установок за рахунок переходу від продуктів дорогих викопних видів палив на дешевші альтернативні палива, зокрема відновлювальне метилове паливо;
- вдосконалення привідного двигуна підіймальних установок за рахунок переведення з дизельного на спиртогазове паливо.

1.3 Аналіз напряму енергозбереження підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок зниження втрат енергії в їхній трансмісії

1.3.1 Оптимальний температурний режим трансмісійних агрегатів

Використання підймальних установок для ремонту свердловин в умовах низьких температур навколишнього середовища тягне за собою додаткові труднощі з теплової підготовки не тільки двигуна, насосного обладнання, компресорного устаткування, талевої системи, але й трансмісійних агрегатів, що пов'язано з високою початковою в'язкістю трансмісійної оливи в холодний період року. Проблемам ефективної експлуатації трансмісії присвятили свої праці багато відомих вчених. Розглядалися як механічні трансмісії на базі автомобільних шасі [1, 10, 62, 85 та ін.], так і механічні трансмісії на базі тракторних агрегатів [36, 73, 82, 83, 92, 96 і ін.], а також автоматичні трансмісії [74, 76, 87, 88 та ін.]

Дослідження ряду авторів [55, 82, 83] показали, що температурний режим механічних трансмісій в умовах негативних температур не досягає оптимальних значень робочих температури трансмісійних агрегатів навіть після трьох годин роботи на різних навантажувальних режимах.

Згідно з проведеними дослідженнями [84, 89, 102 та ін.], втрати потужності в трансмісії значною мірою залежать від її температурного режиму, оскільки зниження температури навколишнього середовища збільшує в'язкість трансмісійної оливи. Сучасні оливи характеризуються різноманітними експлуатаційними та в'язкісно-температурними властивостями. Як показано в дослідженнях [84], в'язкість мінеральної оливи типу 80W-90 суттєво змінюється вже за температури нижче +10 °C, а при -25...-30 °C вона досягає межі застигання. У результаті цих досліджень встановлено, що в зимовий період експлуатації зниження середньої температури оливи призводить до значного

перевищення оптимальних значень її в'язкості, що викликає підвищене зношування шестерень.

У низці робіт [134, 136, 137] запропоновано зменшувати втрати потужності в агрегатах трансмісії шляхом примусової подачі оливи до поверхонь тертя. Цей метод дає змогу знизити втрати, які залежать від глибини занурення шестерень в оливу, проте, за результатами досліджень, максимальна ефективність такого підходу спостерігається лише на етапі початкового нагрівання та стабілізації температури оливи. Крім того, реалізація цього способу потребує попереднього нагрівання оливи.

Дослідження теплових режимів роботи трансмісій автомобілів в умовах низьких температур показали, що на середню температуру оливи істотно впливають режим експлуатації автомобіля та швидкість і напрямок повітряного потоку, який обдуває транспортний засіб. Наприклад, за температури навколишнього середовища $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ та режиму з рівними періодами руху і зупинок, середня температура в коробці передач знижується на $19\text{ }^{\circ}\text{C}$, а в роздавальній коробці – на $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ [82]. Це свідчить про важливість врахування режиму руху із зупинками при аналізі теплового стану трансмісії в умовах низьких температур.

Дослідження багатьох авторів [84, 92, 96 та ін.] свідчать, що температурний режим агрегатів трансмісії автомобілів є одним із ключових чинників, які впливають як на втрати потужності, так і на швидкість зношування елементів трансмісійних механізмів. Встановлено, що підтримка оптимального теплового режиму дозволяє знизити додаткову витрату палива до 10% і зменшити інтенсивність зношування до восьми разів.

Згідно з дослідженням [89], у періоди з низькими температурами навколишнього середовища зростає кількість відмов коробок передач марки ZF через недостатнє постачання оливи до точок тертя. Наприклад, вихід з ладу переднього підшипника вторинного вала збільшується на 33%, заднього опорного підшипника – на 20%, а кількість несправностей інших елементів

коробки передач – на 12%. У результаті загальна кількість відмов коробок передач цього виробника зростає на 65%.

Дослідження теплових характеристик автомобілів ГАЗ-66, ЗІЛ-131 та інших показали, що за температури навколишнього середовища $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура оливи в картері коробки передач варіюється від 2 до $33\text{ }^{\circ}\text{C}$ [83].

Заводи-виробники не встановлюють жорстких меж для оптимального теплового режиму роботи агрегатів механічної трансмісії підймальних установок, але ключовим критерієм є здатність оливи працювати за конкретних умов. Наприклад, для трансмісійної оливи ТСП-15К, яка використовується в агрегатах трансмісії підймальних установок УПА-60/80, максимальна температура не повинна перевищувати $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ [75]. Мінімальна температура обмежується в'язкісно-температурними характеристиками оливи (не нижче $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Автори [35] зазначають, що для мінімізації втрат енергії оптимальна температура оливи з індексом в'язкості 80W-90 в картері коробки передач підймальної установки УРБ-2А2 на шасі Урал-4320 становить $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Дослідження сучасних трансмісійних олив [75] показали, що оптимальна робоча в'язкість, яка забезпечує ефективне змащування без значних втрат потужності, становить $2\text{ Па}\cdot\text{с}$. Гранично допустима в'язкість, яка допускає нормальну роботу агрегатів трансмісії під навантаженням без пошкодження зубчастих передач і підшипників, становить $150\text{ Па}\cdot\text{с}$. Для мінеральних олив 80W-90 така в'язкість досягається за температури 247 К, для напівсинтетичних 75W-90 – 239 К, а для синтетичних 70W-90 – 233 К.

На основі цих даних можна зробити висновок, що сучасні трансмісійні оливи з різними в'язкісно-температурними характеристиками не забезпечують безпотужнісну передачу крутного моменту під час прогрівання трансмісії. Оптимальний температурний режим агрегатів трансмісії становить 303 К.

1.3.2 Вплив температурного режиму трансмісійних агрегатів на втрати потужності

Ключовим показником ефективності роботи трансмісії є коефіцієнт корисної дії (η), який визначається як співвідношення потужності, переданої до споживачів (лебідка, ротор тощо), до потужності, що подається на первинний вал коробки передач. Втрати потужності в трансмісійних агрегатах поділяються на механічні та гідравлічні.

Механічні втрати в механічних трансмісіях виникають переважно в зубчастих зачепленнях, підшипниках і манжетах. В автоматичних, напівавтоматичних, варіаторних та інших трансмісіях до цих втрат додаються додаткові, зумовлені конструктивними особливостями, наприклад, втрати у фрикціонах.

Підвищення механічних втрат зазвичай пов'язане зі збільшеним зносом поверхонь тертя. У дослідженні [74] встановлено, що інтенсивність зношування шестерень трансмісійних агрегатів зростає зі зниженням температури оливи, зменшенням швидкості ковзання та збільшенням питомого тиску в зачепленнях.

Найбільший вплив на інтенсивність зношування має температура оливи. Зокрема, зниження температури оливи з 80 °C до 0 °C збільшує зношування шестерень коробки перемикачів передач у 10,2 рази [83], а шестерень заднього моста автомобіля КрАЗ – у 8,7 рази, незалежно від режимів навантаження чи швидкості.

Підвищення питомого тиску з 5000 до 16000 кг/см² також збільшує інтенсивність зношування шестерень коробки перемикачів передач у 5 разів, а заднього моста – у 4,4 рази. Водночас встановлено, що найменший вплив на зношування шестерень коробки перемикачів передач має швидкість ковзання. Її збільшення з 0,6 до 2,5 м/с [83] знижує інтенсивність зношування шестерень

коробки перемикавання передач у 3,2 рази, а заднього моста автомобіля КрАЗ-260 – у 2,4 рази.

Гідравлічні втрати в агрегатах трансмісії виникають через внутрішні сили опору, які утворюються під час перемішування трансмісійної оливи (барботажа). Сумарні втрати потужності, що об'єднують усі складові втрат, залежать від різних чинників, насамперед від температури трансмісійної оливи та її в'язкості.

Наприклад, зі зростанням в'язкості оливи коефіцієнт корисної дії (ККД) циліндричних і конічних передач трансмісійних агрегатів підвищується [89], що пов'язано зі зменшенням механічних втрат на тертя. Водночас збільшення динамічної в'язкості оливи спричиняє зростання гідравлічних втрат, пов'язаних із перемішуванням і розбризкуванням в'язкої трансмісійної оливи.

Згідно з дослідженнями [87], сумарні втрати на тертя в агрегатах трансмісії становлять від 5 % до 15 %, тоді як втрати на барботажа оливи знижують ККД трансмісії з 0,92 до 0,85. Крім того, надмірно в'язка олива створює додатковий опір через внутрішні сили тертя та не забезпечує своєчасного проникнення змащувального матеріалу в міжзубовий простір трансмісійних агрегатів [134].

У дослідженнях, що вивчали вплив в'язкісно-температурних властивостей оливи на механічні втрати в трансмісії автомобілів КамАЗ (рис. 1.7), встановлено, що зі зниженням температури трансмісійної оливи зростають витрати потужності на роботу агрегатів [84]. Це підвищення енергоспоживання починає бути помітним вже при температурах нижче 20 °С. А при досягненні температури навколишнього середовища 0 °С і нижче, що є характерним для зимового періоду більшої частини нашої країни, механічні втрати в трансмісії автомобілів зростають в 4-5 і більше разів, у порівнянні з температурою плюс 40...50 °С.

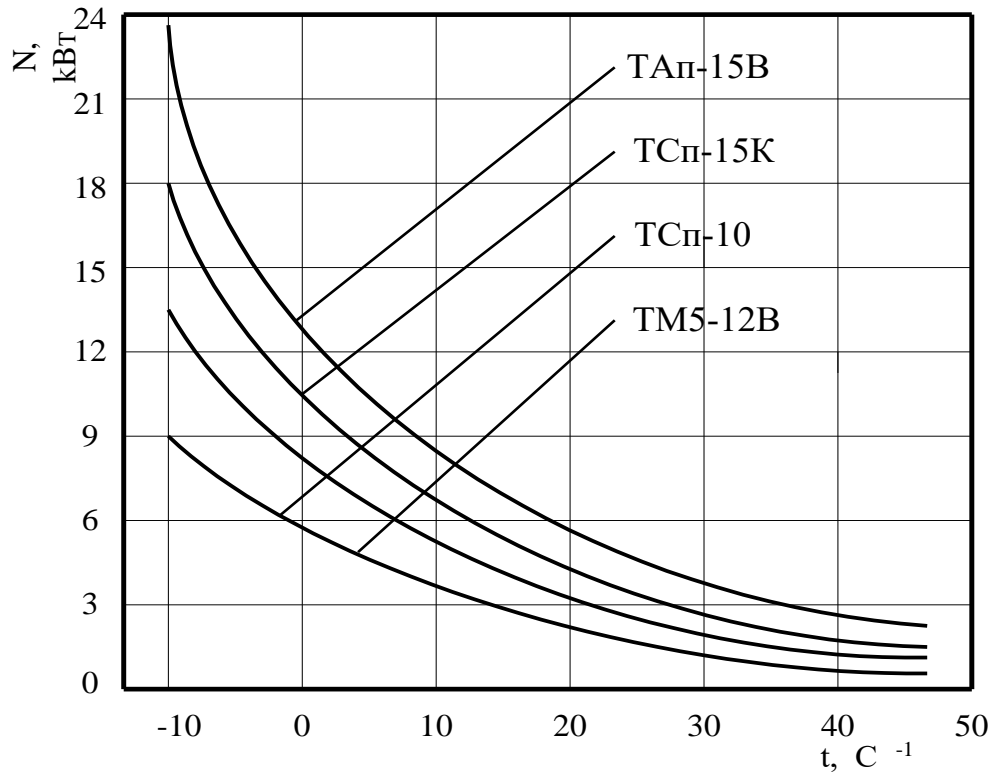


Рисунок 1.7 – Втрати потужності в коробці перемикання передач автомобіля КамАЗ-4310 у залежності від температури трансмісійної оливи

Дослідження [82] показують, що найбільші втрати потужності в коробках передач із механічними трансмісіями виникають через в'язкісно-температурні властивості оливи, особливо під час запуску та прогрівання двигуна за умов низьких температур. При цьому використання оливи із пологими в'язкісно-температурними характеристиками дозволяє зменшити втрати потужності. Зі зростанням температури оливи понад 330–340 К вплив її сорту на витрати потужності в агрегатах трансмісії практично зникає.

Отже, забезпечення ефективної роботи трансмісії, зокрема підймальних установок, за низькотемпературних умов є актуальною проблемою. Її вирішення вимагає насамперед аналізу наявних методів зниження втрат потужності в агрегатах трансмісії за температур, що є нижчими за оптимальні.

1.4 Методи зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підіймальних установок

Методи зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії за рахунок їхнього нагрівання є досить різноманітні та показані на рис. 1.8.



Рисунок 1.8 – Методи зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії за рахунок їхнього нагрівання

Згідно з численними дослідженнями [82, 84, 89 та ін.], підвищення температури оливи в агрегатах трансмісії залежить від навантажувального та швидкісного режимів роботи, а також від впливу навколишнього середовища. У перші години роботи підйимальних установок максимальне навантаження на трансмісію зустрічається рідко, тому в цей період навантаження має менший вплив на температуру оливи.

Наприклад, при русі автомобіля зі швидкістю 40–45 км/год без навантаження і з повним навантаженням різниця в температурі оливи у ведучих мостах становить лише 5 К [95]. Таким чином, швидкісний режим роботи відіграє вирішальну роль у формуванні температурного стану агрегатів трансмісії, тоді як навантажувальний режим має менший вплив.

Розігрів агрегатів трансмісії в основному відбувається завдяки гідрооб'ємному тертю оливи (втратам на барботаж). Водночас зі збільшенням швидкості руху підйимальної установки посилюється обдування агрегатів потоками повітря, що спричиняє більші тепловтрати. Це збільшує час прогрівання трансмісії і, відповідно, енерговитрати на подолання сил опору. Згідно з дослідженнями, час стабілізації температури в агрегатах трансмісії за умов від'ємних температур становить 40...100 хвилин [75, 83].

На основі цих даних можна зробити висновок, що для зменшення втрат у трансмісії підйимальної установки та підвищення її довговічності в зимових умовах необхідно використовувати заходи з утеплення та підігріву картерів. Одним із простих способів зниження теплообміну агрегатів трансмісії з навколишнім середовищем є їх утеплення за допомогою спеціальних кожухів або чохлів. Наприклад, утеплення ведучого моста автомобіля поролоновими чохлами дозволило знизити втрати на 30–40 % [84].

Для попереднього прогріву трансмісії в роботі [36] пропонується метод «дроселювання», за якого трансмісійна олива об'ємом 40 л може досягти температури + 55...+ 65 °С за 30 хвилин за умов навколишньої температури від

-20 до 0 °С. Проте цей метод має значні недоліки: потужність, що витрачається на дроселювання, становить 8–10 кВт у перші 10–15 хвилин роботи, після чого стабілізується на рівні 4–5 кВт.

За температури трансмісійної оливи мінус 15 °С через високу в'язкість під час перекачування оливи з картера коробки передач утворюється емульсія, що прискорює зношування зубчастих коліс агрегату. Якщо температура оливи падає до -20 °С, перекачування оливи додатковим насосом взагалі припиняється. Для запобігання утворенню емульсії в роботі [84] запропоновано використовувати баки-термостати, які зменшують інтенсивність охолодження оливи в періоди між змінами за негативних температур навколишнього середовища.

Одним із найефективніших і найбільш поширених способів підігріву оливи в силових агрегатах є застосування електричних нагрівачів. Використання нагрівачів різної потужності дозволяє якісно прогрівати оливу незалежно від її обсягу та температури довкілля [83].

Комплексний підхід до підігріву включає методи нагрівання за допомогою газоповітряної суміші та інфрачервоного випромінювання. Газоповітряний підігрів часто застосовується для техніки, що зберігається на відкритих майданчиках.

У цьому випадку підігріта газоповітряна суміш подається спеціальними трубопроводами безпосередньо до агрегатів, забезпечуючи нагрівання оливи до 40–50 °С за 30–40 хвилин [89]. Температура газів на виході з теплогенераторів може досягати 100–150 °С, що дозволяє підтримувати агрегати нафтогазового транспорту в готовому до роботи стані навіть за досить низьких температур мінус 20 °С і нижче.

Застосування інфрачервоного випромінювання для нагрівання, зокрема за допомогою газових пальників, скорочує час підігріву оливи до 40–50 °С до 25–30 хвилин [38].

Дослідження [16, 35] демонструють ефективність зниження втрат потужності трансмісії завдяки використанню сучасних олив із вдосконаленими в'язкісно-температурними характеристиками. Наприклад, за температури навколишнього середовища від мінус 20 до мінус 5 °С перехід з трансмісійної оливи ТАп-15В на оливу ТСП-15К знижує витрати пального на 2–3 %, а використання ТМ5-12В замість ТСП-10 у холодному кліматі скорочує витрати пального на 4–5 % [40].

Ідея використання надлишкового тепла двигуна для підвищення ефективності трансмісії отримала широке застосування. У [83] шляхом передачі тепла від системи мащення двигуна вдалося знизити втрати потужності коробки перемикачів передач трактора Т-150К на 20–25 %.

Інші автори [88] запропонували конструкції, що забезпечують підтримання оптимальної температури робочої рідини в гідрооб'ємній, гідромеханічній або механічній трансмісії через теплообмін із системою охолодження двигуна.

У [62] розроблено систему теплової підготовки коробки перемикачів передач із використанням автономного рідинного підігрівача, що підвищує температуру трансмісійної оливи до 20-30 °С за 30 хвилин за температури довкілля мінус 10 °С.

Сучасні комплексні підігрівачі, такі як Webasto та інші [90], знайшли широке застосування на автомобілях європейських марок, таких як MAN, Mercedes, Рено тощо. Особливу увагу таким автономним підігрівачам приділяють виробники автомобілів з північних країн Європи. Наприклад, такими обігрівачами комплектується близько 10-15 % моделей таких відомих автовиробників, як Вольво та Сканія. Теплопродуктивність таких автономних підігрівачей варіюється від 4 до 20 кВт і ґрунтується на спалюванні дизельного пального з передачею отриманого тепла рідинній системі підігрівання агрегатів трансмісії.

1.5 Підвищення енергоефективності привідних дизельних двигунів за рахунок їхнього переведення на газоподібні продукти конвертації метанолу

Більшість транспортних засобів нафтогазової галузі та інших сфер оснащені двигунами внутрішнього згоряння з дизельними системами живлення. Робота таких двигунів потребує значних обсягів дорогого дизельного пального, яке, до того ж, спричиняє високу токсичність відпрацьованих газів. Це зумовлює доцільність переходу на більш доступні та екологічно чисті альтернативні види палива [19].

Дизельні двигуни, що використовуються в нафтогазовому технологічному транспорті, мають тривалий термін служби. Навіть після припинення виробництва нових дизельних моделей їх використання залишатиметься актуальним протягом багатьох років. У зв'язку з цим виникає нагальна потреба у переведенні таких силових установок на газове паливо, яке є економічнішою та екологічнішою альтернативою дизельному. Конвертація дизельних двигунів для роботи на газі можлива за різними підходами [47]. Зокрема, такі двигуни можна переобладнати для роботи в газодизельному або моногазовому режимах.

Сьогодні добре відома й досить відпрацьована технологія переведення дизельних двигунів на газодизельний режим, за якої одночасно використовується газове паливо та дизельне паливо. У цьому випадку до газу додається запальна доза дизпалива, що за заявами виробників газодизельних систем становить 30–35 %, проте в реальних умовах експлуатації може досягати 50 %. Ця технологія має низку переваг, але й значні недоліки [30], серед яких головним є необхідність використання дизельного палива, що знижує економічну вигідність переобладнання.

Альтернативний, поки менш поширений підхід — переведення дизельних двигунів на чисто газовий або моногазовий режим. У цьому випадку двигуни

додатково оснащуються системами з іскровим запалюванням. Використання моногазового режиму є економічно привабливішим, оскільки виключає потребу у дорогому дизельному паливі. Дизельні двигуни можна переобладнати для роботи з газобалонним обладнанням на метані (в стисненій або зрідженій формі) або пропан-бутані [61].

Економічні переваги переведення дизельних двигунів на моногазовий режим включають [64]:

- відсутність витрат на дизельне паливо, оскільки використовується виключно дешевше газове паливо;
- збільшення ресурсу циліндропоршневої групи в 1,3–1,5 рази завдяки більш плавному зростанню тисків під час згорання;
- подвоєння періодичності заміни моторної оливи та фільтрів через зменшення нагароутворення, відсутність змивання оливної плівки та розрідження моторної оливи.

Таким чином, переведення дизельних силових агрегатів на моногазовий режим є актуальним завданням, яке сприяє зниженню витрат на паливно-мастильні матеріали та капітальний ремонт двигунів [65].

Перспективність переобладнання дизельних двигунів у моногазові з іскровим запалюванням підтверджується діяльністю провідних світових виробників автомобільних двигунів та транспортних засобів, які вже впроваджують такі рішення. Наприклад, переобладнання проводиться як для роботи на зрідженому пропан-бутані (рис. 1.9), так і на стиснутому або зрідженому природному газі (рис. 1.10).

У цьому напрямку працюють такі відомі концерни, як Freightliner, Cummins, Volvo, MAN, Mercedes, Scania, Iveco та інші, які вже розробили газові двигуни з іскровим запалюванням на базі існуючих дизельних моделей для комерційного транспорту.



Рисунок 1.9 – Frightliner 145 на пропан-бутане



Рисунок 1.10 – Volvo-570 на метані

Аналіз досвіду вітчизняних і зарубіжних розробок показує, що переобладнані дизельні двигуни для роботи на газовому паливі мають високі тягово-динамічні та економічні характеристики, а також значно перевершують базові дизелі за екологічною безпекою [63].

Переобладнання дизельного двигуна в моногазовий, на відміну від аналогічного процесу для бензинових двигунів, вимагає суттєвих конструктивних змін [66]. Це зумовлено тим, що дизельні двигуни працюють на принципі займання палива від нагріву під час стиснення, а газові палива

мають значно вищі температури займання порівняно з дизельними (наприклад, дизельне паливо – 300-330 °С, пропан – 466 °С), які неможливо досягти за ступенів стиснення, характерних для сучасних дизельних двигунів.

Ще однією перешкодою є детонація – вибухоподібне згорання палива, що виникає при високих ступенях стиснення. Для дизельних двигунів ступінь стиснення суміші становить 14–22, тоді як двигун на газовій суміші потребує зниження цього показника до 12–13 [67].

Зменшення ступеня стиснення у дизельних двигунах, які переобладнуються на газові, зазвичай досягається шляхом збільшення об'єму камери згорання в поршні базового двигуна. Однак експериментальні дослідження показують, що навіть незначна модифікація форми камери згорання суттєво впливає на процеси теплогазообміну та згорання [71]. Тому оптимізація конструкції камери згорання вимагає ретельних розрахунків і експериментів для досягнення високих показників потужності, економічності та екологічності.

Для переведення дизельних двигунів на газове паливо необхідно виконати наступні заходи:

- встановити газобалонне обладнання (редуктори, форсунки, газові балони та ін.);
- зменшити ступінь стиснення базового дизельного двигуна до орієнтовно ступінь стиснення 12-13 для газового двигуна;
- додати систему запалювання, яку необхідно розробляти, як правило, під особливості конкретного двигуна;
- налаштувати систему керування двигуном для оптимальної характеристики зміни кута запалювання.

На сьогодні отримано лише початковий досвід у напрямку переобладнання дизельних двигунів у моногазові. Для визначення доцільності цього процесу необхідно вирішити чимало науково-технічних і комерційних питань [97].

При виборі газового палива необхідно обов'язково враховувати процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу. Цей процес у двигунах внутрішнього згоряння здійснюється в два етапи: на першому етапі хімічна енергія перетворюється на теплоту, а на другому етапі теплота перетворюється на роботу. Саме на цих етапах відбуваються основні енергетичні втрати, що можуть суттєво впливати на ефективність роботи двигуна [104].

Для підвищення ефективності використання хімічної енергії палива необхідно зменшити енергетичні втрати на обох етапах перетворення. Наразі в двигунобудуванні в основному використовуються методи зменшення втрат енергоефективності на другому етапі перетворення енергії [105].

У сучасних двигунах робочий температурний рівень є таким, що подальше його підвищення спричиняє серйозні проблеми з забезпеченням необхідної термічної міцності [110]. Тому підвищення ефективності використання палива шляхом підвищення верхньої термодинамічної температури робочого тіла в циклі обмежене можливостями підвищення жаростійкості та жароміцності матеріалів двигуна. Оскільки ці можливості для традиційних матеріалів майже вичерпані, підвищення температури стає малоперспективним шляхом.

В таких умовах більш доцільним є розробка методів зниження необоротних втрат на першому етапі перетворення хімічної енергії палива в теплоту. При цьому реалізація таких методів повинна бути здійснена без підвищення температурного рівня робочого тіла. Для двигунів внутрішнього згоряння доцільно використовувати альтернативні види палива з температурою конверсії, нижчою за середній температурний рівень відпрацьованих газів [111].

До таких видів палива можна віднести нижчі спирти, алкани, прості ефіри та деякі інші [121]. Вибір альтернативного палива для конверсії є компромісом,

який враховує температурні умови процесу, енергетичну цінність палива, утворення газів при переробці та їх вартість [116].

Висновки і задачі досліджень

Отже, для вирішення поставленого науково-практичного завдання зменшення енергоспоживання підймальних установок для поточного та капітального ремонту свердловин нафтогазової галузі шляхом розроблення випереджаючих технічних рішень та нових методів необхідно розв'язати наступні завдання:

- здійснити розробку та створення недорогої високоефективної системи енергозбереження в трансмісії підймальних установок для поточного та капітального ремонту свердловин за рахунок додаткового нагрівання трансмісійних агрегатів до оптимальної температури відпрацьованими газами двигуна;

- провести математичне моделювання енергоефективності різних трансмісійних схем коробок перемикачів передач в підймальних установках для ремонту свердловин з метою встановлення аналітичних залежностей зміни енергоспоживання від зміни конструктивних параметрів коробок перемикачів передач;

- на основі досліджених закономірностей розробити удосконалений метод зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для поточного та капітального ремонту свердловин за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів двигунів;

- проаналізувати сучасний стан розвитку засобів зниження енергоспоживання дизельних приводів підймальних установок для поточного та капітального ремонту свердловин з метою розроблення удосконаленого методу живлення дизельних силових приводів з покращеними енергетичними

характеристиками за рахунок використання альтернативних палив на основі газоподібних продукти конвертації метанолу;

- провести стендові експериментальні дослідження змін енергетичних та експлуатаційних параметрів трансмісійних агрегатів та привідних двигунів внутрішнього згоряння підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів з метою встановлення взаємозв'язків між економічними, потужністними та екологічними характеристиками силових приводів підймальних установок для поточного та капітального ремонту свердловин та перевірки коректності математичного моделювання.

РОЗДІЛ 2

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

2.1 Загальний енергетичний баланс в агрегатах трансмісії

Метою раціонального енергетичного балансу агрегатів трансмісії, зокрема підйімальних установок для ремонту свердловин, є забезпечення оптимального теплового режиму роботи трансмісійних агрегатів. Під оптимальним тепловим режимом роботи агрегатів трансмісії, в тому числі підйімальних установок, розуміється такий режим роботи, при якому сумарні витрати енергії на подолання внутрішніх сил опору в механізмах трансмісії будуть мінімальними.

При незмінних зовнішніх і внутрішніх чинниках механізми трансмісії працюють в режимах теплової рівноваги, що характеризується рівністю кількості енергій, яка надходить за рахунок процесів тертя у вузлах та елементах трансмісії і втрачається за рахунок теплообміну через стінки корпусів агрегатів трансмісії. Температура трансмісійної оливи при роботі агрегату в режимі теплової рівноваги характеризує величини внутрішніх і зовнішніх втрат енергії. Завдання мінімізації енергетичних витрат для трансмісії підйімальних установок для ремонту свердловин зводиться до визначення мінімуму їхніх сумарних витрат енергії і обґрунтування на цій основі раціональних теплових режимів роботи.

Нагрівання і підтримка заданої температури механізмів трансмісії може здійснюватися як від зовнішніх джерел енергії, так і теплотою, що генерується в самому агрегаті трансмісії. В якості зовнішніх джерел енергії можуть виступати електричні нагрівальні пристрої та теплота, що генерується власним двигуном автомобіля.

Виділення теплоти в механізмах трансмісії в процесі самонагрівання обумовлено наявністю механічного та гідравлічного тертя у вузлах та елементах трансмісії. У кожного агрегату трансмісії існує свій оптимальний температурний режим, при якому сумарні витрати енергії в досліджуваному діапазоні температур будуть мінімальними.

При проектуванні на автозаводах агрегатів трансмісій вантажних автомобілів, які стають транспортними базами підіймальних установок для ремонту свердловин, температурний режим агрегатів трансмісій підбирають таким чином, щоб максимальна температура механізмів трансмісій на тривалих максимальних швидкісних режимах не перевищувала розрахункових значень. Особливістю експлуатації підіймальних установок для ремонту свердловин є те, що вони пересуваються значною мірою по ґрунтових дорогах або в умовах бездоріжжя з невисокими швидкостями. При таких режимах руху, температура механізмів трансмісій є значно нижчою за оптимальну, особливо в холодний період року, що призводить до суттєвих перевитрат енергії в агрегатах трансмісії.

Для оптимізації енергетичних витрат трансмісії розглянемо температурний режим трансмісійного агрегату $T_{тр.аг.}$, який описується виразом

$$T_{нс} \leq T_{тр.аг.} < T_{макс}, \quad (2.1)$$

де $T_{нс}$ - температура навколишнього середовища, К;

$T_{макс}$ - максимально допустима виробником температура оливи відповідного агрегату трансмісії, К.

Максимальною температурою агрегату трансмісії $T_{макс}$ буде така встановлена виробником температура, при якій рівень в'язкості оливи забезпечує запобігання понаднормового зношування зубчастих передач і

підшипників при великих контактних навантаженнях. За даними [82] для трансмісійної оливи мінімальна динамічна в'язкість, як правило, обмежується величиною $\eta_{\min} = 0,018 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Щодо досліджуваного питання енерговитрат в трансмісійних агрегатах, слід зазначити, що максимальна температура трансмісійного агрегату забезпечує мінімальні втрати енергії на тертя і максимальний ККД, тобто є оптимальною $T_{\text{опт}}$.

Мінімальний рівень температури трансмісійного агрегату буде досягатись, як правило, після міжзмінного зберігання підймальних установок для ремонту свердловин на відкритій стоянці. За даними [84] стоянка автомобіля на відкритому майданчику при температурах $(-20 \dots -15) \text{ }^\circ\text{C}$ призводить до повного охолодження агрегатів автомобілів вже через 5-6 годин. Ця температура $T_{\text{тр.аз.}} = T_{\text{нс}}$ буде відповідати максимальній в'язкості трансмісійної оливи за даних погодних умов.

Максимальна допустима в'язкість забезпечує можливість початку руху підймальних установок для ремонту свердловин без ризику отримання руйнування елементів зубчастих передач і підшипників агрегатів трансмісії та згідно ДСТУ ГОСТ 17479.2:2019 становить $\eta_{\text{макс}} = 150 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

З огляду на відомі дані про величину динамічної в'язкості трансмісійної оливи ТАп-15В, ТСП-15К, ТСП-14гіп (які рекомендовані для автомобілів КрАЗ – транспортної бази більшості підймальних установок для ремонту свердловин вітчизняного виробництва) можна відмітити, що вищевказані оливи не забезпечують гранично допустиму максимальну в'язкість вже при температурах нижче $(-22 \dots -18) \text{ }^\circ\text{C}$ [62].

Отже, перед початком руху підймальних установок для ремонту свердловин після їхнього міжзмінного зберігання на відкритій стоянці при зазначених та нижчих температурах виникає необхідність в обов'язковому

попередньому прогріванні агрегатів трансмісії з метою доведення в'язкості до необхідного рівня згідно ДСТУ ГОСТ 17479.2:2019.

Момент тертя в механізмах трансмісії визначається конкретними конструктивними особливостями трансмісійного агрегату (кількість зубчастих передач, синхронізаторів, підшипників, в'язкістю оливи та ін.) Величина моменту тертя $M_{тр.аг.}$ трансмісійного агрегату для конкретної температури в загальному вигляді визначається виразом [36]

$$M_{тр.аг.} = M_{макс} \cdot e^{\gamma(T_{макс} - T_{тр.аг.})}, \quad (2.2)$$

де $M_{макс}$ - момент тертя за максимально допустимої температури оливи в механізмі трансмісії, $H \cdot м$;

γ - коефіцієнт зниження моменту тертя відповідного трансмісійного агрегату, $1/К$.

Тоді енергетичні витрати $Q_{тр.аг.}$ трансмісійного агрегату на подолання моменту тертя $M_{тр.аг.}$ (кількість генерованої трансмісійними механізмами теплоти) для конкретної температури агрегату можна представити в наступному вигляді

$$Q_{тр.аг.} = \left| M_{макс} \cdot e^{\gamma(T_{макс} - T_{тр.аг.})} \right| \int_{t_1}^{t_2} \omega(t) dt, \quad (2.3)$$

де ω - кутова швидкість вхідного трансмісійного валу, рад/с.

Слід відмітити, що в даний час природа генерації теплоти при взаємодії пар тертя до кінця ще не вивчена. В основному генерування теплоти під час тертя обумовлено деформуванням матеріалу в місцях фактичного контакту, так як пластичне деформування, в'язке тертя, диспергування пов'язані з

перетворенням механічної енергії в теплову. Виділення теплоти також пов'язане з процесами руйнування адгезійних зв'язків.

Крім генерування теплоти пов'язаного з механічним тертям, необхідно брати до уваги і гідравлічне тертя. При цьому генерування теплоти пов'язане з гідравлічними втратами на витіснення оливи з міжзубового простору та взаємодією обертових шестерень з оливною ванною. Тому тепловий розрахунок генерації теплоти в агрегатах трансмісії досить часто базується на експериментальних даних.

Таким чином, в агрегатах трансмісії дія сил тертя завжди супроводжується перетворенням механічної енергії в теплову та викликає нагрівання тіл і передачу теплоти в навколишнє середовище. Точне визначення кількості теплоти, що виділяється в агрегатах трансмісії розрахувати достатньо складно, тому при попередніх розрахунках приймають, що вся механічна робота, яка здійснюється силами тертя в агрегатах трансмісії, перетворюється в теплоту.

2.2. Метод зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підіймальних установок для ремонту свердловин

Проведений в першому розділі аналіз способів розігрівання трансмісійної оливи та зниження втрат потужності в агрегатах трансмісії показав, що всі вони мають певні недоліки.

Метод "дроселювання" оливи показав свою ефективність завдяки здатності швидко підігрівати значну кількість трансмісійної оливи. Однак створення емульсії, великі енергетичні витрати та неможливість його використання при температурах оливи нижче $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ значно знижують ефективність цього методу.

Застосування електричної енергії через підігрівачі різних конструкцій призводить до утворення нагару на поверхнях нагрівання, а також вимагає

значних енергетичних ресурсів при одночасній підготовці великої кількості техніки, що ускладнює застосування цього методу.

Зростаюча популярність безгаражного зберігання нафтогазового технологічного транспорту [35] підвищує актуальність теплової підготовки трансмісійних агрегатів за допомогою електрогазоповітряного підігріву. Однак оснащення майданчиків для зберігання техніки, зокрема підіймальних установок, такими пристроями вимагає значних капіталовкладень. Крім того, хоча цей метод ефективно вирішує проблему передпускового підігріву, він не підходить для обігріву агрегатів після тривалої стоянки поза зонами зберігання транспорту.

Використання примусової системи мащення дозволяє поліпшити подачу трансмісійної оливи в міжзубний простір і зменшити гідравлічні втрати, але при цьому додаються енергетичні витрати на механічний або електричний привід оливного насоса.

Метод застосування енергії надвисокої частоти [16] має ряд складнощів: струми надвисокої частоти потребують надійної ізоляції від навколишнього середовища, оскільки метал відбиває цю енергію, що може призводити до іскроутворення. Крім того, цей метод потребує додаткових енергетичних витрат на привід оливного насоса, а потужність, споживана магнетроном, становить щонайменше 3-4 кВт. Також цей метод має негативний вплив на здоров'я людини.

Варто зазначити, що майже всі вищезгадані методи вирішують завдання теплової підготовки трансмісійних агрегатів через додаткову енергію, отриману від зовнішніх джерел. Автономними можна вважати лише рідинні підігрівачі та метод підігріву з використанням вторинного тепла привідних двигунів. Однак рідинні підігрівачі не забезпечують теплову підготовку самих трансмісійних агрегатів, фокусуючи свою дію лише на силовому агрегаті, і їх використання під час роботи техніки спричиняє додаткові витрати палива на рівні 1 л/год [94].

Таким чином, для зниження витрат енергії в трансмісії підіймальних установок для ремонту свердловин необхідно при початку щоденної експлуатації технологічних установок подавати додаткове тепло на агрегати трансмісії до досягнення оптимальної температури трансмісійної оливи. З огляду на необхідність використання додаткової енергії та значну вартість та конструктивну складність реалізації інших способів, найбільш ефективним та дешевим є пропонований метод подачі на агрегати трансмісії гарячих відпрацьованих газів з випускної системи силових приводів підіймальних установок.

Метод зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підіймальних установок для поточного та капітального ремонту свердловин полягає в постійному моніторингу фактичного температурного режиму трансмісійного агрегату бортовими датчиками температури транспортної бази підіймальної установки під час їхньої експлуатації та перенесення для мінімізації втрат енергії в трансмісії необхідної частини теплоти відпрацьованих газів для забезпечення оптимального температурного режиму зазначеного трансмісійного агрегату.

Тепловий баланс трансмісійного агрегату пов'язаний зі зміною внутрішньої теплової енергії $\Delta E_{вн}$ та підведенням необхідної частини теплоти відпрацьованих газів $Q_{підв.г.}$ для забезпечення оптимального температурного режиму

$$\Delta E_{вн} = Q_{вид.тр.} - Q_{втр.н.с.} + Q_{підв.г.}, \quad (2.4)$$

де $Q_{вид.тр.}$ – кількість теплоти, що виділилася в трансмісійному агрегаті в результаті подолання сил опорів прокручування, Дж;

$Q_{втр.н.с.}$ – кількість теплоти, відведеної в навколишнє середовище з поверхні трансмісійного агрегату, Дж.

Величина потрібної підведеної теплової енергії $Q_{нотр}$, необхідної для досягнення трансмісійним агрегатом оптимальної робочої температури $T_{онт}$, залежить від маси $M_{дет.тр.i}$ та питомої теплоємності $C_{дет.тр.i}$ деталей агрегату трансмісії

$$Q_{нотр} = (T_{онт} - T_{тр.аз.}) \sum_i (M_{дет.тр.i} \cdot C_{дет.тр.i}). \quad (2.5)$$

Величина питомої теплоємності матеріалів деталей агрегатів трансмісій наведена в таблиці 2.1

Таблиця 2.1 - Питомі теплоємності типових матеріалів деталей агрегатів трансмісій [88]

Деталі та речовини	Питома теплоємність елементів агрегатів трансмісії, Дж/кг·К
Бронзові деталі	380
Латунні деталі	400
Сталеві деталі	500
Чавунні деталі	540
Алюмінієві деталі	900
Трансмісійна олива	1670

Кількість теплоти, що виділилася в коробці перемикання передач визначається виразом:

$$Q_{вид.тр.} = (1 - \eta_{тр}) \cdot N_{дв.е} \cdot \tau_p. \quad (2.6)$$

де $\eta_{тр}$ - загальний ККД трансмісійного агрегату;

$N_{\text{дв.е}}$ - ефективна потужність, що підводиться від двигуна до трансмісійного агрегату, Вт;

τ_p - час роботи трансмісійного агрегату (передачі потужності від двигуна до трансмісійного агрегату), с.

Аналіз літературних джерел [88, 92, 96] показав, що основна частка теплоти, що відводиться з поверхні трансмісійного агрегату, припадає на конвективний теплообмін. Інші види теплообміну не роблять великого впливу на тепловий стан трансмісійного агрегату, оскільки не перевищують, як правило, 2-3 %.

Величина втрат конвективної теплоти $Q_{\text{втр.н.с.}}$ від бічних поверхонь трансмісійного агрегату визначається на основі рівняння Ньютона-Ріхмана за формулою [88]:

$$Q_{\text{втр.н.с.}} = \alpha_{\text{тр.аг.}} \cdot F_{\text{тр.аг.}} \cdot (1 - \beta_{\text{заб}}) (T_{\text{тр.аг.}} - T_{\text{н.с.}}). \quad (2.7)$$

де $\alpha_{\text{тр.аг.}}$ - середній по поверхні трансмісійного агрегату коефіцієнт тепловіддачі, Дж / (м² · К);

$F_{\text{тр.аг.}}$ - площа поверхні трансмісійного агрегату, яка бере участь в тепловіддачі, м²;

$\beta_{\text{заб}}$ - коефіцієнт ослаблення конвекції через забруднення поверхні тепловіддачі трансмісійного агрегату; за даними [89] коефіцієнт $\beta_{\text{заб}}$ коливається в межах 0,03...0,04;

$T_{\text{тр.аг.}}$ - середня температура поверхні зовнішніх стінок трансмісійного агрегату, К.

2.3 Математична модель енергоефективності різних трансмісійних схем в підймальних установках

2.3.1 Мета, припущення та загальний опис математичної моделі енергоефективності різних трансмісійних схем в підймальних установках

Метою моделювання є створення математичної моделі робочих процесів в коробках перемикачів передач підймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі для розрахунку та підвищення показників енергоефективності трансмісійних агрегатів.

В математичній моделі прийняті наступні припущення:

- середня температура поверхні корпусу коробки перемикачів передач дорівнює середній температурі трансмісійної оливи;
- втрати теплоти з поверхні коробки перемикачів передач представлені конвективним теплообміном;
- вологість повітря не впливає на втрати теплоти з поверхні коробки передач в навколишнє середовище.

Розрахунок енергії, що генерується в коробці перемикачів передач підймальних установок для ремонту свердловин базується на визначенні коефіцієнтів корисної дії внутрішніх джерел тертя та врахуванні потужності, що передається через трансмісійні агрегати. На основі ККД вузлів та механізмів, з яких складається агрегат, можна визначити кількість енергії, що генерується в агрегаті, за формулою

$$Q_{mp.ag.} = \sum_i N_i \cdot t_i \cdot (1 - \eta_{в.тр.i}), \text{ Дж}, \quad (2.8)$$

де N_i - потужність, що передається i -м вузлом агрегату трансмісії, Вт;

t_i - тривалість роботи i -го вузла агрегату трансмісії, с;

$\eta_{в.тр.i}$ - ККД і-го вузла агрегату трансмісії.

Кінематичні схеми агрегатів трансмісій підймальних установок для ремонту свердловин показують, що вони, в основному, складаються з циліндричних і конічних зубчастих передач, планетарних передач, різних типів підшипників, ущільнень і інших елементів, в яких спостерігається внутрішнє механічне і гідравлічне тертя, обумовлене взаємодіями поверхонь деталей та обертових шестерень з оливною ванною. Для визначення енергії $Q_{тр.аг.}$, що генерується в агрегатах трансмісії, під час експлуатації підймальних установок, розроблена математична модель.

В основі математичної моделі розрахунку внутрішнього енерговиділення в трансмісії знаходиться функціональний зв'язок коефіцієнтів корисної дії вузлів агрегатів трансмісії і потужностей, що передається через трансмісійні вузли. З врахуванням тієї обставини, що будь-який агрегат трансмісії складається з елементарних вузлів та механізмів, кожен з яких, у свою чергу, має свій коефіцієнт корисної дії, оцінка енерговиділення повинна базуватись на конкретних конструктивних особливостях досліджуваних трансмісійних агрегатів.

В загальному конструкція агрегатів трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин представляє собою сукупність циліндричних, конічних зубчастих та ланцюгових передач внутрішнього і зовнішнього зачеплення. Наприклад, коробка передач підймальних установок УПА-60/80 на шасі КрАЗ-63221 складається з циліндричних прямозубих шестерень (1-я передача і задній хід) і циліндричних косозубих шестерень (2-8 передачі). В гніздах картера КПП на кулькових і роликівих підшипниках встановлюються первинні, вторинні і проміжні вали.

З урахуванням конструктивних особливостей сумарний ККД $\eta_{в.тр.кп}$ розглянутих коробок перемикування передач в математичній моделі буде визначатись наступним виразом:

$$\eta_{в.тр.кп} = \eta_{цп}^x \cdot \eta_{зм}^y \cdot \eta_{мт}^z, \quad (2.9)$$

де $\eta_{цп}$ - ККД, що враховує втрати енергії на тертя в циліндричних зубчастих передачах в коробці перемикання передач;

$\eta_{зм}$ - ККД, що враховує втрати енергії на гідравлічне тертя в коробці перемикання передач;

$\eta_{мт}$ - ККД, що враховує втрати енергії на тертя в підшипниках в коробці перемикання передач;

x, y, z – кількість, відповідно, зубчастих передач, шестерень, що контактують з оливою в агрегаті трансмісії, та підшипників.

Передній, середній і задній мости підіймальних установок УПА-60/80 представляють собою сукупність однієї пари конічних зубчастих коліс зі спіральними зубами і однієї пари циліндричних косозубих зубчастих коліс. Провідна конічна шестерня переднього, заднього і середнього мостів встановлюється на двох роликівих конічних підшипниках. Проміжний вал мостів підіймальних установок УПА-60/80 встановлено на трьох конічних роликівих підшипниках.

З урахуванням конструктивних особливостей сумарний ККД розглянутих головних передач в мостах підіймальних установок УПА-60/80 буде визначатись наступними виразами:

$$\eta_{в.тр.зп} = \eta_{цп}^x \cdot \eta_{зм}^y \cdot \eta_{мт}^z \cdot \eta_{кп}^{\chi}, \quad (2.10)$$

де $\eta_{кп}$ - ККД, яким враховуються втрати в зачепленні конічної передачі (конічних зубчатих шестерень);

χ - число конічних передач, що знаходяться в зачепленні.

2.3.2 Втрати енергії на тертя в зубчастих передачах агрегатів трансмісії

Величина коефіцієнтів корисної дії вузлів агрегатів трансмісій обумовлюється в'язкістю використовуваної для їхнього змащування оливи, передавальними відношеннями зубчастої передачі, коефіцієнтами тертя зубців шестерень, числом зубців шестерень та іншими чинниками. Типові значення коефіцієнтів корисної дії зубчастих передач при оптимальному температурному режимі представлені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Типові значення коефіцієнтів корисної дії зубчастих передач при оптимальному температурному режимі

Стан передачі	Середній коефіцієнт корисної дії у залежності від типу передачі	
	Циліндрична, $\eta_{цп}$	Конічна, $\eta_{кп}$
Нова	0,975	0,96
Після обкатки	0,98	0,97
Максимально припрацьована	0,99	0,98

Треба зазначити, що за оптимального температурного режиму коефіцієнт корисної дії зубчастих передач досягає досить високих значень і забезпечує ефективну роботу агрегатів трансмісії з мінімальними втратами енергії. Однак при експлуатації механізмів трансмісій підймальних установок в умовах негативних температур навколишнього середовища їхній коефіцієнт корисної дії буде набувати істотно нижчих значень. Так, за типових зимових температурах України (-15...-10) °C на початку руху коефіцієнт корисної дії трансмісії буде знаходитися в межах 0,55...0,60 [89]. В процесі руху

підіймальних установок в міру самопрогрівання агрегатів трансмісії їхній коефіцієнт корисної дії буде зростати і через 30-40 хв. після початку руху буде досягати значень 0,88...0,93 [89].

Визначальним фактором, що впливає на коефіцієнт корисної дії механізмів трансмісії, є в'язкість трансмісійної оливи. У зв'язку з тим, що динамічна в'язкість трансмісійної оливи при негативних температурах змінюється в досить широких межах, значення коефіцієнта корисної дії шестерень трансмісії буде також змінною величиною. Так, для зубчастої передачі розміри якої відомі, коефіцієнт корисної дії можна визначити за формулою [83]

$$\eta_{zm} = 1 - 2,3 \cdot \mu_{mz} \cdot \gamma_{zm} \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (2.11)$$

де μ_{mz} - коефіцієнт тертя в зачепленні;

γ_{zm} - коефіцієнт, що враховує зміщення зачеплення;

z_1, z_2 - число зубців ведучої і веденої шестерень відповідно.

Знак плюс у виразі (2.11) дійсний для передач із зовнішнім зачепленням, а знак мінус – для зубчастих передач з внутрішнім зачепленням.

Головною складністю використання формули (2.11) є аналітичне визначення коефіцієнта тертя в зачепленні зубчастих коліс, зважаючи на вплив на нього декількох чинників одночасно. Так, в роботах [82, 83] встановлені наступні закономірності зміни коефіцієнта тертя μ_{mz} :

- коефіцієнт тертя мало залежить від матеріалу шестерень і величини контактного напруження в зачепленні;

- коефіцієнт тертя зменшується при збільшенні швидкості ковзання і швидкості кочення;

- коефіцієнт тертя збільшується при підвищенні температури поверхонь пар тертя;

- коефіцієнт тертя зменшується зі збільшенням в'язкості трансмісійної оливи.

Таким чином, в даний час визначення коефіцієнтів тертя в зачеплення циліндричних і конічних шестерень проводиться тільки на основі експериментальних залежностей. Великий обсяг експериментальних досліджень з трансмісійними оливами [82, 83, 84] дозволив вивести наступну емпіричну формулу для визначення коефіцієнта тертя в зубчастих передачах трансмісійних агрегатів:

$$\mu_{mз} = \mu_0 - 0,0261g \cdot E_0, \quad (2.12)$$

де $\mu_{mз}$ – коефіцієнт тертя зубців при в'язкості 1 °Е. Для трансмісійної оливи приймається $\mu_{mз} = 0,11$ [83];

E_0 – умовна в'язкість трансмісійної оливи в градусах Енглера, °Е.

Переведення позасистемної одиниці виміру в'язкості масел E_0 в одиниці кінематичної в'язкості ν проводиться за емпіричною формулою [82]

$$\nu = 0,073E_0 - \frac{0,063}{E_0}, \text{ См}. \quad (2.13)$$

З урахуванням того, що в агрегатах трансмісії необхідно оперувати динамічною в'язкістю трансмісійної оливи, доцільно здійснити перехід до відповідних одиниць виміру (Па×с). Рішення такого завдання здійснюється через взаємозв'язок динамічної і кінематичної в'язкості. Співвідношення динамічної $\eta_{ол}$ і кінематичної $\nu_{ол}$ в'язкостей оливи характеризується залежністю

$$\eta_{ол} = v_{ол} \cdot \rho_{ол} \cdot 10^{-4}, \text{ Па} \cdot \text{с}, \quad (2.14)$$

де $\rho_{ол}$ - густина трансмісійної оливи, $\text{кг}/\text{м}^3$.

З урахуванням формули (2.13) залежність (2.14) прийме наступний вигляд:

$$\eta_{ол} = \left(0,073 \cdot E_0 - \frac{0,063}{E_0} \right) \cdot \rho_{ол} \cdot 10^{-4}, \text{ Па} \cdot \text{с}. \quad (2.15)$$

В результаті нескладних математичних перетворень виразу (2.15) одержимо

$$\left(0,073 \cdot E_0^2 - 0,063 \right) \cdot \rho_{ол} \cdot 10^{-4} - \eta_{ол} \cdot E_0 = 0 \quad (2.16)$$

та розв'яжемо квадратне рівняння

$$E_0 = \frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018\rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15\rho_{ол} \cdot 10^{-4}}. \quad (2.17)$$

Підставивши (2.17) в формулу (2.12), отримаємо вираз для розрахунку коефіцієнту тертя в зачепленні:

$$\mu_{тз} = \mu_0 - 0,0261g \left(\frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018\rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15\rho_{ол} \cdot 10^{-4}} \right). \quad (2.18)$$

Тоді вираз для визначення коефіцієнту корисної дії циліндричного трансмісійного механізму в функції від динамічної в'язкості оливи матиме наступний вигляд:

$$\eta_{zn} = 1 - 2,3 \cdot \mu_0 - 0,0261g \left(\frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018\rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15\rho_{ол} \cdot 10^{-4}} \right) \cdot \gamma_{zm} \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right). \quad (2.19)$$

Коефіцієнт корисної дії конічних зубчастих передач η_{kn} визначається за формулою [1]

$$\eta_{kn} = 1 - \frac{\pi \cdot \eta_{mз} \cdot \zeta}{2} \cdot \left(\frac{1}{z_{np1}} \pm \frac{1}{z_{np2}} \right), \quad (2.20)$$

де ζ – коефіцієнт тривалості зачеплення зубців шестерень. Для конічних передач рекомендується приймати $\varepsilon = 5,5$ [1];

z_{np1} і z_{np2} – приведені число зубів ведучої і веденої шестерні.

Приведене число зубів шестерні визначається з виразу

$$z_{np.i} = \frac{z_i}{\cos \varphi_i}, \quad (2.21)$$

де φ_i – кут між твірною і віссю початкового конуса i -ї шестерні.

Тоді вираз (2.20) прийме наступний вигляд:

$$\eta_{kn} = 1 - \frac{\pi \cdot \eta_{mз} \cdot \zeta}{2} \cdot \left(\frac{\cos \phi_1}{z_1} \pm \frac{\cos \phi_2}{z_2} \right). \quad (2.22)$$

З урахуванням залежності коефіцієнта тертя в зубчастому зачепленні від динамічної в'язкості трансмісійної оливи отримуємо рівняння для визначення ККД конічної передачі трансмісійного механізму:

$$\eta_{кп} = 1 - \left(\mu_0 - 0,0261g \left(\frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018\rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15\rho_{ол} \cdot 10^{-4}} \right) \right) \frac{\pi \cdot \zeta}{2} \cdot \left(\frac{1}{z_{np1}} \pm \frac{1}{z_{np2}} \right). \quad (2.23)$$

2.3.3 Втрати енергії на тертя в підшипниках трансмісійних механізмів

Для визначення коефіцієнту корисної дії підшипників кочення також попередньо необхідно зробити аналіз конструкції трансмісійного агрегату. Для прикладу проведемо аналіз конструкції коробки перемикання передач підймальних установок для ремонту свердловин УПА-60/80. Аналіз конструкції показує, що в коробці перемикання передач використовуються підшипники кочення кулькового і роликового типу з циліндричними і конічними роликами.

Коефіцієнт корисної дії таких підшипників обумовлений втратами на тертя кочення. До основних чинників, що впливають на величину коефіцієнту корисної дії підшипників кочення, можна віднести характер навантаження, в'язкість оливи і частоту обертання.

Аналітичний розрахунок ККД підшипників кочення $\eta_{пш}$ здійснімо за формулою

$$\eta_{пш} = 1 - \frac{N_{ен}}{N_{ев}}, \quad (2.24)$$

де $N_{\text{вв}}$ – потужність, що підводиться до ведучого валу трансмісійного агрегату, на якому встановлений підшипник кочення, Вт;

$N_{\text{вп}}$ – втрати потужності в підшипнику, Вт.

Втрати потужності в підшипнику визначимо з відомого аналітичного виразу [42]

$$N_{\text{вп}} = \frac{2\pi \cdot n_{\text{в}} \cdot M_{\text{тп}}}{60}, \text{ Вт} \quad (2.25)$$

де $M_{\text{тп}}$ – момент тертя в підшипнику, Н×м;

$n_{\text{в}}$ – частота обертання валу, на якому встановлений підшипник, с⁻¹.

Момент тертя в підшипниках кочення визначається з виразу [1]

$$M_{\text{тп}} = d_{\text{в}} \cdot P_{\text{н}} \cdot \mu_{\text{нр}}, \text{ Н×м}, \quad (2.26)$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр шийки вала під підшипник, м;

$P_{\text{н}}$ – діюче навантаження на підшипник, Н;

$\mu_{\text{нр}}$ – приведений коефіцієнт тертя.

Значення приведених коефіцієнтів тертя $\mu_{\text{нр}}$ для різних типів підшипників, що можуть бути в агрегатах трансмісії підіймальних установок для ремонту свердловин УПА-60/80 наведені в табл. 2.3.

З урахуванням формул (2.23-2.26) вираз для розрахунку ККД підшипників кочення прийме наступний вигляд:

$$\eta_{\text{пш}} = 1 - \frac{\pi \cdot n_{\text{в}} \cdot d_{\text{в}} \cdot P_{\text{н}} \cdot \mu_{\text{нр}}}{30N_{\text{вв}}}. \quad (2.27)$$

Таблиця 2.3 – Значення приведених коефіцієнтів тертя різних типів підшипників

Підшипник	Тип	Приведений коефіцієнт тертя μ_{np}
Кульковий	Радіальний	0,0015...0,0025
	Радіально-упорний	0,002...0,004
	Упорний	0,003...0,005
Роликовий	Циліндричний	0,004...0,010
	Конічний	0,005...0,015

Тоді, наприклад, для коробки передач підймальних установок УПА-60/80 на шасі КрАЗ-63221 з кульковими радіальними, роликовими циліндричними та роликовими конічними підшипниками коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати енергії на тертя в підшипниках, в залежності від частоти обертання трансмісійних валів та потужності, що передається споживачам (лебідка, ротор та ін.), буде визначатись за формулою

$$\eta_{mn} = \left(1 - \frac{0,001\pi \cdot n_g \cdot d_g \cdot P_n}{30N_{gg}}\right)^a \cdot \left(1 - \frac{0,007\pi \cdot n_g \cdot d_g \cdot P_n}{30N_{gg}}\right)^b \cdot \left(1 - \frac{0,01\pi \cdot n_g \cdot d_g \cdot P_n}{30N_{gg}}\right)^c. \quad (2.28)$$

2.3.4 Втрати енергії на гідравлічне тертя в трансмісійному агрегаті

Як уже зазначалося, гідравлічні втрати, або гідравлічний опір в агрегатах трансмісії обумовлені наявністю в'язкого тертя між зубчастими передачами і оливною ванною, в яку вони занурені. Відомо, що гідравлічні втрати істотно впливають на коефіцієнт корисної дії агрегатів трансмісії, особливо при високій в'язкості оливи. Крім того, на гідравлічні коефіцієнти корисної дії трансмісії η_{gm} впливають коліві швидкості зубчастих коліс, величини переданої

потужності, конструктивні параметри зубчастої передачі трансмісійного агрегату та ряд інших чинників.

Для оцінки гідравлічного ККД при експлуатації агрегатів трансмісії використовують наступну формулу [74]:

$$\eta_{зм} = 1 - \frac{0,003 \cdot S_{ш} \cdot V_{зк}}{N_{вв}} \cdot \sqrt{E_0 V_{зк} \frac{200}{z_{np1} + z_{np2}}} \quad (2.29)$$

де $S_{ш}$ – ширина зануреного в оливу зубчастого вінця шестерні, мм;

$V_{зк}$ – колова швидкість зубчастих коліс, м/с;

Певним недоліком формули (2.29) є використання умовної в'язкості масла E_0 в градусах Енглера.

Зважаючи на відсутність значень в'язкості олив, що застосовуються в агрегатах трансмісії сучасних підймальних установок, наведених в градусах Енглера, а також неможливості використовувати вираз (2.29) для негативних температур трансмісійної оливи, є раціональним перейти до одиниць динамічної в'язкості.

З урахуванням взаємозв'язку в'язкості масла в градусах Енглера і динамічної в'язкості (2.15) вираз (2.29) прийме наступний вигляд:

$$\eta_{зм} = 1 - \frac{0,003 \cdot S_{ш} \cdot V_{зк}}{N_{вв}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018 \rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15 \rho_{ол} \cdot 10^{-4}}} \cdot \frac{200 \cdot V_{зк}}{z_{np1} + z_{np2}} \quad (2.30)$$

Важливим питанням при визначенні енергії самопрогрівання трансмісійних агрегатів є встановлення зовнішніх динамічних навантажень в трансмісії.

На сталих режимах функціонування агрегатів трансмісії спостерігаються постійні потоки потужності в механізмах, які призводять до формування

стабільних теплових потоків. Для таких умов визначення потужності, що передається через агрегат трансмісії N_{nam} , має здійснюватися з урахуванням значень ефективного крутного моменту двигуна $M_{\partial\partial}$ і ККД агрегатів трансмісії, розташованих між двигуном і споживачем потужності (лебідка, ротор та ін.)

$$N_{nam} = \frac{2\pi \cdot n_{\partial} \cdot M_{\partial\partial}}{60} \prod_{i=1}^n \eta_i, \text{ Вт}, \quad (2.31)$$

де η_i – ККД i -го трансмісійного агрегату на ділянці передачі крутного моменту «двигун – споживач потужності»;

n – кількість агрегатів на ділянці передачі крутного моменту «двигун – споживач потужності».

При експлуатації підймальних установок для ремонту свердловин режими роботи агрегатів трансмісії в більшості випадків є несталими, тобто має місце навантаження трансмісії зовнішніми динамічними навантаженнями. В результаті постійного прискорення і уповільнення шестерень агрегатів трансмісії спостерігаються пульсації теплових потоків і кількості генерованої теплоти. У цьому випадку розрахункова потужність агрегату трансмісії N_{nam} повинна визначатися з урахуванням величини потужності динамічних навантажень N_j :

$$N_{nam} = \frac{2\pi \cdot n_{\partial} \cdot M_{\partial\partial}}{60} \prod_{i=1}^n \eta_i + N_j, \text{ Вт}, \quad (2.32)$$

Визначення інерційної потужності можливо на підставі відомого аналітичного виразу

$$N_j = J\omega\varepsilon, \text{ Вт}, \quad (2.33)$$

де J – момент інерції обертових мас в агрегаті, $\text{кг}\times\text{м}^2$;

ω – кутова швидкість обертових мас, рад/с ;

ε – прискорення обертових мас, рад/с^2 .

Таким чином, кількість генерованої теплової енергії, що впливає на зміну теплового режиму агрегату трансмісії, визначається конструктивними характеристиками і режимами роботи трансмісійного агрегату. Основним джерелом тепла є механічне і гідравлічне тертя в механізмах агрегатів. Кількість енергії, витраченої на подолання сил тертя, може бути визначено аналітично на підставі вищевикладених формул. Для агрегатів трансмісії підіймальних установок визначення енерговитрат має здійснюватися як для сталого, так і для несталого режимів роботи.

Висновки до другого розділу

На основі виконаних теоретичних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. При проектуванні на заводах агрегатів трансмісій вантажних автомобілів, які стають транспортними базами підіймальних установок для ремонту свердловин, температурний режим агрегатів трансмісій підбирають таким чином, щоб максимальна температура механізмів трансмісій на тривалих максимальних швидкісних режимах не перевищувала розрахункових значень, але встановлено, що у штатних трансмісій підіймальних установок для ремонту свердловин трансмісійні агрегати значну частину часу працюють нижче меж оптимального температурного режиму.

2. В агрегатах трансмісії дія сил тертя завжди супроводжується перетворенням механічної енергії в теплову та викликає нагрівання тіл і передачу теплоти в навколишнє середовище, але точну кількість теплоти, що

виділяється в агрегатах трансмісії, в більшості випадків, розрахувати достатньо складно.

3. Запропоновано метод зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підіймальних установок для ремонту свердловин, який полягає в постійному моніторингу фактичного температурного режиму трансмісійного агрегату бортовими датчиками температури транспортної бази підіймальної установки та перенесення необхідної частини теплоти відпрацьованих газів привідного двигуна для забезпечення оптимального температурного режиму трансмісійного агрегату.

4. Створена математична модель робочих процесів в коробці перемикачів передач підіймальних установок для ремонту свердловин для розрахунку та підвищення показників енергоефективності трансмісійних агрегатів.

РОЗДІЛ 3

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВОГО ПРИВОДУ ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

3.1 Визначення перспективних напрямів підвищення енергоефективності дизельних приводів підйімальних установок для ремонту свердловин

Найактуальнішою вимогою сучасної України та Європейського Союзу в цілому є створення нових енергозберігаючих та одночасно екологічних технологій для існуючих в даний час двигунів внутрішнього згорання, які працюють на традиційному нафтовому паливі [79, 80].

Протягом історії традиційних двигунів внутрішнього згорання були здійснені численні покращення та удосконалення їх ефективності. Поширення таких двигунів, зокрема в нафтогазовій сфері, зумовлене рядом їхніх переваг порівняно з іншими типами силових установок [73]:

- висока енергоємність на одиницю маси двигуна (кВт/кг);
- значна енергетична густина палива, що забезпечує високу автономність мобільних технологічних установок;
- добре розвинена технологія виробництва двигунів, що дозволяє зберігати їхню порівняно низьку вартість;
- добре відпрацьована технологія обслуговування та ремонту силових приводів.

Разом з тим, традиційні двигуни внутрішнього згорання мають і численні недоліки. Хоча удосконалення систем та конструкцій двигунів внутрішнього згорання безперервно відбувається протягом останніх двох сторіч, але ефективний ККД двигунів внутрішнього згорання залишається все ще невисоким. Практично вичерпані можливості задоволення сучасних вимог з екологічної безпеки, особливо для дизельних двигунів. Останній недолік привів

до того, що в 2020-2021 роках більш світових двигуно- та автовиробників оголосили про повне припинення найближчим часом випуску дизельних двигунів та припинення випуску бензинових двигунів в середньотерміновій перспективі.

Крім того, неоптимальні режими експлуатації підіймальних установок для капітального та поточного ремонту свердловин, неефективне використання потужності привідних двигунів додатково підвищують витрати енергії. В результаті чого зазначена енергія палива в значній мірі перетворюється в тепло [71, 72].

З метою підвищення енергоефективності та зменшення собівартості експлуатації дизельних силових приводів підіймальних установок для ремонту свердловин та зниження ними викидів токсичних речовин можна рухатись за різними напрямками [57, 69]. Головними з них є:

- удосконалення конструкцій камер згорання;
- збільшення тиску вприскування дизельного палива в камери згорання;
- розробка нових технологій оптимізації процесів згорання;
- оптимізація газорозподільних механізмів та шатунно-поршневої групи;
- зниження втрат енергії на додання тертя в парах тертя двигунів та відключення частини циліндрів при часткових навантаженнях;
- розробка новітніх систем рекуперації енергії в силових приводах;
- застосування енергозберігаючих технологій «старт-стоп»;
- використання термічних та багатокomпонентних каталітичних нейтралізаторів відпрацьованих газів;
- застосування дешевих та екологічних альтернативних палив.

Аналіз глобальних тенденцій у сфері енергозбереження для двигунів внутрішнього згорання в різних галузях та транспорті показує, що найефективнішим шляхом покращення експлуатаційної ефективності є економія енергоносіїв за рахунок використання дешевих альтернативних відновлювальних палив, що також сприяє підвищенню екологічної безпеки [48,

58]. Для підвищення енергозбереження в дизельних силових установках основним напрямом є конвертація дизельних двигунів на газові альтернативні палива [66].

Конвертація дизельних силових приводів підіймальних установок для ремонту свердловин на стиснуті та зріджені газові палива може бути здійснена двома основними способами [67]: перший – переобладнання дизельних двигунів у моногазові двигуни з іскровим запалюванням газоповітряної суміші зі зниженими ступенями стиснення порівняно з дизельними двигунами (рис. 3.1), другий – переобладнання дизельних двигунів для роботи в газодизельному режимі із запалюванням газоповітряної суміші за допомогою певних доз дизельного палива.

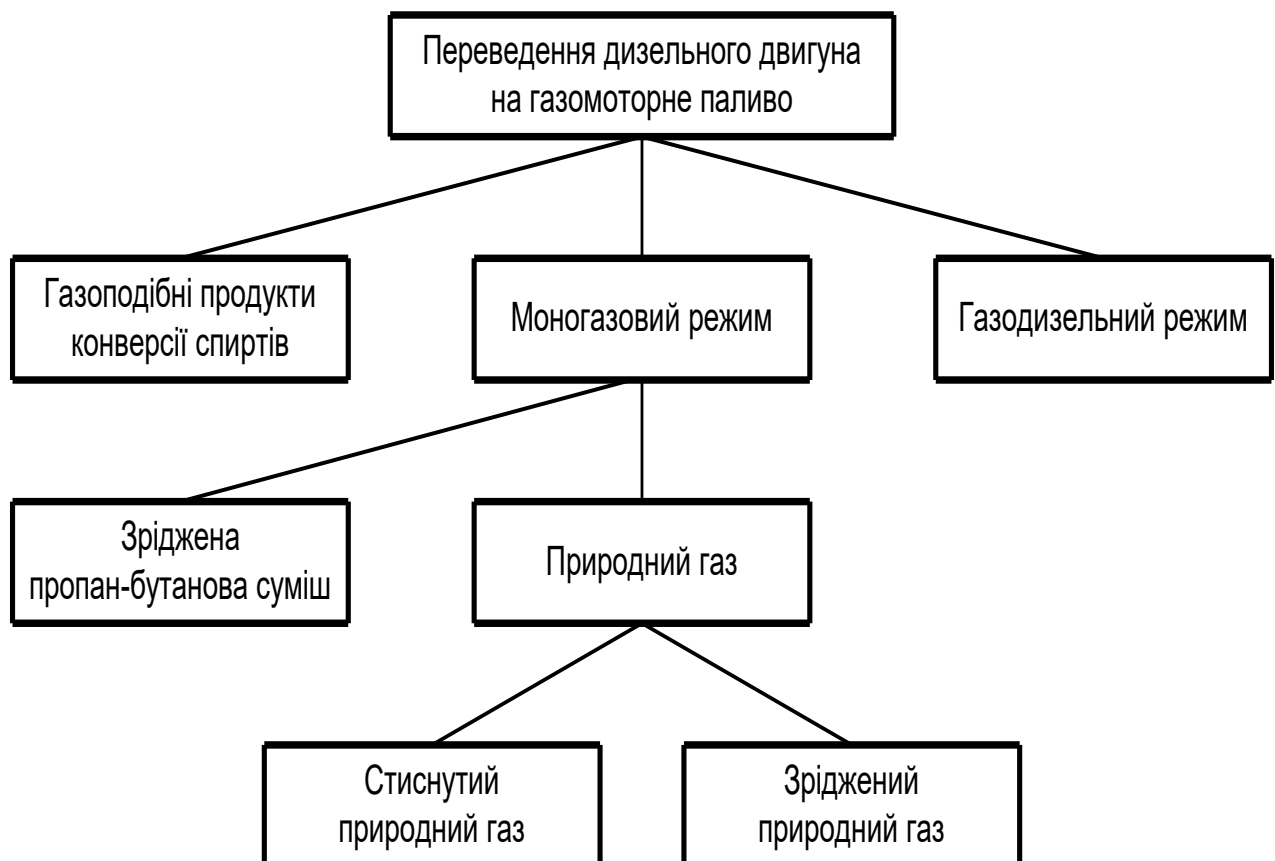


Рисунок 3.1 - Напрямки конвертації дизельних двигунів на газоподібне паливо

Газодизельні двигуни наразі є застарілою технологією. Це пояснюється тим, що конвертація дизельних двигунів для роботи в газодизельному режимі є економічно не дуже вигідною, оскільки для запалювання газоповітряної суміші все ще необхідно використовувати дизельне паливо (згідно з реальними даними – до 40-50 %), що значно знижує ефективність таких переобладнаних силових установок. З огляду на витрати на дизельне паливо, більш економічно доцільним є використання системи живлення, що подає лише чистий газ, або застосування моногазового режиму [109, 118].

Тому доцільним з точок зору покращення енергоефективності є переобладнання дизельних силових приводів підіймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі саме на моногазові палива. В даний час, як показано в розділі 1, більшість світових двигуно- та автовиробників йдуть саме таким шляхом. При цьому дизельні двигуни конструктивно може бути переобладнані для роботи з газовим обладнанням як на метані (стиснутому або зрідженому), так і на пропан-бутані (рис. 3.1). Це традиційний шлях, яким почала рухатись значна частина світових двигуно- та автовиробників в 2010-2015 роках.

Конвертація існуючого дизельного двигуна в моногазовий, на відміну від переобладнання бензинового двигуна, вимагає серйозних змін в конструкції існуючих дизелів [119]. Оскільки стандартний дизельний двигун є ДВЗ, займання палива в якому здійснюється при нагріванні від стиснення паливно-повітряної суміші, то базовий дизельний двигун без суттєвих конструктивних змін не може працювати на газомоторному паливі, так як газові палива мають істотно більш високі температури займання у порівнянні з дизельними паливами (наприклад, дизпалива – 300-330 °С, пропан – 470 °С), які не можуть бути досягнуті при ступенях стиснення, що використовуються в дизельних двигунах [120].

Іншою причиною, за якою дизельні двигуни не можуть без суттєвих конструктивних змін працювати на газових паливах є явище детонації – тобто

вибухоподібне горіння паливно-повітряної суміші, яке виникає при високих степенях стиску. Для існуючих дизельних двигунів, в середньому, використовуються ступені стиснення паливо-повітряної суміші 14...22, а газові двигуни повинні мати ступені стиснення 12...13 [121].

Незважаючи на те, що конвертація дизельних двигунів в газові неможлива без суттєвих конструктивних змін базових дизельних двигунів, переобладнання дизельних двигунів в газові є сьогодні фактично безальтернативним варіантом використання даного типу двигунів внутрішнього згоряння.

Вивчення досвіду світових і вітчизняних виробничих і наукових розробок свідчить, що дизельні двигуни, які вже конвертовані двигуно- та автовиробниками в газові, мають високі економічні та тягово-динамічні характеристики, а за параметрами екологічної безпеки суттєво перевершують дизельні базові двигуни [122, 123].

Разом з тим, треба відмітити, що і метан, і пропан-бутанова газова суміш є викопними видами палива. А основна вимога сучасної екологічної парадигми – це перехід на відновлювальні види палива. Крім того, як вже відзначалось, ефективний ККД сучасних дизельних двигунів залишається все ще невисоким (до 0,35...0,40). Більша частина енергії палива перетворюється в теплоту, яка втрачається через системи випуску відпрацьованих газів і охолодження (сумарно до 50...60 %).

Тому в даній дисертаційній роботі пропонується для підвищення енергоефективності існуючих дизельних силових приводів підймальних установок для ремонту свердловин здійснити їхню конвертацію на газоподібні продукти конвертації метанолу, які є відновлювальним видом палива та дозволять використовувати теплоту, яка втрачається через системи випуску відпрацьованих газів та систему охолодження.

3.2 Сутність запропонованого методу підвищення енергоефективності силових приводів підймальних установок для ремонту свердловин при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу

Термохімічні принципи запропонованого методу підвищення енергії вихідного палива ґрунтуються на основних засадах термодинаміки, зокрема, на законі Гесса.

Цей метод перетворення хімічної енергії розроблений відповідно до фундаментальних принципів термохімії та може бути використаний у будь-яких енергетичних установках, зокрема, в дизельних двигунах, переведених на газоподібне паливо. Метод передбачає організацію ендотермічного процесу конверсії палива, який базується на циклі його термохімічного перетворення, при цьому в робочому циклі дизельного двигуна вводиться додатковий процес. Якщо в звичайних енергетичних установках хімічна енергія палива перетворюється в теплоту в одну стадію, то в запропонованому методі цей процес розділений на дві стадії.

На першій стадії вихідне паливо піддається конверсії, а на другій стадії конвертоване паливо спалюється на вищому енергетичному рівні. Ці дві стадії перетворення енергії, з використанням теплоти, що відводиться з циклу, дозволяють підвищити ефективність використання енергії вихідного палива. У даній роботі пропонується використовувати теплоту відпрацьованих газів двигуна на першій стадії для конверсії палива. На даний момент в підймальних установках для ремонту свердловин ця теплота просто викидається в навколишнє середовище без корисного використання.

Загалом, ефективність термохімічної регенерації залежить від типу енергетичної установки, способу і умов організації робочого процесу, а також від виду палива та ендотермічного ефекту реакцій його конверсії.

Варто зазначити, що сучасні продукти конверсії традиційного нафтового палива, отримані в термохімічних реакторах за механізмом екзотермічних реакцій неповного окислення вуглеводнів, зокрема дизельне паливо, яке використовують у силових установках для ремонту свердловин, мають нижчу теплоту згоряння порівняно з вихідним паливом. Це виключає можливість прояву ефекту регенерації та використання теплоти відпрацьованих газів двигуна.

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

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (3.1)$$

Отже, чим вища середня температура підведення теплоти при заданому рівні температури відведення, тим вищий термічний ККД циклу.

Можна стверджувати, що такий метод може бути реалізований лише при наявності альтернативних палив, спалювання яких при однакових температурах призводить до різних рівнів необоротних втрат. Такі палива можна перетворювати за допомогою термохімічних процесів у нове (альтернативне) паливо з більшим енергетичним потенціалом. Перетворення хімічної енергії такого альтернативного палива в теплоту супроводжується меншими незворотними втратами. У цій дисертаційній роботі пропонується використовувати метиловий спирт (метанол) як паливо для підвищення енергії вихідного палива.

Метиловий спирт, який широко використовується в глобальній практиці як недорогий замітник традиційних моторних палив, є одним з найбільш перспективних вихідних продуктів для організації конверсії (табл. 3.1). Для

порівняння, середня вартість дизельного палива в Європі [127] становить від 1 до 1,6 євро за літр (1,15-1,9 євро за кг).

Таблиця 3.1 – Температура конверсії та вартість альтернативних палив в країнах Європи, які можуть використовуватись в двигунах внутрішнього згоряння.

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

З економічної точки зору використання метанолу як альтернативного палива для дизельного двигуна є доцільним [131]. Метанол є поновлюваним природним ресурсом, що забезпечує значний потенціал для розширення виробництва та використання як енергоносія. Він широко застосовується в хімічній промисловості, а також у виробництві палив для автотранспорту [144]. З його використанням як альтернативного біопалива для транспорту можна значно знизити витрати завдяки доступним і дешевим методам отримання метанолу з сільськогосподарських та харчових відходів, а також з газоподібного палива.

Однією з найважливіших причин застосування метанолу є зменшення викидів токсичних речовин у відпрацьованих газах автомобільного транспорту [128]. На сьогодні основним споживачем метанолу є хімічна промисловість. Завдяки своїй простішій молекулярній структурі та невеликим розмірам молекул, метанол сприяє «чистішому згорянню» палива [126].

У порівнянні з іншими альтернативними паливами, метанол має відносно низьку вартість, а його використання як палива для дизельних двигунів дозволяє значно знизити викиди сажі та оксидів азоту [132]. Це пояснюється тим, що при згорянні метанолу в дизельному двигуні не утворюються проміжні

продукти, які сприяють утворенню ацетиленових і ароматичних вуглеводнів, що є причиною утворення сажі [120].

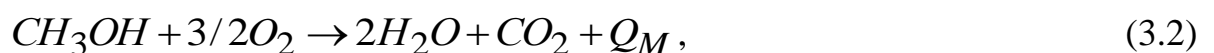
Метанол характеризується високим октановим числом і низькою пожежонебезпекою. Він погано розчиняється в нафтових паливах. Температура відпрацьованих газів при використанні метанольних газових сумішей на 30-70 °С нижча, порівняно з базовими дизельними двигунами [121]. Однак застосування зрідженого метанолу, як палива, може призвести до підвищеного зносу циліндро-поршневої групи двигуна, оскільки краплі метанолу можуть потрапляти на стінки циліндра, що спричиняє руйнування мастильної плівки моторної оливи.

3.3 Фізико-хімічні процеси пропонованого методу підвищення енергоефективності дизельних силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу

Виконаємо розрахунок підвищення енергоефективності силових приводів від згоряння метанолу, здійснюваного за двома методами: традиційним та пропонованим методом використання продуктів конверсії метанолу.

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 традиційний метанол безпосередньо спалюється в камері згоряння двигуна внутрішнього згоряння



де Q_M – екзотермічний тепловий ефект від згорання метанольно-повітряної суміші, $Q_M = 629\,440$ кДж [126].

В результаті реакції (2) за першим методом утворюються 3 кмоль продуктів згоряння.

За другим, пропонованим двоступінчастим методом конверсії метанолу, спирт спочатку розкладається



При цьому утворюються 2 кмоль H_2 та 1 кмоль CO з ендотермічною теплотою конверсії Q_c . Ендотермічна теплота конверсії Q_c для реакції залучається від відпрацьованих газів двигуна.

Потім в двигуні в кисні повітря спалюються 3 кмоль, отриманих в результаті реакції (3) продуктів конверсії метанолу:



Сумарний тепловий ефект

$$Q_\Sigma = 282600 + 481500 = 764100 \text{ кДж / кмоль}. \quad (3.6)$$

Теплові ефекти для реакцій (3-4) наведені згідно з даними [128]. Тоді у відповідності до закону Гесса сумарні теплові ефекти різних способів окислення метанолу повинні збігатися

$$629440 \text{ кДж / кмоль} = - Q_c + 764100 \text{ кДж / кмоль}. \quad (3.7)$$

Звідси ендотермічний тепловий ефект конверсії (реакції дисоціації метанолу) буде складати $Q_c = 134\,660$ кДж / кмоль.

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що незворотні втрати при перетворенні хімічної енергії палива в теплоту за допомогою методу термохімічної регенерації теплоти відпрацьованих газів завжди менші порівняно з втратами при безпосередньому спалюванні палива без попередньої термохімічної обробки. Зменшення цих втрат прямо пропорційне енергії, яку необхідно витратити для компенсації сумарного теплового ендотермічного ефекту реакцій конверсії вихідного палива.

Теоретичні аспекти таких систем живлення двигунів внутрішнього згоряння досліджені недостатньо [126, 128, 144], хоча вони становлять значний інтерес для оцінки потенційних можливостей застосування двигунів з термохімічною регенерацією в системах живлення та підвищення ефективності використання енергії альтернативних видів палива, зокрема для дизельних двигунів, які планується переобладнати для роботи на газових паливах.

Реалізація термохімічного методу утилізації теплоти в умовах робочого циклу двигунів з іскровим запалюванням можлива, якщо як вихідне паливо використовуються вуглеводневі сполуки з відносно низькою температурою конверсії, наприклад, спирти, ефіри та подібні сполуки. Газоподібні продукти конверсії можуть бути використані як основне паливо для газового двигуна [123]. Важливим є також можливість впровадження цього методу в системи живлення дизельних двигунів, що конвертуються на газові та альтернативні газові сумішеві палива [122].

Для досягнення максимальної регенерації енергії необхідно, щоб ендотермічний ефект реакції конверсії відповідав підведенню еквівалентної кількості теплоти в реакційний простір від зовнішнього джерела – гріючого теплоносія, таким як теплота відпрацьованих газів двигуна або тепло від охолоджуючої системи [54].

У реальних умовах конверсійного процесу теплоносії, зокрема відпрацьовані гази та охолоджуюча рідина системи охолодження двигуна, повинні мати достатньо високий рівень енергії, щоб не лише компенсувати ендотермічний ефект реакції конверсії, а й підтримувати додаткові допоміжні цикли [57].

Це включає енергію для попереднього нагріву палива до температури кипіння, його випаровування, підвищення температури парів до температури дисоціації, а також компенсацію теплових втрат через стінки термохімічного реактора і трубопроводу.

Наприклад, для повної конверсії 1 кг метанолу загальні витрати теплової енергії складають 7 МДж [128]. При цьому близько 60 % цієї енергії йде на компенсацію ендотермічного ефекту реакції конверсії спирту. Значна частина енергетичних витрат (приблизно 25 % від загальної кількості) йде на процес пароутворення (теплота випаровування зрідженого метанолу становить 1,1 МДж/кг). Таким чином, максимально можливий ступінь регенерації досягається, коли тепла енергія теплоносія перевищує загальні витрати енергії, необхідні для конверсії.

3.4. Показники підвищення ефективності використання енергії дизельних силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу

При організації ендотермічної конверсії в умовах роботи двигунів підіймальних установок для ремонту свердловин необхідна енергія для цього процесу отримується через утилізацію теплової енергії відпрацьованих газів. Згідно з зовнішнім тепловим балансом двигуна внутрішнього згорання, значна частина хімічної енергії палива не перетворюється на роботу і виводиться, зокрема, через відпрацьовані гази в навколишнє середовище. У дизельних двигунах частка енергетичних втрат, що йде через відпрацьовані гази, складає

від 25 до 40 % [42], а у бензинових і газових двигунах необоротні втрати тепла з відпрацьованими газами становлять від 30 до 45 %. Це відповідає 13-22 МДж тепла на 1 кг витраченого палива.

Для забезпечення процесу конверсії необхідно відбирати тепло з випускного колектора, де температура компонентів двигуна коливається від 700-800 К при холостому ході до 1100-1200 К при максимальних навантаженнях [5]. Навіть з урахуванням втрат теплоти під час передачі енергії від двигуна до робочого тіла, досягнення температури конверсії 570 К для метанолу не є проблемою.

Розрахунки, проведені в пункті 3.3, показали, що тепловий ефект від спалювання конвертованої газової суміші СО перевищує ефект від спалювання тієї ж кількості традиційного (неконвертованого) метанолу на 134 660 кДж / кмоль, що становить 21,4 % від енергії, витраченої на розкладання спирту. Теплота згоряння газоподібних продуктів конверсії метанолу дорівнює 23 870 кДж / кг [128], тоді як теплота згоряння самого метанолу складає 19 670 кДж / кг (див. табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Порівняльні характеристики теплоти згоряння дизельного палива, зрідженого та газоподібного метанолу

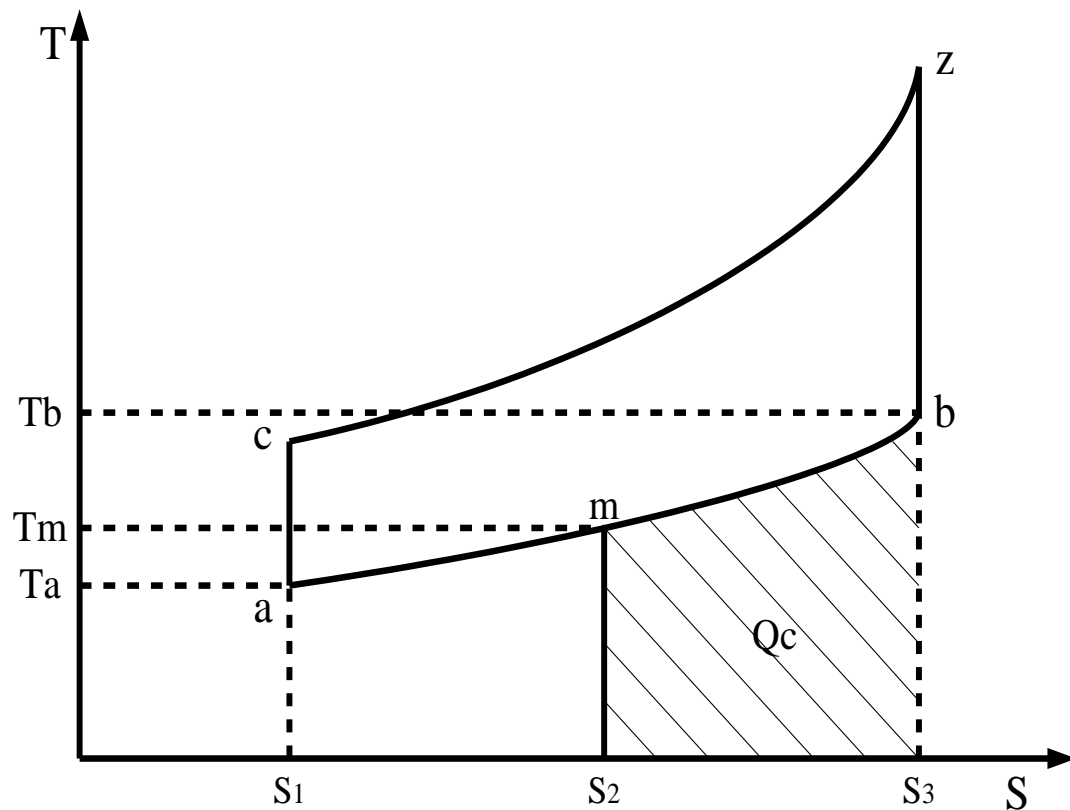
Показник	Конвертований метанол	Метанол	Дизельне паливо
Теплота згоряння відносна, %	56,17	46,35	100
Теплота згоряння абсолютна, кДж/кг	23870	19700	42500

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

$$H_{и.к} = H_{и.п.м} - H_{и.м} = 4200 \text{ кДж / кг.} \quad (3.8)$$

Таким чином, 21,4% енергії вихідного палива буде повернено в робочий цикл двигунів внутрішнього згорання підймальних установок для ремонту свердловин для виконання корисної роботи.

Термодинамічний цикл (цикл Отто) для дизельних двигунів, переобладнаних на газів з примусовим іскровим запаленням і регенерацією теплоти, можна схематично відобразити за допомогою T-S-діаграми, показаної на рис. 3.2.



S1-c-z-S3- енергія, що підводиться з паливом Q_s ; S1-a-b-S3- енергія, що відводиться від двигуна Q_v ; S2-m-b-S3- енергія, придатна для регенерації Q_c

Рисунок 3.2 - Термодинамічний цикл для дизельних двигунів з регенерацією теплоти, які перероблені на газоподібні продукти конверсії метанолу

З термодинамічного циклу можна зробити висновок, як підвищити ефективність застосування систем попереднього хімічного перетворення альтернативного палива в двигунах внутрішнього згорання завдяки використанню регенерації теплоти відпрацьованих газів. На діаграмі (рис. 3.2) теплота, яка може бути використана для регенерації в цикл, виражена як частина відхідної теплоти, тобто ступінь регенерації визначається за формулою [42]:

$$\eta_p = \frac{Q_c}{Q_b}, \quad (3.9)$$

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

Кількість теплоти Q_b , яка була відведена за цикл (рис. 3.3) обчислюється за формулою

$$Q_b = M_{np.zg.} \cdot C_{\mu w} (T_b - T_a), \quad (3.10)$$

де $M_{np.zg.}$ – кількість продуктів згорання при постійному об'ємі;

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

Кількість ендотермічної теплоти конверсії Q_c визначається з виразу (3.8) та за формулою:

$$Q_c = M_{np.zg.} \cdot C_{\mu w} (T_b - T_k). \quad (3.11)$$

Отже, ступінь регенерації залежить від температури конверсійного процесу T_k і зростає з її зменшенням, що можна виразити за допомогою залежності:

$$\eta_p = \frac{T_b - T_k}{T_b - T_a}. \quad (3.12)$$

Очевидно, що зазначені вимоги щодо температурного рівня відпрацьованих газів можуть бути виконані не у всіх діапазонах режимів роботи двигунів внутрішнього згорання. Наприклад, на стадії прогріву двигуна ступінь регенерації конверсійного процесу буде знижено. Однак треба зазначити, що час роботи двигуна на прогріві є досить коротким.

Також варто відзначити, що сучасні каталітичні нейтралізатори, які встановлюються на сучасних підймальних установках для ремонту свердловин, дозволяють здійснювати конверсію альтернативних палив при нижчих робочих температурах.

Наприклад, для метанолу цей температурний діапазон становить 300-400 °С [124], що визначає мінімально можливий температурний режим відпрацьованих газів у двигунах внутрішнього згорання, при якому ще можна організувати процес конверсії. Таким чином, сьогодні можна говорити про можливість майже постійного конверсійного процесу в двигунах внутрішнього згорання підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок регенерації теплоти відпрацьованих газів.

Для аналізу підвищення ефективності використання хімічної енергії палива порівняємо енергетичні можливості двох двигунів внутрішнього згорання, які мають подібні енергетичні характеристики. Перший двигун працює за звичайною схемою, а другий — з використанням термохімічної регенерації в дві стадії. Необхідний тепловий режим конверсії палива забезпечується за рахунок теплоти відпрацьованих газів.

Перший двигун працює таким чином: початкове паливо за параметрами навколишнього середовища надходить в двигун, де згоряє, виділяючи тепло

$Q_n = Hu$. Ця теплота передається робочому тілу. Для спрощення аналізу будемо вважати, що передача теплоти відбувається при середній температурі $T_{сер1}$. Відпрацьовані гази після скоєння циклу відводяться в атмосферу. Для спрощення аналізу будемо вважати, що відведення теплоти відбувається при середній температурі $T_{сер2}$.

Тоді робота, виконана в результаті роботи першого двигуна, може бути виражена за допомогою рівняння:

$$L_M = Hu \cdot m \frac{T_{сер1} - T_{сер2}}{T_{сер1}}. \quad (3.13)$$

Ефективність використання хімічної енергії метанольного палива у цьому випадку дорівнюватиме:

$$\eta = \frac{L_M}{Hu \cdot m} = \frac{T_{сер1} - T_{сер2}}{T_{сер1}}, \quad (3.14)$$

Залежність (3.14) визначає коефіцієнт корисної дії (ККД) теплової установки, який є відношенням енергії, перетвореної в роботу, до всієї енергії, що надійшла в установку.

Цей коефіцієнт дорівнює значенню термічного ККД циклу, що свідчить про те, що в конвертованому двигуні без термохімічної регенерації, ефективність використання енергії палива залежить лише від перетворення теплоти в роботу і за будь-яких умов не може перевищувати ефективність цього процесу.

Другий двигун працює з термохімічною регенерацією теплоти відпрацьованих газів. У цьому випадку паливо надходить не відразу в камеру

згоряння, а спочатку проходить термохімічну обробку в реакторі. Під впливом теплоти, що надходить при середній нижній температурі $T_{сер2}$, відбувається перетворення вихідного палива в конвертоване, яке потім подається для спалювання в камеру згоряння двигуна. Якщо припустити, що теплообмін у цьому двигуні здійснюється так само, як у першому варіанті, то робоче тіло другого двигуна з термохімічним реактором отримує теплоту також при середній температурі $T_{сер1}$.

Тоді в цьому випадку сприйнята робочим тілом теплота $Н_{и.п.м}$ перевищує теплоту згоряння $Н_{и.м}$ вихідного палива на величину $Н_{и.к}$, що була поглинута при термохімічному перетворенні палива в реакторі. Це можна виразити рівнянням:

$$Н_{и.п.м} = Н_{и.м} + Н_{и.к} . \quad (3.15)$$

Якщо припустити, що ефективність перетворення теплоти в обох двигунах однакова, то робота, яку зробить двигун з термохімічним реактором, буде дорівнювати:

$$L_{п.м} = (Н_{и.м} + Н_{и.к}) \frac{T_{сер1} - T_{сер2}}{T_{сер1}} . \quad (3.16)$$

Отже, ефективність використання енергії палива в переобладнаному двигуні з термохімічною регенерацією теплоти буде визначатись наступним чином:

$$\eta_{п.м} = \left(\frac{Н_{и.м} + Н_{и.к}}{Н_{и.м}} \right) \left(\frac{T_{сер1} - T_{сер2}}{T_{сер1}} \right) = \frac{Н_{и.п.м}}{Н_{и.м}} \left(\frac{T_{сер1} - T_{сер2}}{T_{сер1}} \right) . \quad (3.17)$$

Проаналізуємо використання енергії палива в двигуні, що містить реактор термохімічної регенерації та працює на газоподібному метанолі у порівнянні зі звичайним двигуном. Приймаємо верхню середню температуру циклу $T_{сер1} = 2000$ К, а нижню середню – $T_{сер2} = 1200$ К. Тоді згідно залежності (3.14) маємо термічний коефіцієнт корисної дії звичайного двигуна $\eta_m = 40$ %. Як було показано вище, теплота згоряння метанольного палива $H_{u.m}$ складе 19670 кДж / кг. Тоді теплота згоряння газоподібних продуктів конверсії метанолу $H_{u.n.m}$ дорівнює 23870 кДж / кг.

Отже, для двигуна з термохімічним регенератором його термічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{n.m}$ буде перевищувати термічний коефіцієнт корисної дії η_m першого двигуна в $(23870/19670) = 1,214$ рази, тобто для переобладнаного дизельного двигуна з термохімічною регенерацією метанольного спирту, його термічний коефіцієнт корисної дії буде рівним $\eta_{n.m} = 48,5$ %.

3.5 Визначення втрат потужності в силовому приводі

Одним з основних завдань досліджень є встановлення основних закономірностей зміни потужнісних та енергетичних характеристик силового приводу (двигуна та коробки перемикачів передач).

Втрати потужності в коробці перемикачів передач знаходяться за формулою

$$N_{кп} = U_{\partial в+кп} \cdot I_{\partial в+кп} - U_{\partial в} \cdot I_{\partial в}, \text{ Вт}, \quad (3.18)$$

де $U_{\text{дв+кп}}$ - напруга, що падає на привідному електродвигуні при прокручування дизельного двигуна з приєднаною через зчеплення коробкою перемикання передач, В;

$I_{\text{дв+кп}}$ - сила струму, що споживається на привідному електродвигуні при прокручування дизельного двигуна з приєднаною через зчеплення коробкою перемикання передач, А;

$U_{\text{дв}}$ - напруга, що падає на привідному електродвигуні при прокручування дизельного двигуна з від'єднанням через зчеплення коробкою перемикання передач, В;

$I_{\text{дв}}$ - сила струму, що споживається на привідному електродвигуні при прокручування дизельного двигуна з від'єднанням через зчеплення коробкою перемикання передач, А.

Потужність, яку розвивав переобладнаний двигун внутрішнього згоряння, визначається за роботою, яка виконується навантажувальним компресором L_1 , для вимірюваного вихідного абсолютного тиску повітря p_2

$$N_{\text{дв}} = \frac{L_1}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3}, \text{ кВт} \quad (3.19)$$

де η_1, η_2, η_3 – коефіцієнти, відповідно, корисної дії навантажувального компресора, коробки передач, карданної передачі.

Робота компресора L_1 визначалась за показником політропи n , тиском на виході p_2 , та подачею компресора V_1 :

$$L_2 = \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ Дж/год} \quad (3.20)$$

де V_1 – подача компресора за параметрами $p_1, T_1, \text{м}^3/\text{год}$;

κ – показник адіабати стиску;

P_1 – абсолютний тиск повітря в навколишньому середовищі для всмоктувального патрубка компресора, МПа; в роботі приймалось $p_1 = 0,1$ МПа;

P_2 – абсолютний тиск повітря на виході з компресора, МПа.

Показник адіабати κ в компресорі визначався за співвідношеннями між температурами та тисками на виході та вході навантажувального компресора

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (3.21)$$

де T_1 і T_2 – абсолютні температури повітря, відповідно, на вході та на виході компресора, К.

Потужність конвертованого на спиртогазову суміш двигуна експериментального стенда розраховувалась за формулами (3.21), (3.19) та за даними витрати.

Витрата повітря G_2 навантажувального компресора визначалась [42] за допомогою диференційного діафрагмового витратоміру перепаду тисків за формулою:

$$G_2 = \alpha F_0 \sqrt{2\rho\Delta p}, \text{ кг/с}, \quad (3.22)$$

де α – коефіцієнт витрати діафрагми;

F_0 – площа отвору діафрагми, м^2 ;

ρ – густина повітря, що нагнітається компресором, $\text{кг}/\text{м}^3$;

Δp – перепад тиску на діафрагмі, Па.

Розрахунок густини повітря виконувався за формулою [42]:

$$\rho = \frac{P_K}{R_{\text{пов}} T_K}, \quad \text{кг/м}^3, \quad (3.23)$$

де T_K , P_K – відповідно, температура (К) та тиск повітря (Па) на виході навантажувального компресора;

$R_{\text{пов}}$ – питома газова стала газу (повітря).

Для проведення розрахунків за формулами (3.22)-(3.23) необхідно одержати значення діаметрів отворів діафрагм (базового конструктивного параметра витратомірів), а також значення коефіцієнтів α та ε . Далі витрата повітря навантажувального компресора визначається за значеннями Δp .

Висновки до третього розділу

На основі виконаних теоретичних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Дослідження головних тенденцій покращення енергоефективності двигунів внутрішнього згорання показало, що основними напрямками підвищення ефективності дизельних силових приводів підіймальних установок для ремонту свердловин є економія енергоносіїв у вигляді використання відновлюваних альтернативних газових палив з одночасним покращенням екологічних показників. Встановлено, що при конвертації дизельних силових приводів на газомоторні палива можна забезпечити показники крутного моменту, потужності, витрати палива аналогічні або кращі за відповідні показники базових дизельних двигунів до переобладнання.

2. Розроблено ефективний метод підвищення енергоефективності за рахунок переобладнання дизельних двигунів підіймальних установок на альтернативні газові палива на основі продуктів конверсії метанолу та з'ясовано, що реалізація даного методу утилізації теплоти для робочого циклу

двигунів внутрішнього згоряння можлива, якщо в якості вихідного палива використовувати вуглеводневі сполуки з низькою температурою реакцій конверсії (спирти, ефіри та аналогічні сполуки).

3. Обґрунтовано фізико-хімічні основи пропонованого методу підвищення енергоефективності дизельних силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу та встановлено, що 21 % енергії вихідного палива повернеться в робочий цикл двигунів.

4. Здійснено розробку та аналіз показників підвищення ефективності використання енергії дизельних силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу та з'ясовано, що у випадку, якщо термічний коефіцієнт корисної дії звичайного двигуна буде дорівнювати 40 %, то для двигуна з термохімічною регенерацією його термічний коефіцієнт корисної дії буде рівним 48,5 %.

5. Виконано визначення втрат потужності та виконаної роботи в силовому приводі підіймальних установок для ремонту свердловин.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

4.1 Задачі експериментальних досліджень

Мета експериментальних досліджень полягає у встановленні в умовах лабораторнії основних закономірностей зміни енергетичних, потужнісних, економічних та екологічних характеристик підйімальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі при реалізації запропонованих енергоефективних рішень.

Відповідно до мети програма досліджень містить такі задачі: дослідження енергетичних витрат в трансмісіях існуючих підйімальних установок для ремонту свердловин; дослідження енергетичних витрат в трансмісіях удосконалених підйімальних установок для ремонту свердловин з пропонованою ефективного системою підігріву трансмісійних агрегатів відпрацьованими газами; дослідження ефективної потужності конвертованого двигуна та ефективної питомої витрати на дизельному паливі та на альтернативній паливній газовій суміші, яка складається з продуктів конверсії метанолу.

Мета і задачі програми з експериментальних досліджень характеристик підйімальних установок для ремонту свердловин визначили вибір об'єктів для випробувань, необхідного устаткування та вимірювального обладнання.

4.2 Планування експериментальних досліджень

Завданням програми з експериментальних досліджень є визначення основних закономірностей енерговитрат штатних трансмісій існуючих

підіймальних установок та удосконаленої трансмісії з пропонованою системою підігріву трансмісійних агрегатів відпрацьованими газами двигуна; одержання газоподібних продуктів конверсії метанолу, в процесі передачі теплоти від відпрацьованих газів автомобіля до зрідженого метанолу, для використання його в якості газового палива в сумішах для конвертованих на метанол дизельних двигунів підіймальних установок. При цьому доцільним є визначення в результаті експериментальних досліджень відповідних параметрів, що визначають показники енерговитрат. Вирішенням цього завдання є реалізація багатofакторного експерименту з відтворення умов протікання досліджуваних процесів.

Складання плану експериментальних досліджень відповідно до положень теорії планування експериментів створює умови для збільшення достовірності результатів експериментальних вимірювань і в багатьох випадках істотно скорочення обсягу експериментальних досліджень та стендових випробувань. Але успішне використання сучасних методів планувань експериментальних досліджень (для прикладу – складання факторних планів) передбачає наявність певного мінімуму наявних відомостей щодо зв'язків між досліджуваними факторами.

Аналіз літературних джерел з даної проблеми показав, що поки немає достовірних відомостей щодо енерговитрат трансмісій підіймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі [17, 68, 69, 74, 86 та ін.] та про параметри експлуатації дизельних двигунів, які конвертовані на альтернативну паливну газову суміш, яка складається з продуктів конверсії метанолу [25, 29, 30, 35, 40, 66, 67]. Можна тільки стверджувати, що на показники енерговитрат трансмісій підіймальних установок для ремонту свердловин впливають температури навколишнього середовища та агрегатів трансмісії, а на енергетичну цінність палива альтернативної газової суміші, яка складається з продуктів конверсії метанолу, кількість теплоти, що передана від відпрацьованих газів.

Але факторні плани гарантують отримання в наслідок мінімальної кількості досліджень певних достовірних значень коефіцієнтів в рівняннях регресії тільки за відомих до початку експериментів порядку регресивного рівняння. Більше того, проведення експериментальних досліджень з використанням факторних планів є можливим тільки за достатньо конкретних уявлень про досліджувані процеси.

Якщо ж характери залежностей між основними досліджуваними факторами не відомі заздалегідь, то використання факторного плану може призвести і до помилкових результатів. Наприклад, стосовно досліджених процесів одержання газоподібних продуктів конверсії метанолу можлива наявність локального експерименту для одержання залежностей часток газоподібних або рідких продуктів конверсії метанолу від кількості теплоти, що передана від відпрацьованих газів.

Тому, наприклад, використання моделей перших порядків при складанні планів експерименту може бути необґрунтованим, виходячи з фізичних процесів та уявлень про можливі варіанти розвитку процесів одержання продуктів конверсії метанолу. Відповідно, найбільш правильним, в цьому випадку, буде застосування при складанні планів експерименту багатофакторної класичної схеми послідовного виконання дослідів в обраному просторі можливих чинників. Але при цьому необхідно у відповідності до загальної теорії планування експериментів проводити дослідження не за послідовними, а за випадковими планами, при реалізації яких значення незалежних чинників варіюються, з метою виключення впливів зовнішніх неконтрольованих факторів на результати експериментів, випадковим чином (рандомізовано).

При плануванні досліджень необхідно поставити наступні завдання:

- створити однозначні умови для оцінювання випадкових похибок вимірювань;

- забезпечити мінімальні величини для систематичних помилок і виключити грубі помилки;
- збереження стабільності властивостей зразків палива рідких та газоподібних продуктів конверсії метанолу у всій серії експериментів;
- забезпечити адекватності відтворення параметрів експериментів від дослідження і до дослідження;
- забезпечення мінімальних відхилень параметрів, що характеризують умови експериментів (температури, вологість, тиск та інших чинників в експериментальних установках).

Що стосується виходу газоподібних продуктів конверсії метанолу, то за результатами аналізу літературних джерел (розділ I) можна зробити обґрунтований висновок, що головним чинником утворення газоподібних продуктів конверсії метанолу є кількість переданої теплоти та температура відпрацьованих газів. Функцією мети в запланованих експериментах був обраний склад кінцевих продуктів палива (рідких і газоподібних). Основними змінними чинниками, що визначають цей склад, є температури відпрацьованих газів та метанолу, темп прогрівання двигуна, склад продуктів конверсії метанолу.

Для унеможливлення експериментальних помилок, характерних для серійних випробовувань, експерименти проводилися згідно рандомізованому класичному плану з постійним моніторингом всіх параметрів, необхідних для розрахунків систематичних та випадкових помилок вимірювань. При проведенні експериментів підтримувалася постійна початкова температура метанолу, трансмісійної оливи та двигуна. Для того, щоб забезпечувати повторюваність результатів дослідів, експерименту при постійних чинниках проводилися по кілька разів, з розсіюваннями значень вихідних параметрів досліджень – не вище 2,0 %.

Вибір діапазону зміни температур трансмісійної оливи та відпрацьованих газів здійснювався методом послідовного наближення за досягнення умов

повної конверсії. Значення темпів нагрівання двигуна та відпрацьованих газів вибиралися виходячи з реальних умов експлуатації підіймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі в холодну пору року на відкритій стоянці. Інтервали зміни температур агрегатів та двигуна вибиралися виходячи з умови забезпечення максимальної достовірності результатів експерименту. Також при виборі виду спирту (метанол або етанол) ставилася мета його можливого використання як продукту з сировини, характерної для одержання в умовах агропромислового комплексу України.

4.3 Засоби експериментальних досліджень енергоефективності трансмісій підіймальних установок

Експериментальне визначення адекватності розробленої математичної моделі проводилися в умовах лабораторії автомобільних двигунів кафедри автомобільного транспорту ІФНТУНГ на базі силового приводу дизельного двигуна Д21А1 (рис. 4.1), що включає в себе вимірювальну апаратуру та коробку перемикачів передач, встановлену на стенді. З огляду на те, що механічна трансмісія має геометричну, фізичну і теплову подібність, отримані в даній дисертації результати досліджень можуть бути поширені на коробки передач будь-яких моделей автомобільних транспортних засобів і нафтогазового технологічного транспорту.

Забезпечення необхідних високих температур, для потрібного теплового режиму коробки перемикачів передач, здійснювалось як відпрацьованими газами самого двигуна, так і спеціально створеного автономного підігрівача (поз. 4, рис. 4.1). Забезпечення необхідної низької температури здійснювалось в умовах тієї ж лабораторії на експериментальній установці на базі мобільного кондиціонера Електролюкс (рис. 4.2).

Для реєстрації температури трансмісійної оливи та відпрацьованих газів використовувався вимірювальний комплекс на базі восьмиканального мотор-

тестера, персонального комп'ютера та набору хромель-копелевих термопар. Один з датчиків температури встановлювався на виході з випускного колектора (до рекуператора), другий – в коробці перемикавання передач, занурений в оливу.

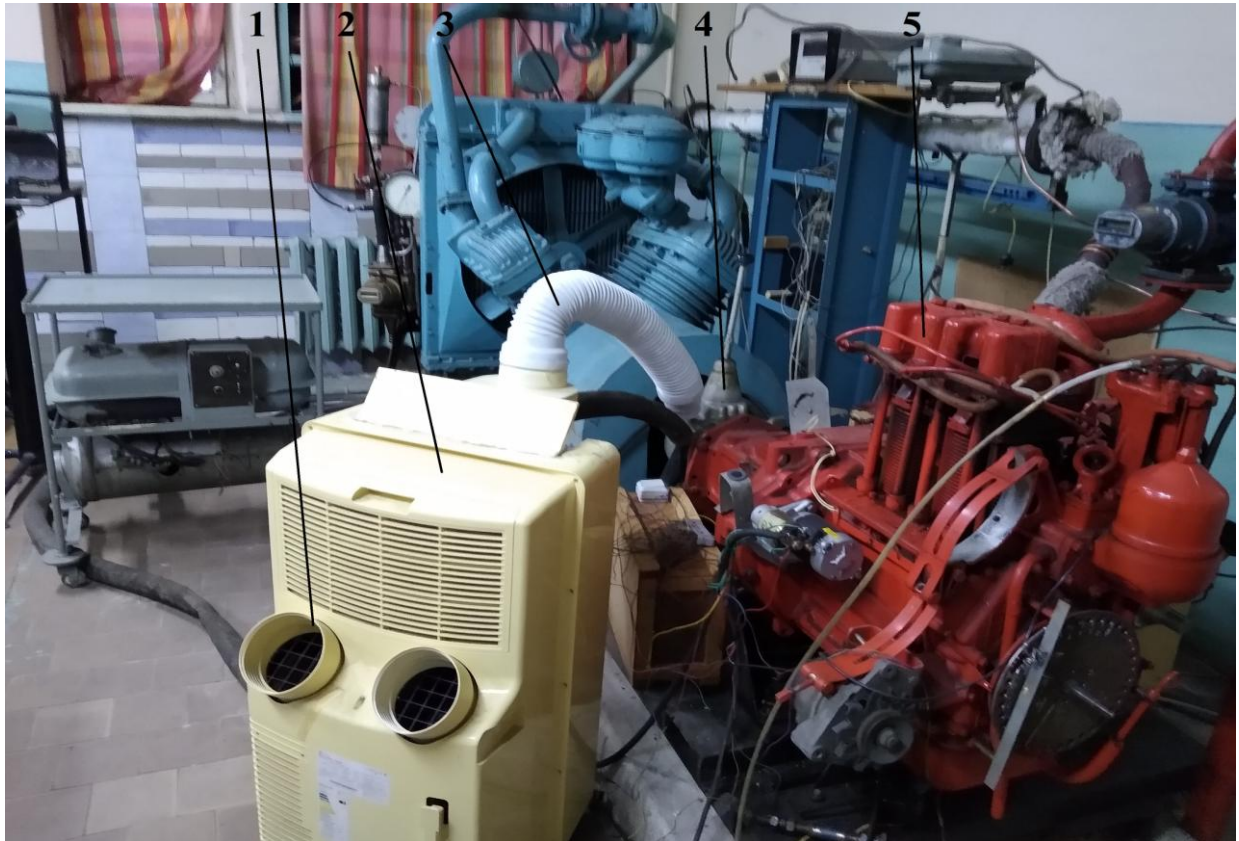


1 – переобладнаний на продукти конверсії метанолу дизельний двигун Д21А1;
2 – коробка перемикавання передач; 3 – навантажувальний компресор К-5М; 4 – пристрій підігріву відпрацьованими газами агрегатів трансмісії

Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд експериментального стенду для дослідження показників роботи силового приводу на базі двигуна Д21А1 та серійної коробки передач моделі 130-1700010-10 автомобіля ЗіЛ-130

При цьому чутливі елементи датчиків температури (хромель-копель) розташовувалися по центру перетину труби випуску відпрацьованих газів. Реєстрація температури відпрацьованих газів відбувалась за допомогою термопар хромель-копель з межею відхилення ± 2 °С в інтервалі вимірюваних температур від мінус 20 до плюс 380 °С. Вимірювання температури оливи в картері коробки передач і навколишнього повітря відбувалося за допомогою

термоперетворювачів опору, що мають допустиме відхилення значень температури $\pm 0,2$ °С. Покази датчиків температури відпрацьованих газів та трансмісійної оливи реєструвалися неперервно. Характеристики вимірювачів температури наведені в додатках.

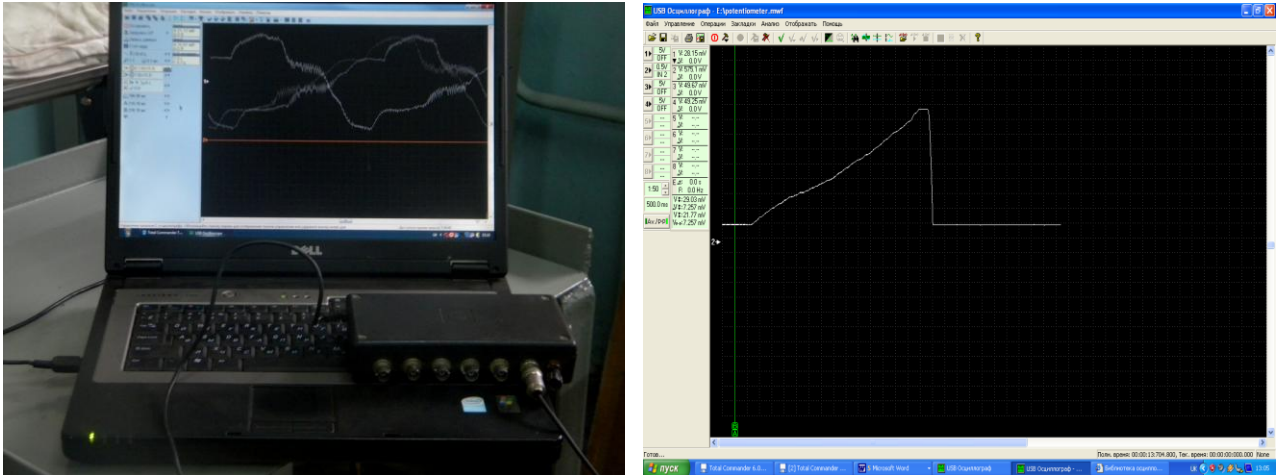


- 1 – повітрязабірник; 2 – охолоджувач повітря (мобільний кондиціонер);
 3 – трубопровід подачі холодного повітря; 4 – коробка перемикання передач;
 5 – привідний двигун;

Рисунок 4.2 – Установка охолодження агрегатів трансмісії

Для дослідження температури трансмісійної оливи в картер коробки передач були встановлені два термодатчика. Датчик № 1 монтувався в нижньому шарі відділу шестерень першої передачі і заднього ходу, датчик № 2 - по верхньому шару трансмісійної оливи близько шестерень 5-ї передачі.

Для фіксації даних зміни контактної різниці потенціалів термопар на персональному комп'ютері, термопар підключалися до ноутбука через аналого-цифровий перетворювач комп'ютерного осцилографа USB-Oscilloscope II (рис. 4.3 а) українського виробництва.



а)

б)

Рисунок 4.3 – Комп'ютерний осцилограф USB-Oscilloscope II (а)
та дослідження зміни температур (б)

Одержані значення контактної різниці потенціалів хромель-копелевих термопар оброблялись за допомогою спеціального програмного забезпечення комп'ютерного осцилографа USB-Oscilloscope II (рис. 4.3 б). У табл. 4.1 наведені його основні характеристики вимірювального комплексу USB-Oscilloscope II.

Таблиця 4.1 - Основні характеристики аналого-цифрового комп'ютерного осцилографа USB-Oscilloscope II

Найменування характеристики	Показники
1	2
Вид роботи	цифровий аналізатор; аналоговий осцилограф;

Закінчення табл. 4.1

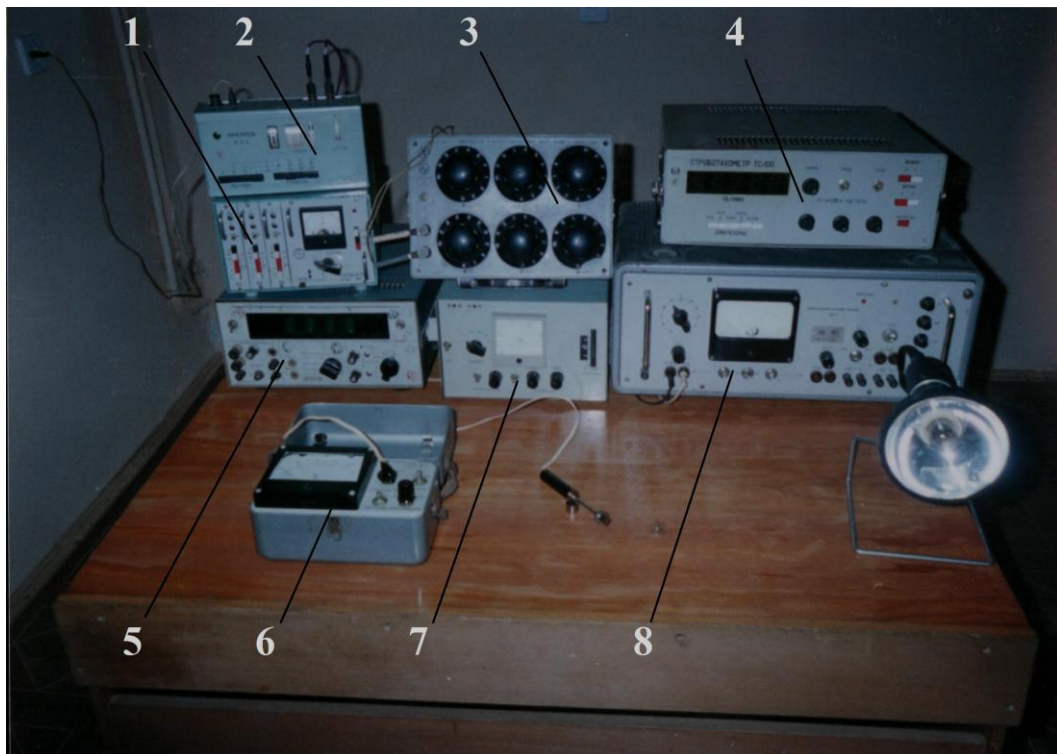
1	2
Режим роботи	запис; відтворення; реальний час
Програмне середовище	Windows 2007, 2010, XP
Кількість паралельних каналів	8
Діапазони вимірювань потенціалу, мВ	0,01-15000
Діапазони вимірювань частоти, Гц	0-500000

Привід первинного вала коробки передач здійснювався від дизельного двигуна Д21А1. Колінчастий вал дизельного двигуна та первинний вал коробки перемикачів передач обертались за допомогою привідного електричного двигуна постійного струму. Для цього штатний стартер дизельного двигуна Д21А1 був замінений на спеціальний редукторний електродвигун постійного струму. Живлення цього електродвигуна відбувалося від пуско-зарядного блока на 14 В та 500 А.

Вимірювання втрат потужності в коробці передач відбувалося за допомогою вимірювання сили струму та напруги (рис. 4.1) на привідному електродвигуні.

Вибір параметру оптимізації здійснювався на підставі завдань досліджень, відповідно до яких необхідно отримати експериментальні дані про сукупний вплив ряду факторів (швидкості обертання шестерень, час роботи коробки передач, температури навколишнього повітря, технічного стану агрегату трансмісії, в'язкості масла, геометричних розмірів та ін.) на втрати потужності коробки передач. В якості основних досліджуваних параметрів були обрані температура оливи в трансмісійному агрегаті, температура навколишнього повітря, температура відпрацьованих газів, час роботи агрегатів, частота обертання первинного вала агрегату, які задовольняє всім

необхідним вимогам: кількісної мірою оцінки; однозначністю кількісного оцінювання; ефективністю в статистичному сенсі, тобто визначення з достатньою точністю; доступності вимірювань та універсальності; однозначності при всіх станах досліджуваних об'єктів. В якості інших чинників були обрані: сорти трансмісійних олив, технічний стан коробки перемикачів передач та ін., які підтримувалися на постійних рівнях.



1 – підсилювач мод. ПТ-4-01М; 2 – універсальний вимірювач мод. RCL-3; 3 – магазин змінних опорів мод. МССР-60М; 4 – електронний строботометр мод. ТСт-100; 5 – цифровий вольтметр мод. В7-20; 6 – амперметр мод. ЕПМ-М; 7 – логометр мод. УП-2А; 8 – універсальний блок живлення мод. УП-2

Рисунок 4.4 – Вимірювальні прилади та реєструюча апаратура

Для експериментального підтвердження можливостей здійснення пропонованих заходів зі скорочення часу нагрівання оливи в коробці перемикачів передач транспортного засобу при роботі двигуна в процесі експерименту реєструвалися поточні значення наступних параметрів:

температура оливи в картері коробки передач; температура відпрацьованих газів двигуна; температура навколишнього середовища; час роботи двигуна без та разом із системою теплопостачання.

4.4 Засоби експериментальних досліджень енергоефективності двигунів при їхній роботі на альтернативній паливній газовій суміші, яка складається з продуктів конверсії метанолу

Стендові дослідження проводились на експериментальній установці, що включала в себе дизельний серійний двигун Д21А1, який було переобладнано для роботи на альтернативній паливній газовій суміші, що складається з продуктів конверсії метанолу та серійну коробку передач від автомобіля ЗіЛ-130. В табл. 4.2 наведена коротка технічна характеристика двигуна Д21А1.

Таблиця 4.2 – Основна технічна характеристика експериментального силового приводу на базі Д21А1

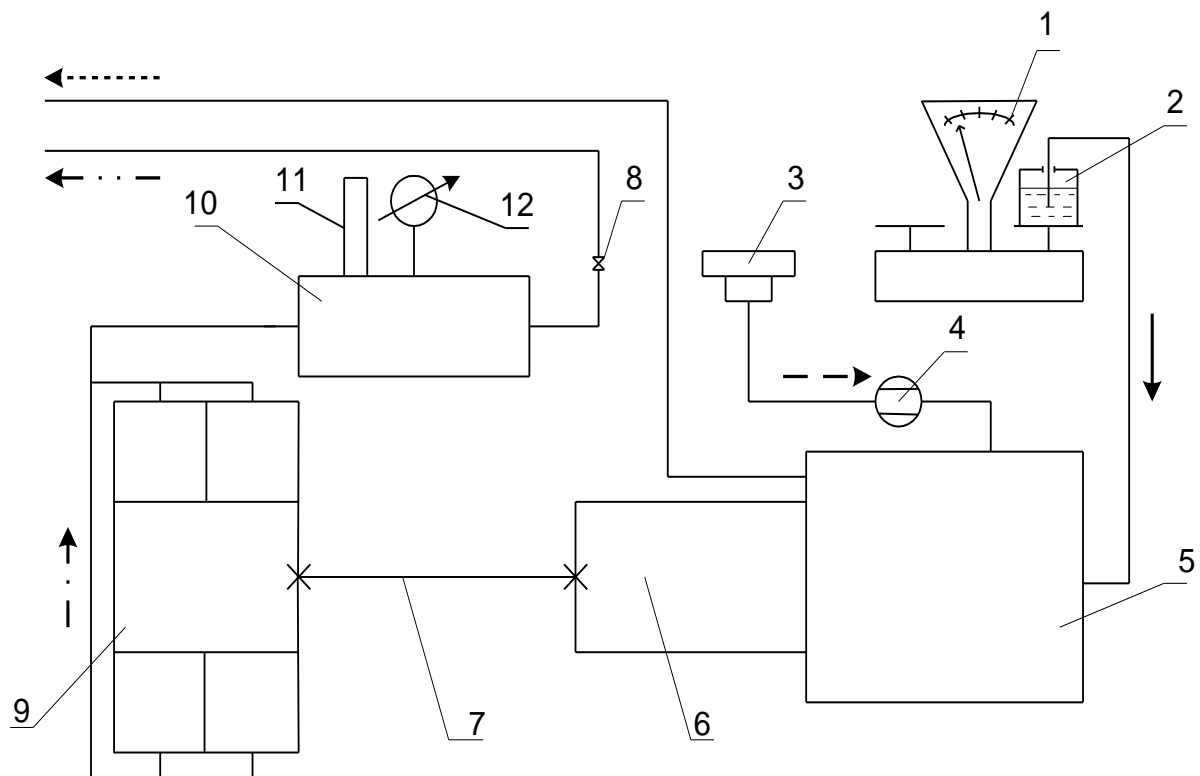
№	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	2	3	4
1	Тип двигуна	-	Двохциліндровий, дизельний, чотирьох-тактний, з повітряним охолодженням
2	Робочий об'єм двигуна	л	2,080
3	Маса двигуна	кг	283
4	Спосіб сумішоутворення базового двигуна	-	Впорскуванням дизельного палива, з нероздільною камерою згорання

Закінчення таблиці 4.2

1	2	3	4
5	Спосіб сумішоутворення конвертованого двигуна	-	Впорскуванням спирто-газової суміші, нероздільна камера згорання
6	Номінальна потужність двигуна	кВт (к.с.)	18 (25)
7	Ефективна питома витрата палива	г/кВт·год (г/к.с.·год)	253 (186)
8	Частота обертання колінчастого вала двигуна, за номінальної потужності	об./хв.	1775-1825
9	Частота обертання колінвала дослідного двигуна на оборотах холостого ходу	об./хв.	775-825
10	Коробка перемикавання передач	-	130-1700010-10
11	Передавальні відношення КПП	-	I-6,45; II-3,56; III-1,98; IV-1,275; V-1,00; 3X-7,09
12	Маса КПП	кг	115

Схема конвертованого на продукти конверсії метанолу дизельного двигуна Д21А1 наведена на рис. 4.5. Навантаження для експериментального двигуна Д21А1 (рис. 4.5, поз. 5) створюється за допомогою чотирьохступінчатого чотирьохциліндрового повітряного компресора моделі К-5М (рис. 4.5, поз. 9). Потужність на колінчастому валу компресора К-5М може

регулюватись у діапазоні 1...30 кВт, що дозволяло на 100 % навантажувати експериментальний конвертований двигун.



—→ - напрямки руху палива в системі живлення дослідної установки;

- -→ - напрямки руху повітря в системі живлення дослідної установки;

- · -→ - рух повітря від компресора до ресивера;

←····· - рух відпрацьованих газів двигуна на КПП та в навколишнє середовище;

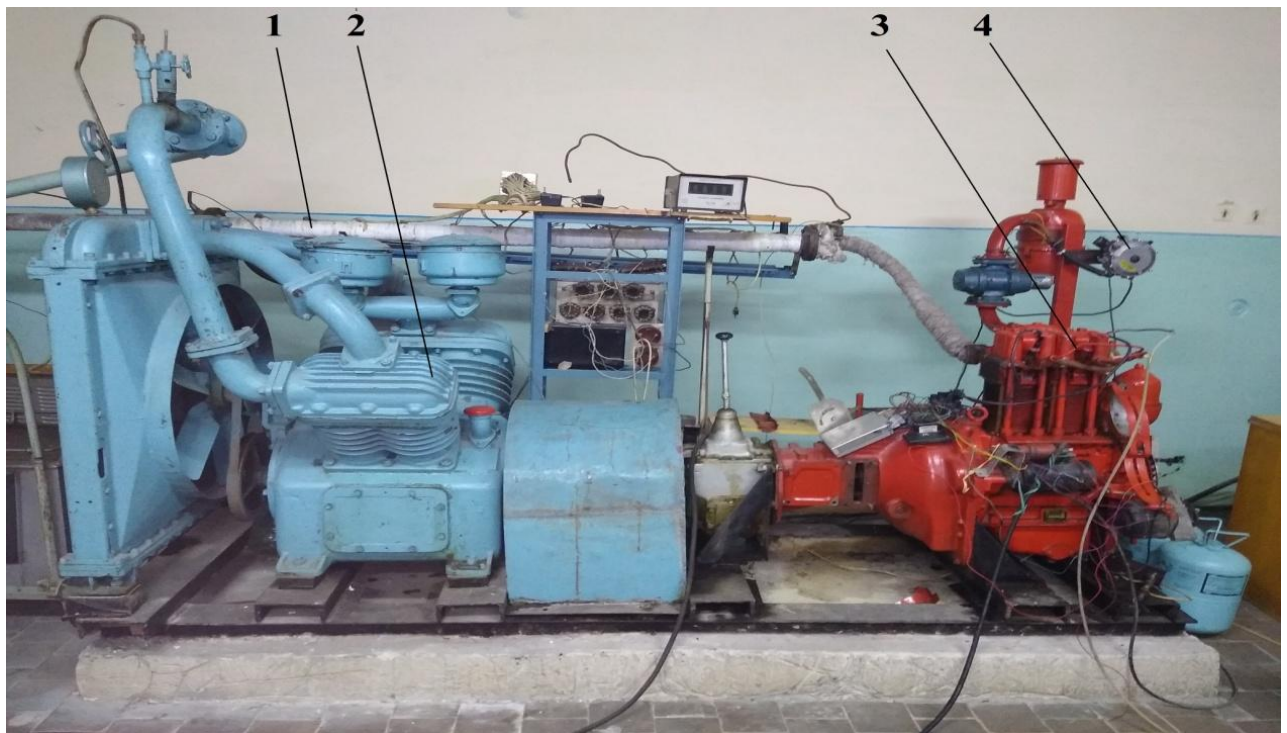
← · · - - рух повітря з ресивера в навколишнє середовище;

1 – вага вимірювання витрат палива; 2 – ємність для метанолу; 3 – фільтр очищення повітря; 4 – лічильник газового потоку; 5 – експериментальний метаноловий двигун; 6 – коробка перемикання передач; 7 – передача карданна; 8 – дросельний патрубок; 9 – навантаження (компресор); 10 – ресивер-глушник; 11 – датчик вимірювання температури навколишнього середовища; 12 – манометр газового потоку.

Рисунок 4.5 – Схема експериментальної установки на базі переобладнаного на альтернативне газове сумішеве паливо дизельного двигуна Д21А1 з дослідження показників роботи двигуна

Крутний момент від конвертованого двигуна Д21А1 до компресора передавався карданною передачею (рис. 4.5, поз. 7) та коробкою перемикання передач моделі 130-1700010-10 (рис. 4.5, поз. 6).

Серійний дизельний двигун Д21А1, зблокований з пристроєм навантаження на базі компресора К-5М (рис. 4.6), було переобладнано для роботи на альтернативній спиртогазовій суміші на базі продуктів конверсії метанолу.



1 – випускний тракт; 2 – навантажувальний пристрій експериментального двигуна; 3 – дизельний двигун Д21А1; 4 – редуктор газового потоку

Рисунок 4.6 – Зовнішній вигляд дослідного стенду на базі двигуна Д21А1 з дослідження показників його роботи на метанольних газових сумішах

Для цього з головок блоку циліндрів були демонтовані штатні дизельні форсунки двигуна Д21А1, нарізана додаткова різьба М14х1,25 в каналах розпилювачів дизельних форсунок та змонтовані свічки запалювання. При цьому конструкція головок двигуна Д21А1 була перероблена таким чином, що

замість свічки запалення для переведення на дизельне паливо легко вкрутити назад дизельну форсунку.

Переобладнаний таким чином двигун дозволяє за, приблизно, 10-15 хвилин переходити на різні види палива, міняючи місцями свічки запалення та дизельні форсунки. Переобладнані з дизельного на сумішеве газове паливо головки блока дизельного двигуна Д21А1 наведені на рис. 4.7.



а)

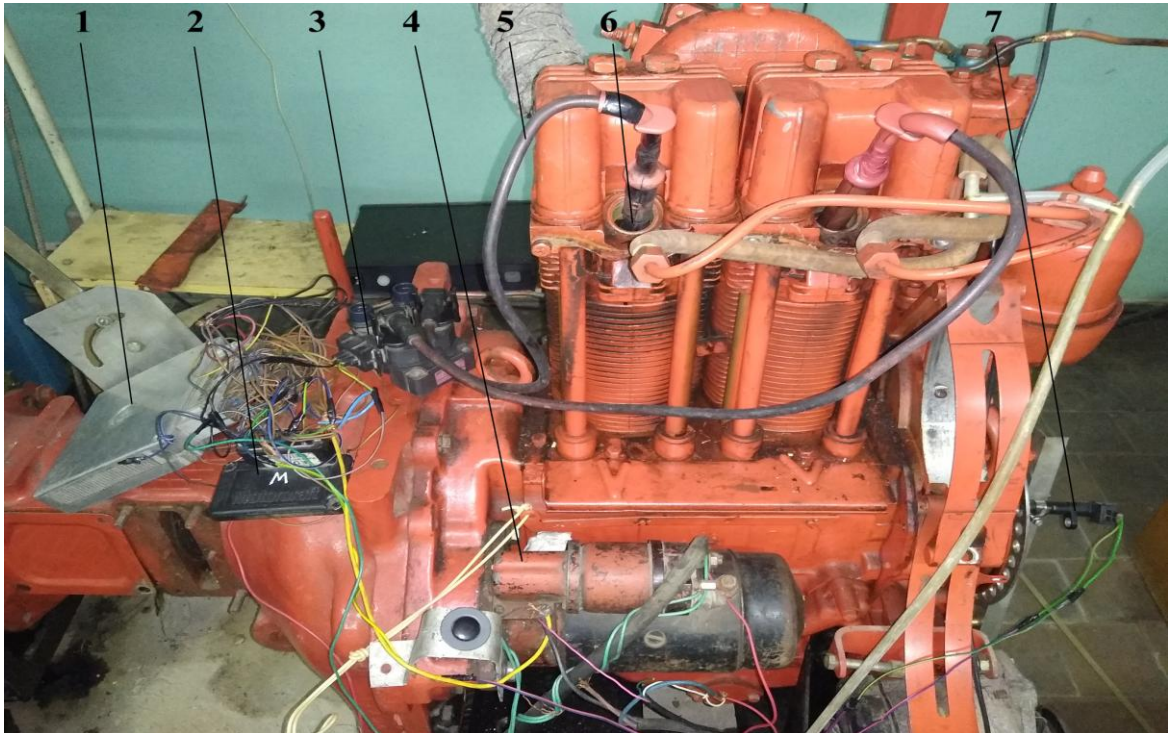
б)

1 – головка блока до переобладнання з встановленими дизельними форсунками;
2 – головка блока двигуна переобладнання з демонтованою форсункою та встановленою свічкою запалювання

Рисунок 4.7 – Дизельний двигун Д21А1 зі знятими головками блока (а) та переобладнані зі зрідженого дизельного на газове метанольне паливо головки блока двигуна (б)

Для пристосування дизельного двигуна Д21А1 для роботи на альтернативній спиртогазовій суміші на базі продуктів конверсії метанолу під головками блоку встановлювались по три прокладки: дві штатних, а між ними – мідна. Мідна прокладка унеможлиблювала прогорання штатних прокладок головок блоку за рахунок забезпечення ефективного відведення теплоти.

На експериментальний дизельний двигун була також змонтована газова редукторна система живлення та мікропроцесорна система запалення власного розроблення. Переобладнана з дизельного палива на спиртогазове паливо система запалення двигуна Д21А1 наведена на рис. 4.8.



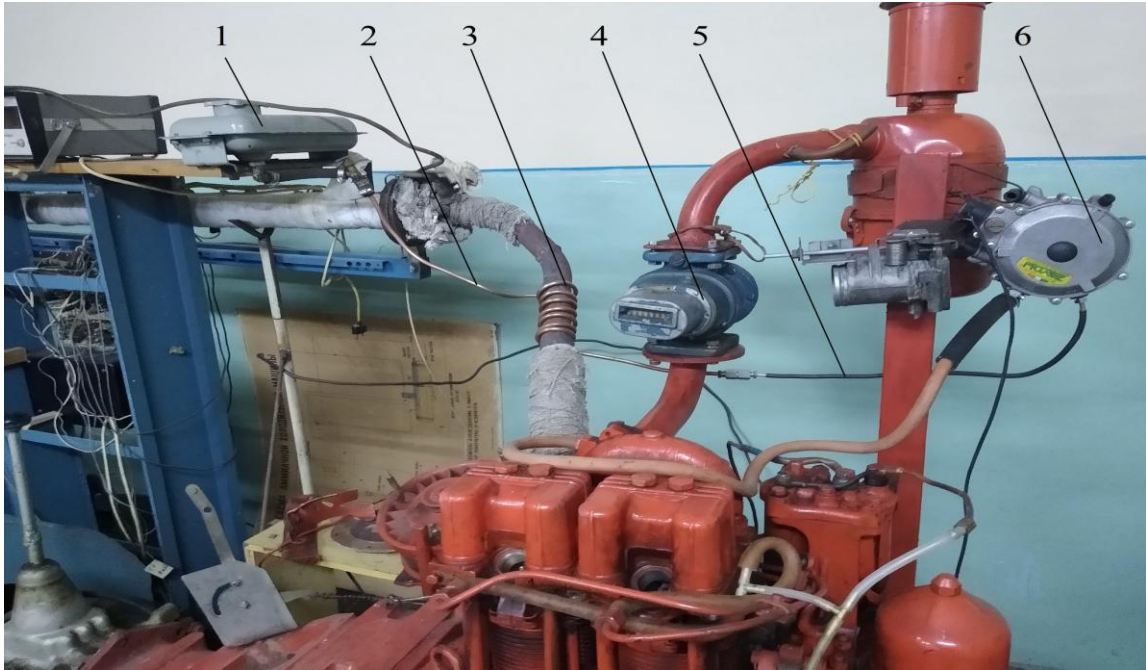
1 – електронний блок управління; 2 – комутатор системи запалення; 3 – модуль запалення; 4 – електродвигун; 5 – високовольтні дроти; 6 – свічки і високовольтні ковпачки; 7 – датчик положення колінчастого валу

Рисунок 4.8 – Переобладнана з дизельного палива на спиртогазове паливо система запалення двигуна Д21А1

Розроблена електронна оригінальна система запалення складається з блоку управління 1, який змінює кути випередження запалення у залежності від режимів роботи експериментального двигуна, комутатора 2, електронного модуля запалення 3, дротів високовольтних 4 та свічок запалення 5.

Метанол в рідкій фазі знаходився в паливному бачку 1 (рис. 4.9). Для

переведення в газоподібний стан зріджений метанол по трубці 2 подавався в термохімічний реактор 3, який був виготовлений у вигляді спіральної мідної трубки та намотаний на трубу вихлопного тракту.



1 – бачок для зрідженого метанолу; 2 – трубка подачі зрідженого метанолу;
3 – термохімічний реактор; 4 – лічильник газового потоку; 5 – трубка подачі
газоподібного метанолу; 6 – редуктор газового потоку

Рисунок 4.9 – Зовнішній вигляд системи спиртогазового живлення експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 для дослідження параметрів роботи на альтернативних паливних сумішах

Дизельний двигун Д21А був обладнаний термохімічним реактором для підвищення паливно-економічних характеристик силового приводу підймальних установок при роботі на альтернативній газовій суміші на базі продуктів конвертації метанолу. За рахунок передачі теплоти від відпрацьованих газів, в термохімічному реакторі 3 відбувався перехід метанолу з рідкого стану в газоподібний і далі по трубці 5 газоподібний метанол поступав в газовий редуктор 6. Далі з газового редуктора газоподібний метанол

поступав у впускний колектор. Маса витраченої спиртогазової суміші або дизпалива визначалась за допомогою електронної ваги.

Схема експериментального стенду з регенератором для дослідження показників роботи двигуна на продуктах конверсії метанолу зображена на рис. 4.10.

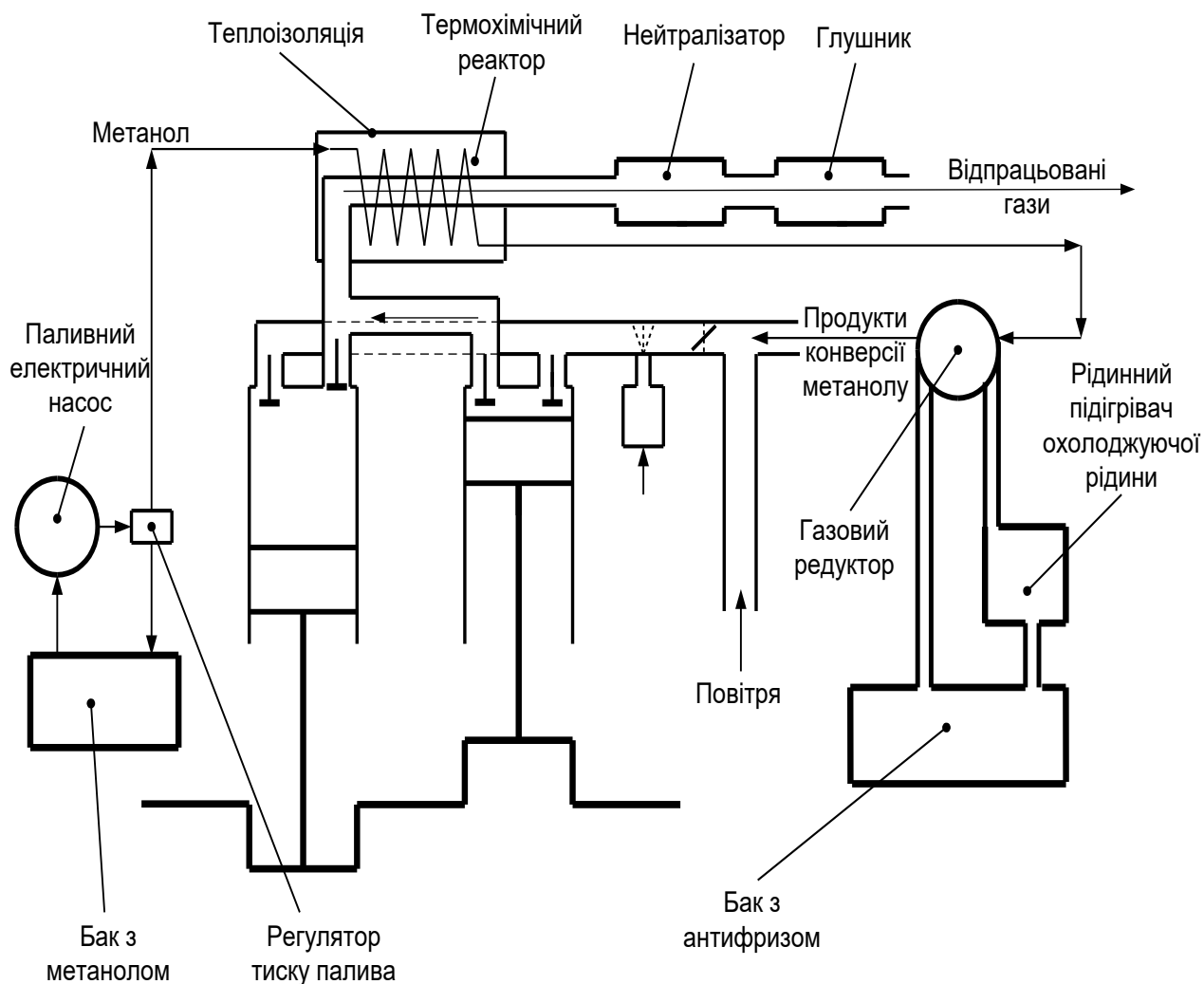


Рисунок 4.10 – Схема експериментального стенду з термохімічним реактором для дослідження показників роботи двигуна Д21А1 на продуктах конверсії метанолу

Двигун дослідного стенду міг працювати за трьома режимами: подача дизельного палива через форсунки в зрідженій фазі; подача через редуктор

газового потоку продуктів конверсії метанолу; подача метанолу в зрідженій фазі через форсунки. Метанол подавався за допомогою електричного паливного насосу з паливного баку через регулятор тиску.

Щоб компенсувати відносно низьку теплоту згоряння метанолу та збільшити його подачу, регулятор тиску палива забезпечував його подачу під тиском 0,5 МПа. Для регулювання метанольно-повітряної суміші на двигун було встановлено дросельний патрубок із дросельною заслінкою. Підігрів метанолу для отримання продуктів конверсії здійснювався за рахунок відпрацьованих газів або за допомогою рідинного підігрівача охолоджувальної рідини Вебасто під час запуску холодного двигуна та його прогрівання.

Для забезпечення холодного запуску двигуна в режимі роботи на продуктах конверсії метанолу перед газовим редуктором було встановлено підігрівач охолоджувальної рідини Вебасто Thermo Top C потужністю 5 кВт. Він відключався, коли температура відпрацьованих газів досягала 300 °С. Термохімічний реактор для конверсії метанолу монтувався у випускній системі дизеля, максимально близько до випускного колектора.

Всі експерименти роботи проводилися в закритому лабораторному приміщенні при температурі повітря 293-296 К. Для реєстрації температур відпрацьованих газів та продуктів конверсії метанолу використовувалися контактні (хромель-копелеві термомпари) та безконтактні (цифровий пірометр) методи.

Кількість дослідів при фіксованих параметрах вибиралося не менше п'ятьох. Під час дослідження дизельний двигун працював з повним навантаженням на частотах обертання двигуна 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, 1600, 1700 та 1800 об./хв. Вимірювання проводили за методиками, розробленими на основі ГОСТ 14846-91, щодо стаціонарних режимів роботи двигуна.

Попереднє визначення кількості токсичних компонентів у відпрацьованих газах проводили за допомогою газоаналізатора Autotest 02.03Р шляхом прямого

вимірювання. Визначення кількості токсичних компонентів у відпрацьованих газах проводили за допомогою хроматографа NeoCHROM класу С за допомогою газової хроматографії. Пробовідбірники відпрацьованих газів були встановлені на відстані 1 метра від виходу з витяжної системи. Вимірювання кількості токсичних компонентів у відпрацьованих газах проводили шляхом відбору зразків у мішки для відбору проб.

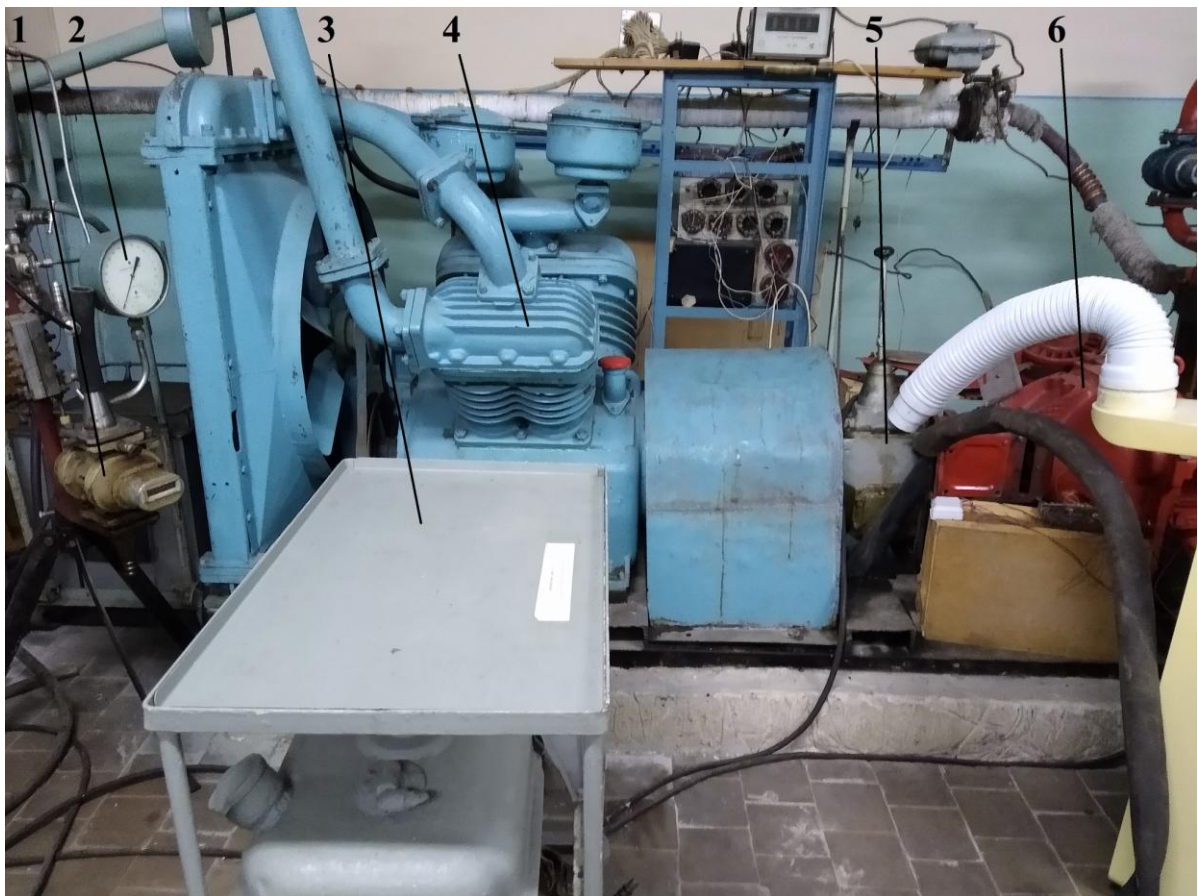
Для визначення поверхневих та об'ємних температур відпрацьованих газів двигуна та автономного підігрівача на їхніх входах та виходах застосовувались безконтактний та контактний способи. При визначенні температур відпрацьованих газів та метанолу контактним способом використовувались термопари типу «хромель-копель» та логометр-потенціометр мод. УП-2А (рис. 4.4, поз. 7). Термопари виготовлені з дроту діаметрами робочих спаїв (чутливих елементів) 0,4 мм. Дроти термопар у випускному колекторі були захищені термоізолюючими трубками та арматурою.

Вимірювання об'ємної витрати та тиску відпрацьованих газів здійснювали за допомогою спеціально виготовленої установки з манометром та газовим лічильником (рис. 4.11).

Перед монтажем у випускному колекторі кожна термопара проходила перевірку в усьому робочому діапазоні вимірювань відповідно до даних контрольного термометра. У ході досліджень встановлено, що градування термопар відповідало вимогам ГОСТ Р 8.585-2001, а розбіжності в показах не перевищували $\pm 1,0$ %. Для оперативної фіксації змін температур робочих середовищ термопари підключалися до персонального комп'ютера через аналого-цифровий перетворювач USB-Oscilloscope II, аналогічно до пункту 4.3, з метою подальшої обробки даних.

Для безконтактного вимірювання температур випускного колектора та регенератора використовувався пірометр виробництва компанії «Fluke»,

основні характеристики якого наведені у додатках. Під час вимірювання температур поверхонь випускного колектора та регенератора, а також об'ємних температур, сумарна середньоквадратична похибка не перевищувала 2,0 %. Це стало можливим завдяки ретельному вибору типу термопар, їх конструктивного виконання, схеми встановлення, а також використанню високоточної вимірювальної апаратури для оцінки температур випускного колектора за різних режимів навантаження двигуна Д21А1.



1 – лічильник газового потоку; 2 – манометр; 3 – пристрій підігріву відпрацьованими газами агрегатів трансмісії; 4 – компресор К-5М; 5 – коробка перемикачів передач; 6 – конвертований дизельний двигун Д21А1
Рисунок 4.11 – Витратомір для вимірювання об'ємної витрати відпрацьованих газів та манометр для визначення тиску газового потоку

4.5 Результати експериментальних досліджень розробленої схеми збереження енергії в трансмісійних агрегатах за рахунок підігріву відпрацьованими газами

4.5.1 Результати експериментальних досліджень зміни температур розробленої схеми збереження енергії в трансмісійних агрегатах

Метою експериментальних випробувань є одержання залежностей впливу часу і режимів роботи механічної коробки перемикання передач та параметрів навколишнього середовища на температуру оливи в КПП при роботі з/без системи додаткового обігріву вихлопними газами.

Для забезпечення ефективної роботи системи теплопостачання у перші хвилини роботи двигуна було необхідно досягти максимальної передачі тепла від відпрацьованих газів до трансмісійних агрегатів. З метою вирішення цієї задачі були проведені дослідження процесів теплопередачі від відпрацьованих газів до трансмісійної оливи. Під час експериментальних досліджень розробленої схеми енергозбереження в трансмісійних агрегатах шляхом підігріву відпрацьованими газами проводилося визначення змін температури трансмісійної оливи та енергетичних втрат у трансмісії. Цей етап досліджень був присвячений визначенню оптимальних конструктивних параметрів елементів системи теплопостачання, розрахунок яких ускладнений низкою факторів, а також уточненню й перевірці розрахункових параметрів для розробки рекомендацій щодо підвищення ефективності роботи системи підігріву трансмісійних агрегатів.

При експериментальних дослідженнях теплового режиму роботи коробки перемикання передач було з'ясовано, що температура зовнішнього повітря суттєво впливає на тривалість періоду виходу коробки передач на стабільний температурний режим та на інтенсивність зміни температури трансмісійної оливи в КПП. Так встановлено (рис. 4.12), що при прокручуванні ведучого валу

коробки передач на холостих оборотах (800 хв^{-1}) при температурі навколишнього середовища 264 К (мінус $9 \text{ }^\circ\text{C}$), температура оливи коробки передач підвищується за 140 хв. до 302 К ($29 \text{ }^\circ\text{C}$).

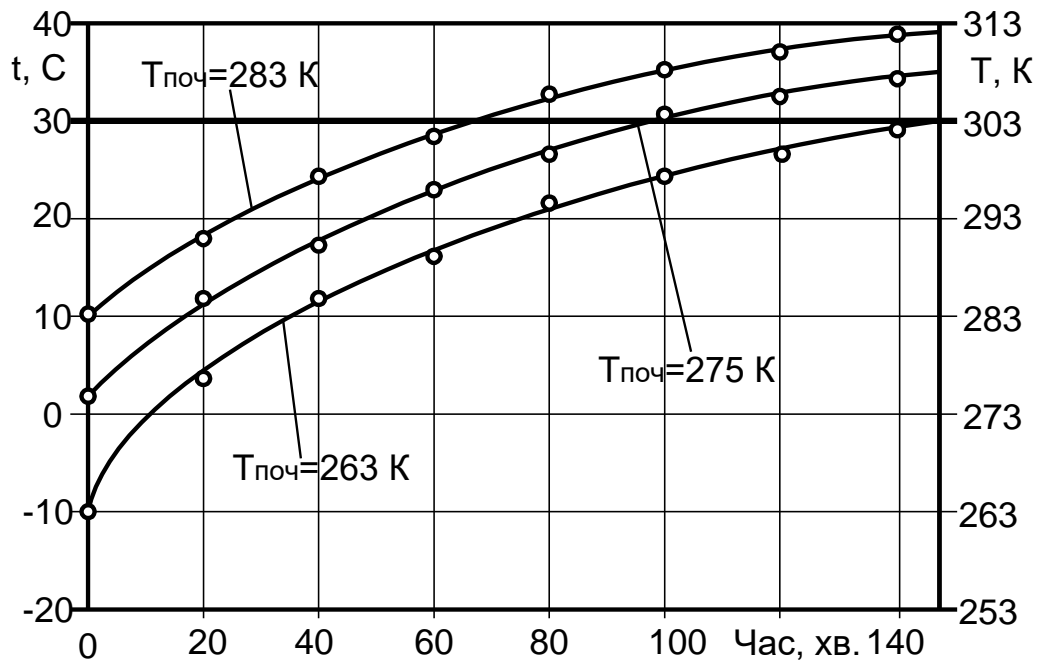


Рисунок 4.12 – Експериментальна залежність зміни температури мінеральної трансмісійної оливи в коробці перемикачів передач

При прокручуванні ведучого валу коробки передач на холостих оборотах за той самий час від температур 275 К (плюс $2 \text{ }^\circ\text{C}$) і 283 К (плюс $10 \text{ }^\circ\text{C}$), температура оливи коробки передач підвищується, відповідно, до 308 К ($35 \text{ }^\circ\text{C}$) та 312 К ($39 \text{ }^\circ\text{C}$). Час нагріву для оптимального температурного режиму $30 \text{ }^\circ\text{C}$ трансмісійного агрегату при температурі навколишнього середовища 264 К (мінус $9 \text{ }^\circ\text{C}$) складає 146 хв.

Визначення теплового режиму коробки перемикачів передач за різних швидкісних режимів відбувалося шляхом підвищення частоти обертання первинного валу КПП до 1000 хв^{-1} , 1200 хв^{-1} , 1400 хв^{-1} , 1600 хв^{-1} . Результати випробування наведені на рис. 4.13.

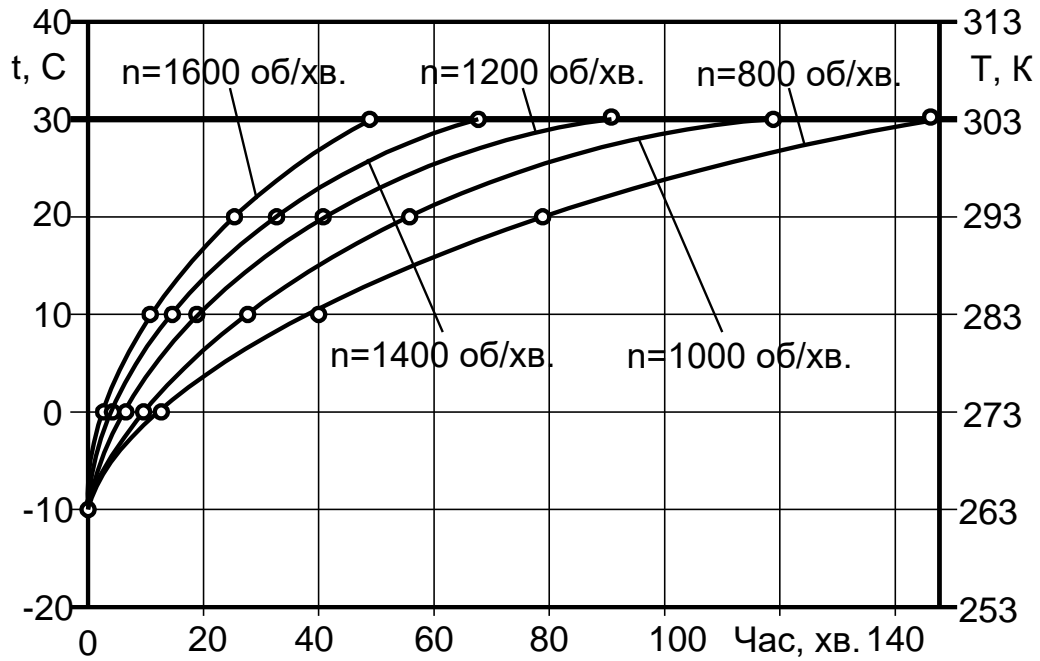


Рисунок 4.13 – Залежності зміни температури мінеральної трансмісійної оливи в коробці перемикання передач за різних режимів обертання первинного валу КПП

З одержаних результатів видно, що підвищення частоти обертання первинного валу коробки перемикання передач веде до істотного підвищення температури оливи в КПП. При цьому за частот обертання первинного валу КПП на режимах 1000 хв^{-1} , 1200 хв^{-1} , 1400 хв^{-1} , 1600 хв^{-1} час нагрівання до оптимального температурного режиму $30 \text{ }^\circ\text{C}$ трансмісійного агрегату за температури навколишнього середовища 264 K (мінус $9 \text{ }^\circ\text{C}$) складає, відповідно, 118, 91, 68 та 48 хв.

Результати експериментальних досліджень теплового стану коробки передач без підігрівання відпрацьованими газами (штатний режим існуючих підіймальних установок) та з підігріванням відпрацьованими газами (пропонований режим удосконалених підіймальних установок) зображені на рис. 4.14.

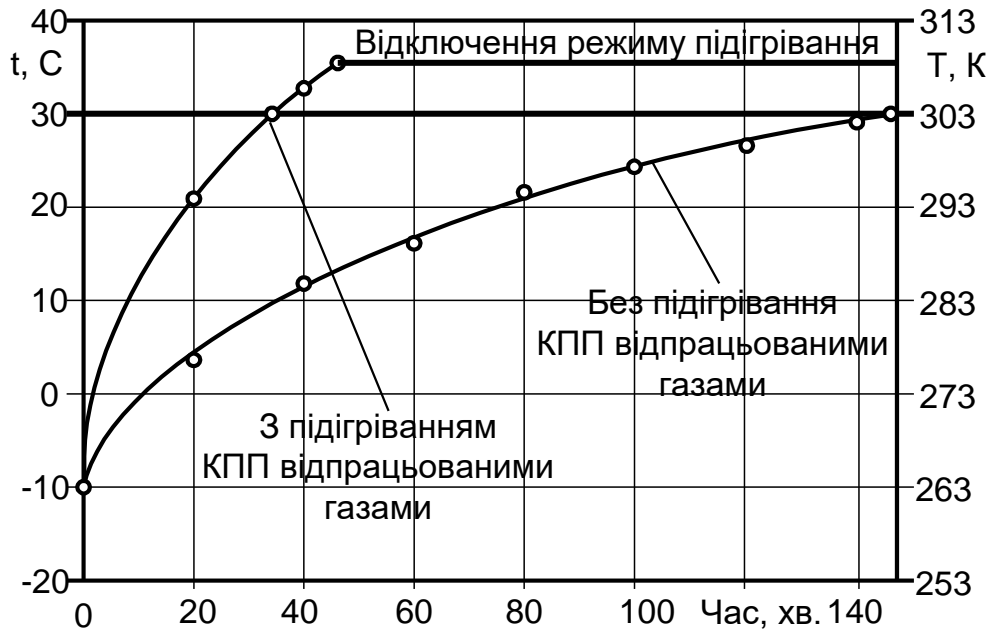


Рисунок 4.14 – Залежності зміни температури мінеральної трансмісійної оливи в коробці передач за режимів обертання первинного валу КПП без/з додатковим підігріванням відпрацьованими газами

З одержаних результатів випливає, що в штатному режимі існуючих підіймальних установок для ремонту свердловин оптимальна температура 30 °C досягається через 146 хв., а в пропонованому режимі удосконалених підіймальних установок оптимальна температура 30 °C досягається через 34 хв., через 45 хвилин досягається температура 35 °C і режим примусового підігріву вимикається.

4.5.2 Результати експериментальних досліджень зниження втрат енергії пропонованої схеми енергозбереження в агрегатах трансмісії

Експериментальні дослідження втрат потужності в коробці перемикачів передач включало в себе визначення загальних гідравлічних і механічних втрат на подолання опору обертання шестерень у залежності від температур трансмісійної оливи в КПП. Втрати в коробці передач транспортного засобу

аналогічні витратам потужності, споживаної привідним електродвигуном установки з обов'язковим визначенням потужності механічних втрат, що втрачається в самому електродвигуні.

Для досліджень використовувалось дві марки найбільш використовуваних трансмісійних оливо: мінеральна ТАп-15В SAE 80W-90 API GL-3 та напівсинтетична ТМ-5-18 SAE 75W90 API GL-5. Перша олива використовується в нафтогазовій промисловості України для трансмісій підіймальних установок виробництва країн колишнього СНД, друга олива - для трансмісій підіймальних установок виробництва США, Канади та країн Європи. В результаті дослідження було встановлено, що потужність, необхідна для прокручування валів коробки перемикання передач, при температурі навколишнього середовища 263 К в момент пуску двигуна для мінеральної трансмісійної оливи ТАп-15В склала 902 Вт, для напівсинтетичної оливи ТМ-5-18 - 625 Вт (рис. 4.15).

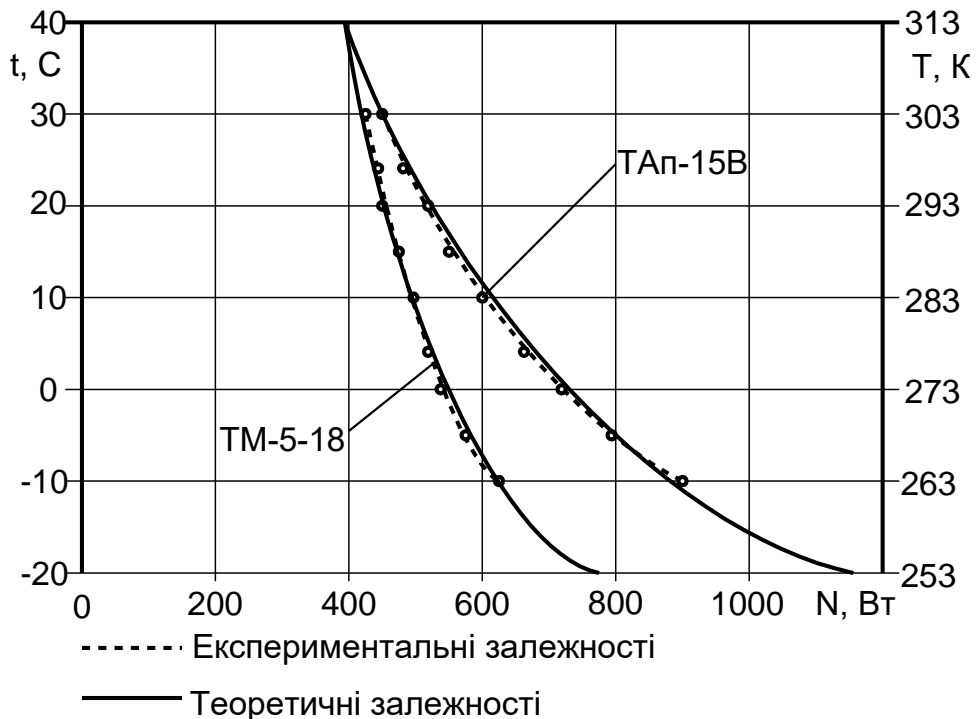


Рисунок 4.15 – Залежність втрат потужності в коробці перемикання передач в залежності від температури та сорту трансмісійної оливи

Подальше обертання валу коробки передач за температури 263 К приводило до зменшення витрат потужності, досягнувши 630 Вт для ТМ-5 і 840 Вт для оливи ТАп-15. За температури трансмісійної оливи 313 К втрати потужності склали для мінеральної і напівсинтетичної оливи, відповідно, 462 і 448 Вт, тобто практично зрівнялися при використанні олів різних сортів.

4.6 Експериментальні дослідження підвищення енергозбереження силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу

Метою даних експериментальних досліджень підвищення енергозбереження силових приводів при їхньому переведенні на газоподібні продукти конвертації метанолу було порівняння основних паливно-економічних, потужнісних та екологічних параметрів переобладнаного дизельного двигуна за його роботі на серійному дизельному паливі та, у порівнянні, газоподібних продуктах конверсії метанолу. Для оцінки енергозберігаючого ефекту були виконані експериментальні дослідження на дослідному стенді конвертованого двигуна Д21А1.

Співвідношення повітря / метанол при вимірюванні потужності становило: 6,45 кг повітря/1 кг метанолу та 14,3 кг повітря/1 кг метанолу (для порівняння). Резервуари з метанолом та дизельним паливом ставились на електронні ваги, а маса спожитого палива визначалась за допомогою електронних ваг. Вага повітря на вході обчислювалась за виміряним об'ємом, температурою та тиском повітря.

На рис. 4.16 представлені експериментальні залежності зовнішньо-швидкісної характеристики дизельного двигуна Д21А1, що працював на дизельному паливі та на продуктах конвертації метанолу за співвідношення 14,3 кг повітря/1 кг метанолу.

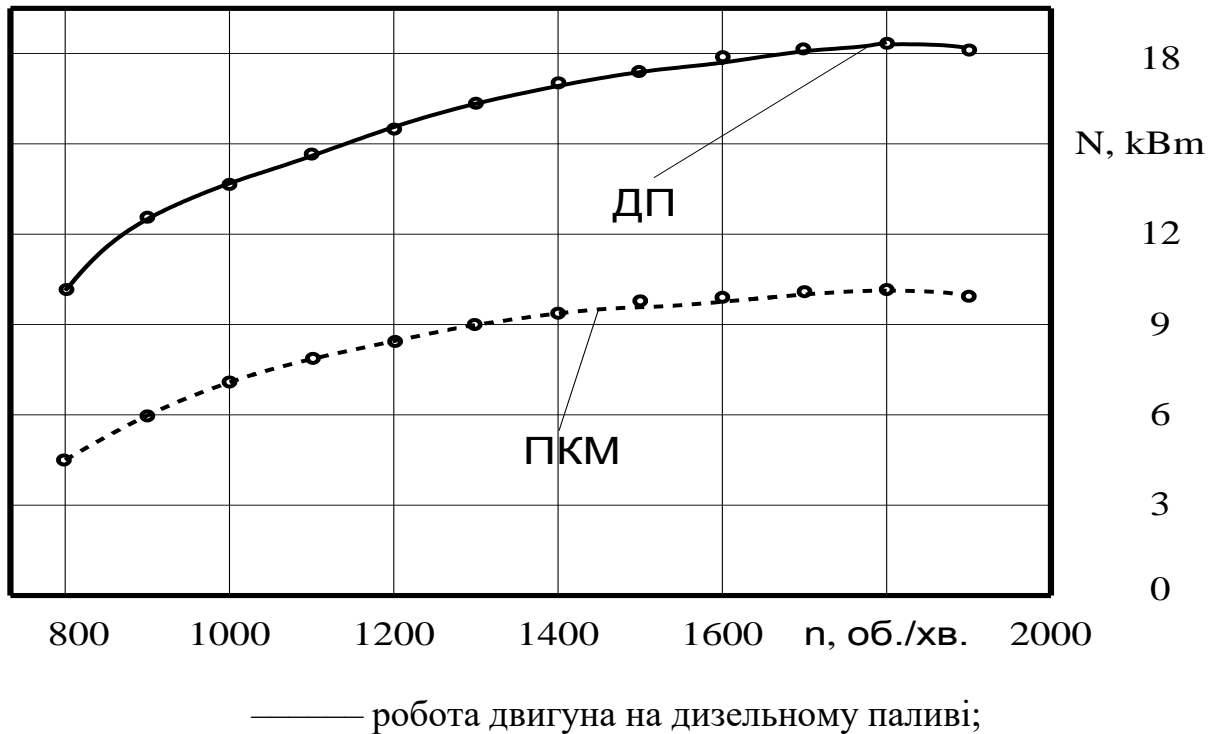


Рисунок 4.16 – Експериментальні залежності ефективної потужності N від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різного моторного палива

Експериментальні залежності зовнішньої швидкісної характеристики конвертованого дизельного двигуна D21A1, працюючого випробувальними циклами на дизельному паливі, метанольному паливі та продукти перетворення метанолу, наведені на рис. 4.17.

Аналізуючи експериментальні дані потужності двигуна встановлено, що при номінальній частоті обертання колінчастого вала ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$) ефективна потужність двигуна N становила 18,1 кВт для дизельного палива і 10,1 кВт для продуктів перетворення метанолу (1 кг метанолу / 14,3 кг повітря). Таким чином, ефективна потужність двигуна, що працює на продуктах перетворення метанолу, в середньому зменшилася на 45 % у всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна, порівняно з дизельним паливом.

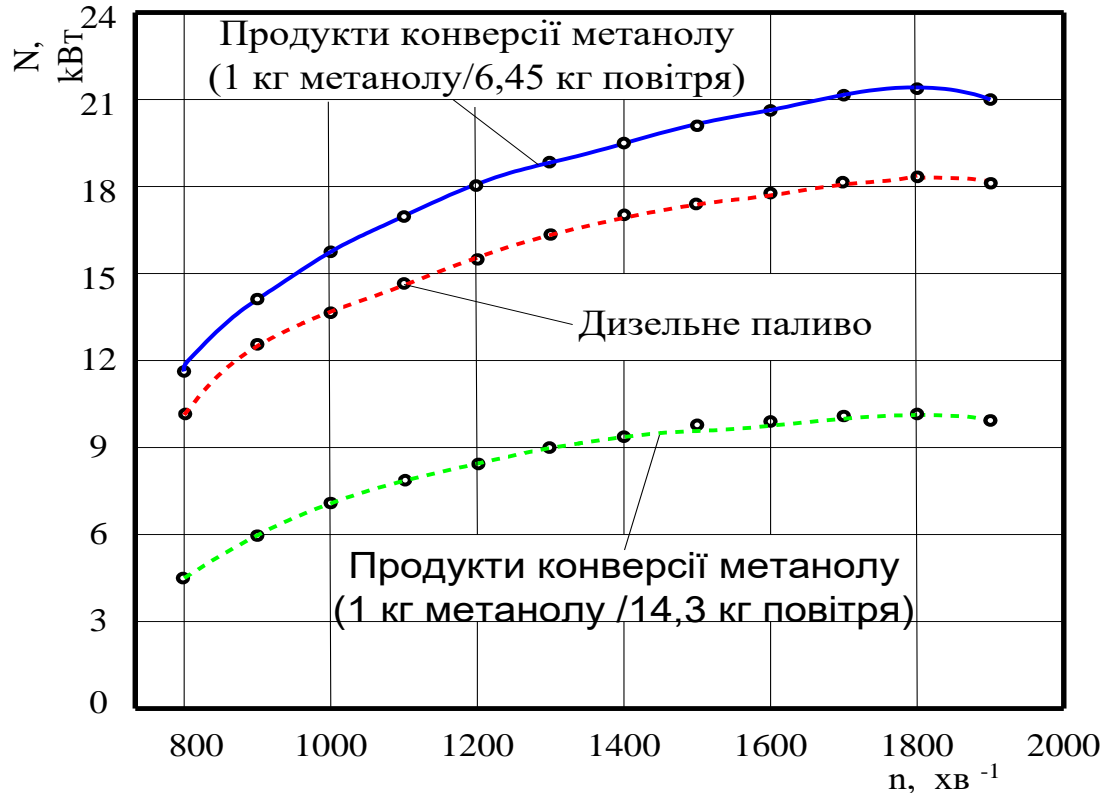
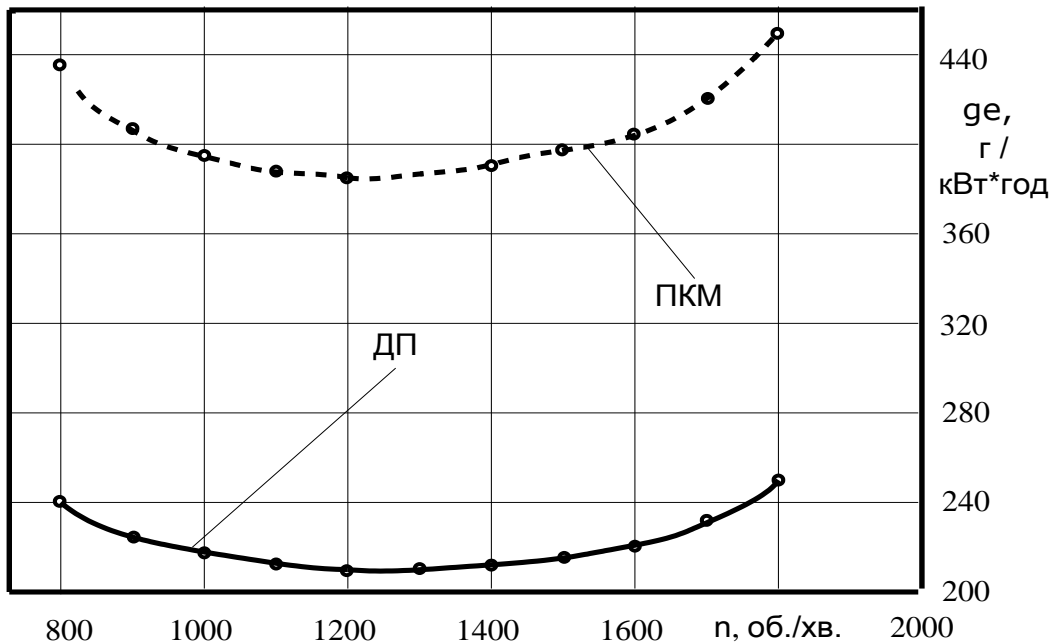


Рисунок 4.17 – Експериментальні залежності ефективної потужності N дослідного двигуна для різних моторних палив від частоти обертання колінчастого вала двигуна n

Аналіз експериментальних даних потужності (рис. 4.17) показав, що при номінальній частоті обертання колінчастого вала ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$) ефективна потужність двигуна N на продуктах перетворення метанолу (1 кг метанолу / 6,45 кг повітря) становила 21,2 кВт. У середньому, для всього діапазону частот обертання колінчастого вала ефективна потужність двигуна N , що працює на продуктах конверсії метанолу (1 кг метанолу / 6,45 кг повітря), збільшилася на 14 % порівняно з дизельним паливом.

На рис. 4.18 наведено експериментальні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала n для дизельного двигуна Д21А1, який працював на дизельному паливі та на продуктах конверсії метанолу за співвідношенням 14,3 кг повітря / 1 кг метанолу.



————— робота двигуна на дизельному паливі;

..... робота двигуна на продуктах конвертації метанолу;

Рисунок 4.18 – Експериментальні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна n за різних видів моторного палива

Аналіз експериментальних даних потужності показав, що для дизельного палива мінімальна питома витрата палива при частоті обертання $n = 1200-1250$ хв⁻¹ становила 212 г/(кВт · год), а на номінальних оборотах $n = 1800$ хв⁻¹ – 248 г/(кВт · год). Для продуктів конверсії метанолу мінімальна питома витрата палива склала 386 г/(кВт·год), а на номінальних оборотах – 451 г/(кВт·год).

У середньому, у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого вала, величина питомої витрати палива при роботі на 100% продуктах конверсії метанолу (за співвідношенням 14,3 кг повітря / 1 кг метанолу) зросла на 80–84% у порівнянні з дизельним паливом.

Було також проведене порівняння роботи конвертованого двигуна на зрідженому метанолі та на продуктах конверсії метанолу. При цьому було

встановлено, що в середньому, під час експериментальних досліджень при роботі на продуктах конверсії метанолу, у порівнянні з роботою двигуна на зрідженому метанолі, реєструвалось зниження витрати газоподібного метанолу в діапазоні 10-14 % у залежності від частоти обертання колінчастого валу та навантаження на двигун.

Для виявлення частки участі кожного фактора в підвищенні економічності двигуна проведено його випробування з використанням реактора конверсії метанолу з автономним електричним підігрівачем, тобто без використання (регенерації) теплової енергії відпрацьованих газів. Встановлено, що енергозбереження для даного дизеля за рахунок термохімічного способу утилізації теплоти становило 6-8 %, а за рахунок вдосконалення робочого процесу – близько 4-6 %.

Для виявлення факторів поліпшення паливної економічності досліджуваного двигуна було проведено додаткове експериментальне дослідження. На першій стадії випробувань з використанням газобалонної системи живлення в циліндри двигуна подавали синтез-газ, який має компонентний склад (об'ємні частки), аналогічний складу продуктів конверсії метанолу: 33 % CO та 67 % H_2 .

Очевидно, що в даному випадку ефект утилізації теплової енергії відпрацьованих газів не проявляється. На другій стадії випробувань двигун працював спільно з термохімічним реактором. Утилізована енергія відпрацьованих газів, перетворена в новий вид газоподібного палива (продукти конверсії метанолу) з більш високими енергетичними показниками, використовувалася для здійснення додаткової корисної роботи. Тобто двигун працював за схемою регенеративного циклу.

З урахуванням того, що в обох випадках паливо мало один і той же компонентний склад, його показники згорання, а значить і характер впливу на кінетичні параметри робочого циклу були ідентичними. Отже, підвищення економічності двигуна, що спостерігалось в експериментальних дослідженнях,

однозначно відповідало ефекту термохімічної регенерації енергії відпрацьованих газів.

Експериментальні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала n дизельного двигуна D21A1, що працює на дизельному паливі, альтернативному метанольному паливі та газоподібних продуктах конверсії метанолу, показані на рис. 4.19.

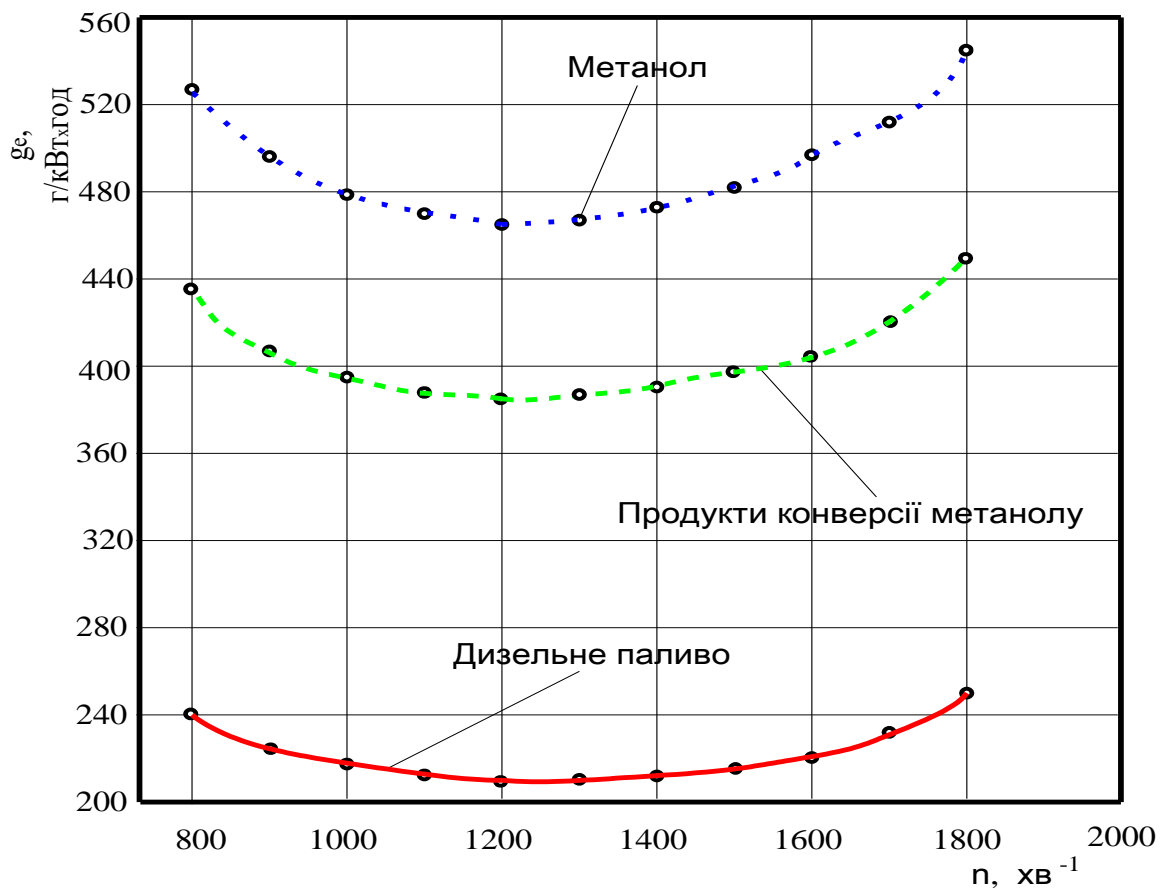


Рисунок 4.19 – Експериментальні залежності питомої витрати палива експериментального двигуна від частоти обертання колінчастого вала двигуна n для різних моторних палив

Було встановлено, аналізуючи експериментальні значення потужності, що мінімальне питоме споживання дизельного палива при об/хв. $n = 1200-1250$ хв⁻¹ склало 212 г/(кВт · год); питома витрата дизельного палива при номінальній

швидкості $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ становила $248 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$. Мінімальна питома витрата палива становила $386 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ для продуктів перетворення метанолу; питома витрата палива при номінальній швидкості складала $451 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$. Мінімальна питома витрата палива становила $460 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ для метанольного палива; питома витрата палива при номінальній швидкості складала $545 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

В середньому, питома витрата палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна у всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала порівняно з дизельним паливом, що працює на 100 % продуктів перетворення метанолу, збільшилася на 81-85 %. В середньому, питома витрата палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна у всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала порівняно з дизельним паливом, що працює на 100 % метанольного палива, збільшилася на 116-120 %.

Експериментальні дослідження показали, що на всіх навантажувальних режимах двигуна, оснащеного термохімічним реактором, економічні показники робочого циклу покращилися, в середньому, на 10–14 %, порівняно з роботою на зрідженому метанолі без використання реактора. На низьких частотах обертання колінчастого вала ($800\text{--}1000 \text{ хв}^{-1}$), коли рівень температури та енергії відпрацьованих газів є зниженим, показники робочого циклу були майже ідентичними базовим параметрам двигуна, що працював на зрідженому метанолі.

Максимальне підвищення економічності (на 14 % порівняно з роботою на зрідженому метанолі) було зафіксовано в діапазоні частоти обертання колінчастого вала $1200\text{--}1400 \text{ хв}^{-1}$ при температурі відпрацьованих газів $400\text{--}450 \text{ }^\circ\text{C}$. Це обумовлено тим, що у цьому діапазоні частоти обертання тепла енергія, споживана реактором, і енергія теплоносія знаходяться в стані енергетичного балансу.

Дослідження також показали, що на навантажувальних режимах, коли температура відпрацьованих газів на вході в реактор перевищувала 400 °С, продуктивність реактора, в тому числі і за цільовим компонентом H_2 , досягала максимальних значень, що помітно покращувало ефективність робочого циклу двигуна.

Поліпшення економічних показників дослідного дизельного двигуна з термохімічним реактором, новим перспективним способом утилізації теплоти та, що працює на сумішевому водневомісному паливі, обумовлено впливом двох факторів: ефектом утилізації достатньо великої частки теплоти відпрацьованих газів і поліпшенням кінетичних показників згорання в присутності водню H_2 .

4.7 Аналіз похибок результатів вимірювань

Під час експериментальних досліджень проводилася оцінка похибок отриманих результатів. Для цього всі випробування за фіксованих основних параметрів (температури трансмісійної оливи та відпрацьованих газів, темпи нагрівання, тиск, вага тощо) виконувалися не менше ніж п'ять разів. На основі результатів кожної серії експериментів обчислювалися усереднені значення досліджуваних величин, а також визначалися середньоквадратичні відхилення і коефіцієнти варіації.

Аналіз експериментальних даних показав, що всі досліди виконувалися з незначними відносними випадковими похибками, які варіювалися від 0,32 % до 1,75 % залежно від типу палива, тиску та змін температур. Було встановлено, що зі збільшенням температури продуктів конверсії метанолу та відпрацьованих газів величина похибки зростає. Водночас при стабільних умовах нагрівання та незмінних вихідних параметрах склад кінцевих продуктів конверсії метанолу залишався сталим.

Оцінка і аналіз похибок експериментальних результатів дозволяють зробити висновок про високу стабільність та надійність отриманих даних.

Висновки до четвертого розділу

На підставі виконаних експериментів можна зробити наступні висновки:

1. Проведені дослідження зміни температури трансмісійної оливи в коробці передач при різних режимах обертання первинного валу, залежно від температури навколишнього середовища, показали, що час нагрівання трансмісійного агрегату до оптимального температурного режиму 30 °С за умов температури навколишнього середовища 264 К (мінус 9 °С) становить від 48 до 146 хвилин, залежно від режиму роботи коробки передач.

2. Зроблені дослідження теплового стану коробки передач без підігрівання відпрацьованими газами (штатний режим існуючих підіймальних установок) та з підігріванням відпрацьованими газами (пропонований режим удосконалених підіймальних установок) в результаті чого з'ясовано, що на оборотах холостого ходу в штатному режимі існуючих підіймальних установок оптимальна температура 30 °С досягається через 146 хв., а в пропонованому режимі використання відпрацьованих газів оптимальна температура 30 °С досягається через 34 хв.

3. Дослідження втрат потужності в механічній коробці передач залежно від температури та сорту трансмісійної оливи показали, що потужність, необхідна для прокручування валів коробки передач, за температури навколишнього середовища 264 К (мінус 9 °С) становила 625–902 Вт, залежно від сорту трансмісійної оливи. Підвищення температури до 303 К (30 °С) призводило до зниження витрат потужності до 425–448 Вт.

4. Здійснені дослідження зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна D21A1, конвертованого на дизельне паливо, метанольне паливо та продукти перетворення метанолу від частоти обертання колінчастого

вала двигуна та встановлено, що значення ефективної потужності двигуна N , що працює на метанольному паливі (1 кг метанолу / 6,45 кг повітря), у всьому діапазоні частот колінчастого вала, порівняно з дизельним паливом, зменшилося на 5 %, а для продуктів конверсії метанолу (1 кг продуктів конверсії метанолу / 6,45 кг повітря) значення ефективної потужності збільшилось на 14 % порівняно з дизельним паливом.

5. Проведені дослідження масової питомої витрати палива залежно від частоти обертання колінчастого вала n дизельного двигуна Д21А1, що працював на дизельному паливі, метанольному паливі та продуктах конверсії метанолу, показали, що питома витрата двигуна при роботі на 100 % продуктах конверсії метанолу зросла на 81–85 % у порівнянні з дизельним паливом. Для двигуна, що працює на 100 % метанольному паливі, збільшення питомої витрати становило 116–120 % порівняно з дизельним паливом.

РОЗДІЛ 5

ЕНЕРГЕТИЧНА, ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ТА ЕКОЛОГІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ТА ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Підвищення енергоефективності запропонованих методів підвищення енергозбереження агрегатів трансмісії

Під час досліджень було встановлено, що основними чинниками, що за заданої частоти обертання первинного вала мають вплив на тепловий стан коробки перемикання передач є: температура відпрацьованих газів, час і режим роботи КПП, температура оливи коробки передач. Також було встановлено, що температура трансмісійної оливи в коробці перемикання передач в деяких випадках, наприклад, при роботі двигуна силового приводу на оборотах холостого ходу, не досягала необхідного оптимального значення 30...40 °С навіть після двох-трьох годин роботи, наприклад, при початковій температурі трансмісійної оливи -10 °С (рис. 4.12). Виходячи з цього, для підвищення енергоефективності коробки перемикання передач є необхідною реалізація системи підігріву оливи в механічній коробці перемикання передач відпрацьованими газами.

Аналіз експериментальних залежностей температури трансмісійної оливи в механічній коробці передач від температури відпрацьованих газів і часу роботи системи теплопостачання (рис. 4.13) показав, що за мінімальних частот обертання колінчастого вала дизельного двигуна (800–1000 хв⁻¹) температура навколишнього повітря має критичний вплив на час нагрівання трансмісійної оливи до оптимальних значень 303–313 К.

Згідно з отриманими даними, зі зниженням температури навколишнього середовища динаміка підвищення температури оливи сповільнюється, причому ця залежність є нелінійною. У процесі прогрівання коробки передач вплив

температури навколишнього повітря стає менш значущим. Також результати досліджень дозволяють визначити необхідний час нагрівання трансмісійної оливи до оптимальних температур у межах 303–313 К при зміні температури навколишнього середовища в діапазоні від 253 до 303 К.

Порівняльні випробування теплового стану коробки передач при роботі з використанням системи тепlopостачання та без неї (рис. 4.14) засвідчили, що передана тепла енергія значно впливає як на швидкість зміни температури трансмісійної оливи, так і на час її нагрівання до оптимальних значень 303–313 К, а також на досягнення стабільного температурного режиму коробки передач.

Аналіз отриманих результатів показав, що середній тепловий потік, переданий від відпрацьованих газів за перші 30 хвилин роботи, суттєво змінюється зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала. У перші 20 хвилин спостерігається значне зростання передачі теплової енергії, тоді як у період з 20 до 45 хвилин переданий тепловий потік знижується. Це пояснюється інтенсивним підвищенням температури оливи в коробці передач. При цьому середня різниця температур між теплоносіями зі зростанням частоти обертання колінчастого вала двигуна змінюється меншою мірою.

Результати експериментальних та теоретичних досліджень показали, що істотний резерв енергозбереження для підймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі реалізується при якомога більшому використанні енергії відпрацьованих газів силових приводів для підігріву трансмісійних агрегатів та нагріву паливних сумішей за рахунок рекуперації надлишкової теплоти.

На підставі проведених експериментальних досліджень, було встановлено, що підігрів агрегатів трансмісій на початку робочої зміни підймальних установок забезпечує оптимальну робочу температуру трансмісійної оливи, при якій подальша робота агрегату можлива за мінімальних втрат потужності при гарантованому змащенні деталей. Це є

можливим за рахунок ефективного використання теплоти відпрацьованих газів двигуна.

Для перевірки адекватності отриманої аналітичної моделі на рис. 4.14 були представлені теоретичні залежності зміни втрат потужності в коробці перемикачів передач від температури трансмісійної оливи. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів показало, що максимальна розбіжність, у діапазоні зміни втрат потужності від температури, не перевищує 6 %, що підтверджує досить високу адекватність отриманої математичної моделі.

На основі розробленої та підтвердженої математичної моделі, а також результатів експериментальних досліджень, для підйомної установки ремонту свердловин УПА 60/80А, що встановлена на шасі КрАЗ-63221-04 (рис. 5.1), були проведені розрахунки втрат потужності в коробці перемикачів цієї установки.



Рисунок 5.1 – Підйомальна установка для ремонту свердловин моделі УПА 60/80А

Підіймальна установка УПА 60/80А на транспортному засобі КрАЗ-63221-04 може бути обладнана двигуном потужністю 176 кВт (240 к.с.) або двигуном потужністю 220 кВт (300 к.с.).

В результаті дослідження було встановлено (рис. 5.2), що потужність, необхідна для прокручування валів коробки передач підіймальної установки УПА 60/80А, для мінеральної оливи ТАп-15, при температурі навколишнього середовища 253 К, в момент пуску двигуна складає 14,20 кВт, для напівсинтетичної оливи ТМ-5 – 9,50 кВт.

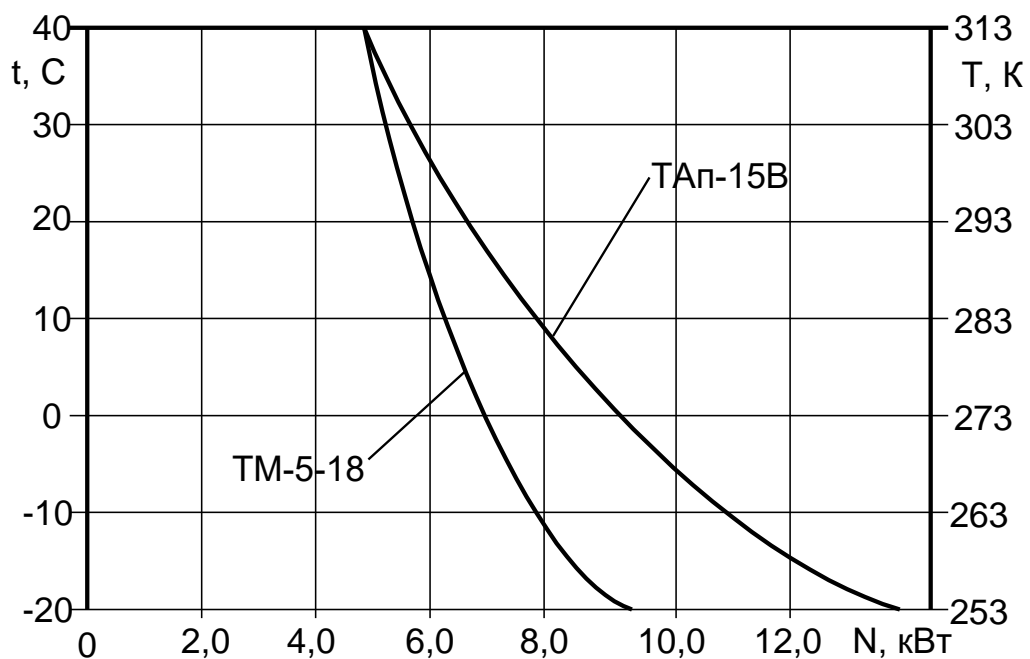


Рисунок 5.2 – Розрахункова залежність витрат потужності в коробці передач підіймальної установки УПА 60/80А в залежності від марки, типу та температури трансмісійної оливи

Подальше прокручування коробки передач при 273 К (рис. 5.2) призводить до зниження витрат потужності, досягнувши 9,30 кВт для оливи ТАп-15В і 6,95 кВт для ТМ-5-18. При температурі оливи 313 К втрати потужності при використанні оливи різних сортів практично зрівнюються і складають для мінеральної і напівсинтетичної оливи, відповідно, 4,85 і 4,80 кВт.

На основі одержаних розрахункових та експериментальних даних були проведені розрахунки перевитрат палива в коробці перемикачів передачі зазначеної підйомної установки моделі УПА 60/80А з різними силовими приводами та за різних температур трансмісійної оливи. Результати розрахунків зведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків перевитрат палива з різними силовими приводами та за різних температур трансмісійної оливи для коробки перемикачів передачі підйомної установки УПА 60/80А

Температура, К	Витрати потужності в КПП, кВт		Двигун / величини мінімальної ефективної питомої витрати палива, г/(кВт · год).		Витрати палива на привід КПП, напів-синтетична олива, кг/год.	Витрати палива на привід КПП, мінеральна олива, кг/год.
	Напів-синтетична олива	Мінеральна олива	ЯМЗ-238БЕ2 (турбонад.)	ЯМЗ-238ВМ (атм.)		
313	4,80	4,85	195	214	0,93-1,02	0,94-1,04
273	6,95	9,30			1,36-1,49	1,81-1,99
253	9,50	14,20			1,85-2,03	2,77-3,03

Величини мінімальної ефективної питомої витрати палива для атмосферних двигунів ЯМЗ-238ВМ потужністю 176 кВт на оборотах колінчастого валу двигуна 1300 хв^{-1} складають 214 г/(кВт · год); номінальної ефективної питомої витрати палива атмосферних двигунів ЯМЗ-238ВМ на оборотах колінчастого валу двигуна 2100 хв^{-1} – 259 г/(кВт · год).

Величини мінімальної ефективної питомої витрати палива наддувних двигунів ЯМЗ-238БЕ2 потужністю 220 кВт на оборотах колінчастого валу двигуна 1400 хв^{-1} – 195 г/(кВт · год); номінальної ефективної питомої витрати палива наддувних двигунів ЯМЗ-238БЕ2 на оборотах колінчастого валу двигуна 2100 хв^{-1} – 238 г/(кВт · год). На основних технологічних режимах, пов'язаних з бурінням та ремонтом свердловин можна прийняти середню питому витрату палива 220 г/(кВт · год).

В результаті розрахунків було встановлено (табл. 5.1), що перевитрата палива, необхідна для прокручування валів коробки передач підіймальної установки моделі УПА 60/80А з різними силовими приводами при температурі навколишнього середовища 253 К в момент пуску для мінеральної оливи ТАп-15В складає 1,83-1,99 кг, для напівсинтетичного ТМ-5-18 – 0,92-1,01 кг у порівнянні з температурою 313 К. Подальше прокручування коробки передач при 273 К приводить до зниження витрат палива, досягнувши 0,87-0,95 кг для оливи ТАп-15В і 0,43-0,47 кг для ТМ-5-18 у порівнянні з оптимальною температурою 313 К.

Що стосується зменшення втрат енергії в агрегатах трансмісії, то розрахунки показують, що втрати потужності в коробці перемикачів передач з мінеральною оливою ТАп-15В підіймальної установки УПА 60/80А за температури 273 К складуть 5,28 %, за температури 313 К складуть 2,76 %; втрати потужності в коробці перемикачів передач з напівсинтетичною оливою ТМ-5-18 підіймальної установки УПА 60/80А за температури 273 К складуть 3,95 %, за температури 313 К складуть 2,73 %. Тобто, при використанні запропонованої системи підігріву коробки перемикачів передач з мінеральною оливою ТАп-15В теплотою відпрацьованих газів двигуна, механічний ККД коробки передач зросте з 94,72 % до 97,24 % або на 2,52 %.

На підставі даних, отриманих розрахунково-експериментальним шляхом, сформульовані наступні рекомендації, покликані підвищити ефективність

роботи трансмісійних агрегатів підіймальних установок для ремонту свердловин:

1. Робочою температурою трансмісійних агрегатів підіймальних установок є температура 30...80 °С. При менших температурах трансмісійної оливи збільшуються втрати енергії в трансмісійних агрегатах, при більших – підвищується зношування зубчастих передач.

2. В діапазоні 30...80 °С втрати енергії в трансмісійних агрегатах мають практично однакову величину, тому оптимальною температурою з точки зору прогрівання агрегатів трансмісії є температура 30...40 °С.

3. В умовах експлуатації для швидкого прогріву коробки перемикачання передач без встановленої системи додаткового підігріву рекомендується підвищена частота обертання колінчастого вала двигуна – 1400 ... 1600 хв⁻¹. В цьому випадку при початковій температурі навколишнього середовища 263 К час нагрівання оливи в коробці передач до оптимального значення пришвидшиться в 2-3 рази.

4. Для реалізації запропонованого методу зниження втрат енергії в коробці передач на транспортній базі підіймальної установки необхідно встановити додаткове обладнання: трубопровід подачі відпрацьованих газів, електропривід із заслінкою, контактний термодавач з силовим реле, кнопку вмикання системи підігріву. Керуюче реле спільно з кнопковим вимикачем, встановлюється в кабіні підіймальної установки для вільного доступу водія. Водію також бажано відстежувати температурний стан агрегату, для чого в коробці передач встановлюється термодавач, а в кабіні показчик для виведення значення температури оливи в коробці передач.

5. Аналіз одержаних даних показав, що високу ефективність теплопередачі до агрегатів трансмісії та зниження витрат енергії в трансмісії можна досягти за рахунок максимальної різниці температур відпрацьованих газів і трансмісійної оливи. Тому при експлуатації підіймальної установки раціональним є збільшення різниці температур теплоносіїв. Це можливо

зробити за рахунок зростання температури відпрацьованих газів двигуна установки.

6. Для забезпечення досягнення мінімального значення оптимальної температури трансмісійної оливи та уникання перегріву додаткове підігрівання трансмісійних агрегатів відпрацьованими газами повинно здійснюватись до $30...35\text{ }^{\circ}\text{C}$ з автоматичним відключенням системи в діапазоні $35...40\text{ }^{\circ}\text{C}$ по командах від датчика температури.

7. Для реалізації ефективної передачі теплового потоку теплоспоживачеві (трансмісійним агрегатам) витрата відпрацьованих газів не повинна бути менше $0,075\text{ кг/с}$. Зменшення втрат теплової енергії з поверхні трансмісійних агрегатів дозволить зберігати до 10% теплоти.

8. При використанні запропонованої системи підігріву коробки перемикачів передач з мінеральною оливою ТАп-15В теплотою відпрацьованих газів двигуна, механічний ККД коробки перемикачів передач підіймальної установки УПА 60/80А зростає з $94,72\%$ до $97,24\%$ або на $2,52\%$.

5.2 Покращення енергетичних показників дизельних силових приводів при конвертації на продукти конверсії метанолу

Експериментальні залежності зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна D21A1, який працює на дизельному паливі та продуктах конверсії метанолу, були представлені на рис. 4.16 та 4.17. Важливо зазначити, що для нормального згорання продуктів конверсії метанолу та метанолу, стехіометричний склад суміші становить $1\text{ кг палива} / 6,45\text{ кг повітря}$, в той час як для дизельного палива цей склад становить $1\text{ кг палива} / 14,3\text{ кг повітря}$. У зв'язку з цим, були експериментально визначені значення ефективної потужності N для дизельного палива та для продуктів конверсії метанолу при різних співвідношеннях паливо/повітря.

З'ясувалося, що значення ефективної потужності двигуна N , який працює на продуктах конверсії метанолу (за співвідношенням 1 кг метанолу / 14,3 кг повітря), в середньому зменшилось на 45 % в порівнянні з дизельним паливом в усіх діапазонах частоти обертання колінчастого вала. Водночас, при співвідношенні 1 кг метанолу / 6,45 кг повітря, ефективна потужність двигуна N збільшилась на 14 % в порівнянні з дизельним паливом по всьому діапазону частоти обертання колінчастого вала.

Питома витрата досліджуваних видів палива згідно з рис. 4.18 суттєво відрізняється. Тому для коректності порівняння показників були проведені експериментальні дослідження ефективної потужності дизельного палива, зрідженого метанолу та продуктів конверсії метанолу для стехіометричного складу суміші (рис. 5.3).

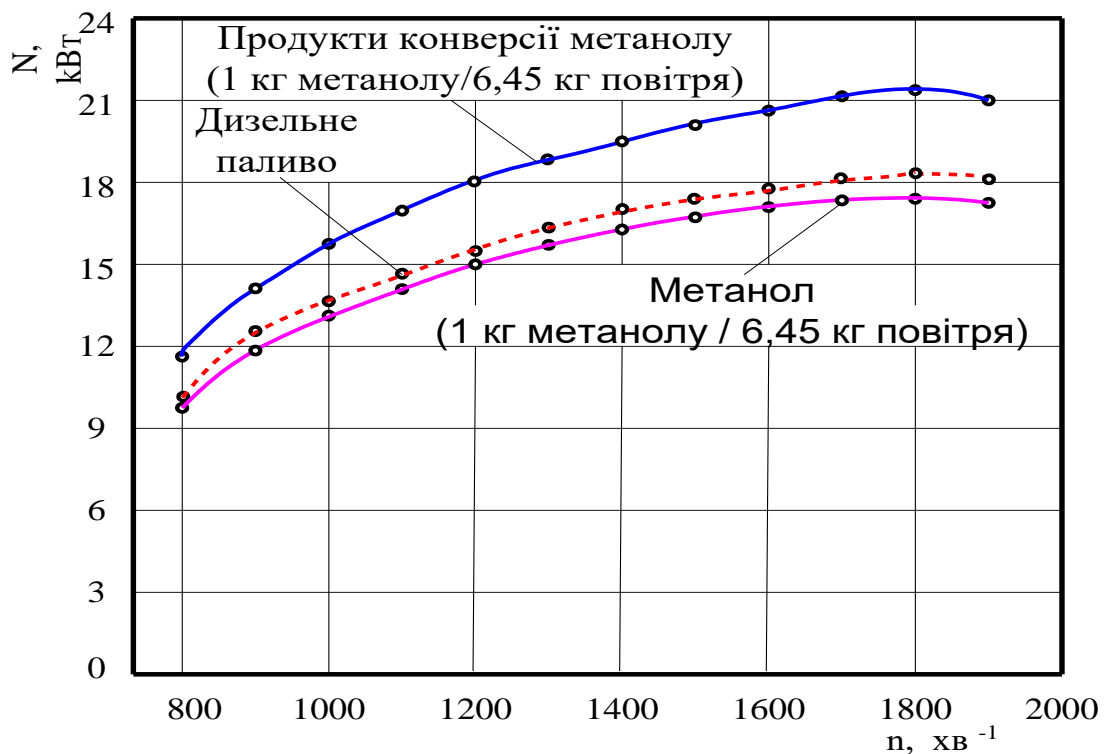


Рисунок 5.3 Експериментальні залежності ефективної потужності N від частоти обертання колінчастого вала двигуна n різних моторних палив для стехіометричного складу суміші

З одержаних результатів можна зробити висновки, що для дизельного двигуна, конвертованого на продукти конверсії метанолу, значення ефективної потужності сумішей метанол-повітря у всьому діапазоні частоти колінчастого вала, є вищими, ніж значення ефективної потужності дизельно-повітряних сумішей.

Разом з тим, значення ефективної потужності двигуна при роботі на зрідженій метанольно-повітряній суміші дещо менше, ніж значення ефективної потужності дизельно-повітряних сумішей. Це пояснюється наступним. Масова енергоємність (теплота згорання) зрідженого метанолу (19,7 МДж/кг) становить 46 % масової енергоємності дизельного палива (42,5 МДж/кг). Однак теплота згорання сумішей метанол-повітря та дизель-повітря мало відрізняється у разі їх спалювання в двигуні, оскільки для спалювання 1 кг метанолу потрібно 6,45 кг повітря, а для спалювання 1 кг дизельного палива йому потрібно 14,3 кг повітря (стехіометричні співвідношення).

Незважаючи на те, що при спалюванні 1 кг метанолу виділяється менше тепла (19,7 МДж / кг), ніж при спалюванні 1 кг дизельного палива (42,5 МДж/кг), ефективні показники (співвідношення енергії на 1 кг паливної суміші) порівнянні. Наприклад, теплота згорання сумішей метанол-повітря становить $19,7 / (1 + 6,45) = 2,64$ МДж/кг. Теплота згорання дизельно-повітряних сумішей становить $42,5 / (1 + 14,3) = 2,78$ МДж/кг. Це 95,0 % теплоти згорання метанол-повітряної суміші від теплоти згорання дизельно-повітряної суміші. Тому на практиці дизельні та метанольні двигуни однакових робочих об'ємів мають близькі значення ефективної потужності.

Для продуктів перетворення метанолу теплота згорання сумішей метанол-повітря становить $23,9 / (1 + 6,45) = 3,21$ МДж/кг. Це 115,5 % теплоти згорання метанол-повітряної суміші продуктів перетворення метанолу від теплоти згорання дизельно-повітряних сумішей. Тобто при конвертації дизельного двигуна на продукти конверсії метанолу, значення ефективної потужності сумішей метанол-повітря у всьому діапазоні частоти колінчастого

вала, будуть вищими, ніж значення ефективної потужності дизельно-повітряних сумішей, в середньому, на 15 %.

5.3 Покращення екологічних показників дизельних силових приводів при конвертації на продукти конверсії метанолу

В сьогоdnішній час важливою складовою реалізації будь-яких технологічних та технічних рішень є зміна екологічних показників [8]. Очевидною перевагою заходів з енергозощадження підймальних установок для ремонту свердловин є зменшення викидів діоксиду вуглецю CO_2 , що є вкладом у вирішення глобальної загальносвітової проблеми.

Це пов'язано з тим, що метанол та продукти його конверсії є відновлювальним паливом. Дизельне ж паливо є продуктом переробки викопної нафти. Тому при згоранні метанолу відбувається замкнений цикл обігу діоксиду вуглецю, а при згоранні дизельного палива величина діоксиду вуглецю на планеті зростає.

Разом з тим, надзвичайно актуальною проблемою для дизельних двигунів є високі викиди оксидів азоту. Це є головною причиною, чому сучасні двигуно-та автовиробники знімають з виробництва дизельні двигуни. Тому дослідження зміни викидів оксидів азоту є одним з надзвичайно важливих завдань даної дисертаційної роботи. Крім оксидів азоту суттєвий внесок в загальну токсичність відпрацьованих газів оказують також оксиди вуглецю та вуглеводні. Тому в даній дисертаційної роботи були виконані й експериментальні дослідження зміни викидів зазначених токсичних компонентів.

Для вимірювання вмісту токсичних складових у відпрацьованих газах експериментального двигуна використовувався сучасний п'ятикомпонентний газоаналізатор 0 класу точності Автотест-02.03П (рис. 5.4).



Рисунок 5.4 – Газоаналізатор Автотест-02.03П для вимірювання вмісту токсичних компонентів

При вимірюванні токсичних компонентів у відпрацьованих газах експериментального двигуна співвідношення повітря/метанол становило: 6,45 кг повітря/1 кг метанолу. Аналізуючи зміну вмісту токсичних компонентів у відпрацьованих газах при переході з дизельного палива на продукти конвертації метанолу можна відмітити наступне. Відбувається істотне зниження вмісту оксидів азоту у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого валу експериментального двигуна (рис. 5.5).

Так, при частоті обертання колінвалу двигуна $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ вміст оксидів азоту знизився з 1135 ppm при роботі двигуна на дизельному паливі до 460 ppm при роботі двигуна на продуктах конвертації метанолу. Тобто зниження вмісту оксидів азоту склало 59,6 %. При частоті обертання колінчастого валу двигуна $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах знизився з 825 ppm при роботі двигуна на дизельному паливі до 305 ppm при роботі двигуна на продуктах конвертації метанолу. Тобто зниження вмісту оксидів азоту склало 53,0 %.

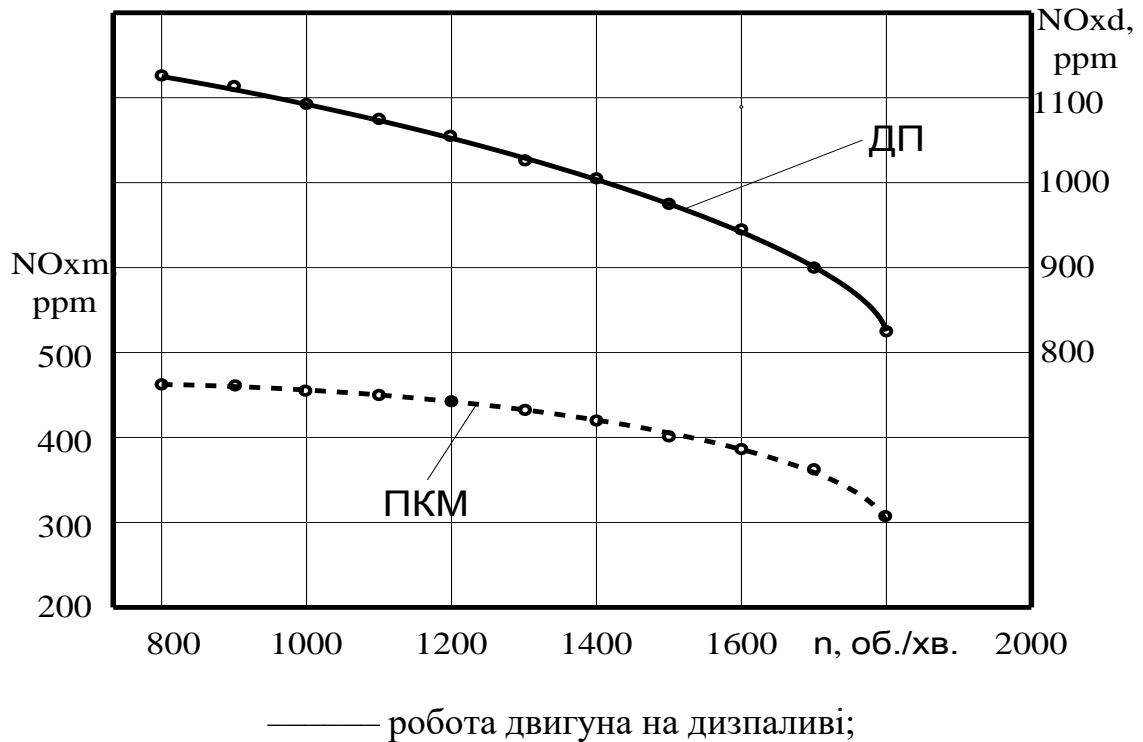


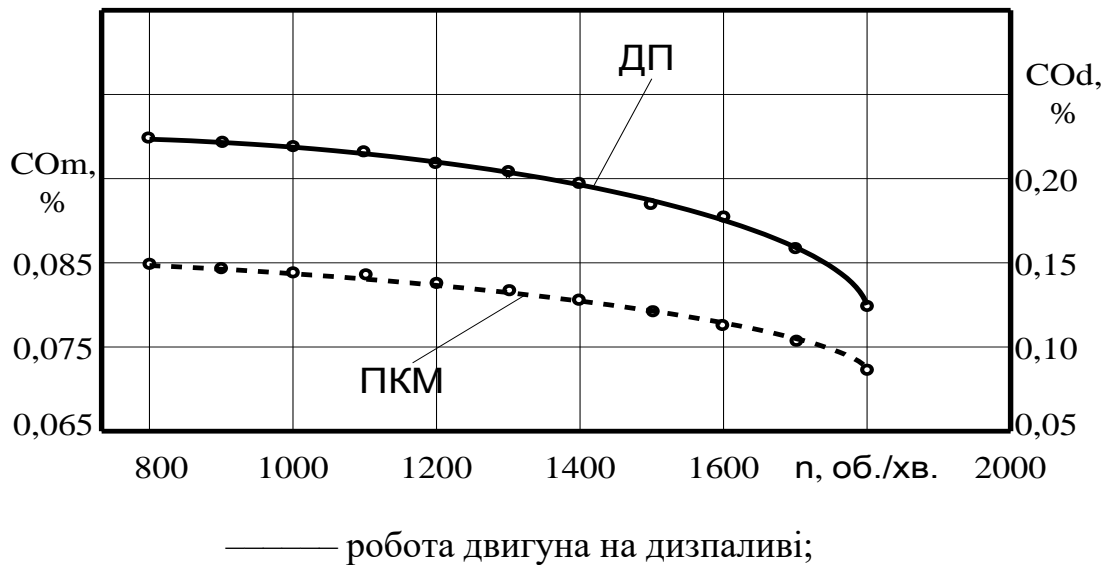
Рисунок 5.5 – Експериментальні залежності вмісту оксидів азоту у відпрацьованих газах від частоти обертання колінвала двигуна n за різних моторних палив

Зниження вмісту оксидів азоту при роботі експериментального двигуна на дизельному паливі, у порівнянні з роботою двигуна на продуктах конвертації метанолу, пояснюється нижчими швидкостями тепловідділення та меншим зростання тиску згоряння в двигуні.

Експериментальні дослідження показали, що відбувається суттєве зниження вмісту оксиду вуглецю у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого валу (рис. 5.6). Так, при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ вміст оксиду вуглецю знизився з 0,225 % при роботі двигуна на дизельному паливі до 0,150 % при роботі двигуна на продуктах конвертації метанолу.

При частоті обертання колінвала двигуна $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ вміст оксиду вуглецю знизився з 0,085 % при роботі двигуна на дизельному паливі до 0,072

% при роботі двигуна на продуктах конвертації метанолу. Тобто зниження вмісту оксиду вуглецю при роботі двигуна на продуктах конвертації метанолу відбувається в межах 62,2-52,0 %.

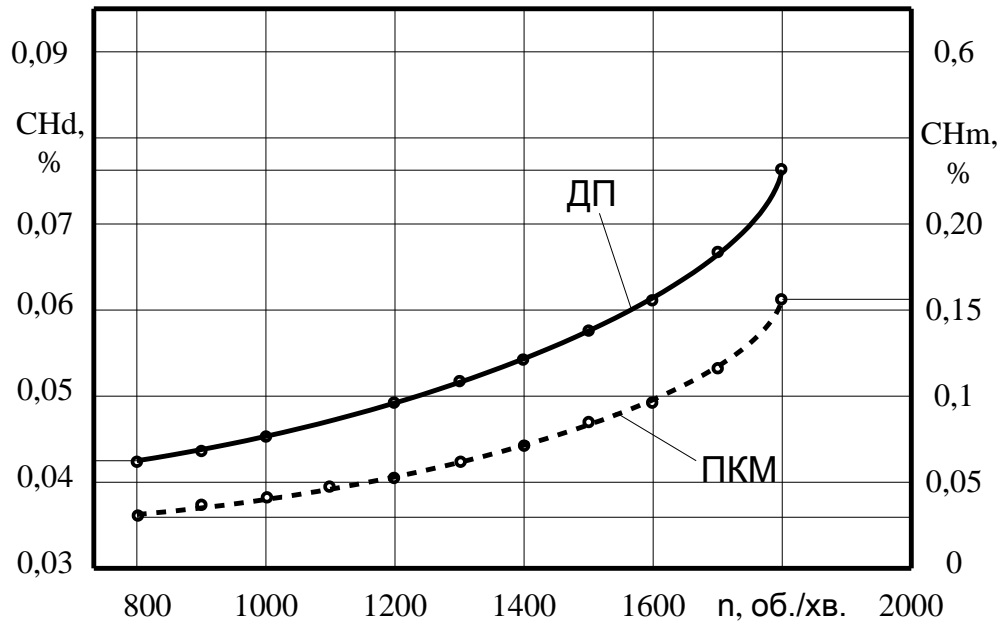


..... робота двигуна на продуктах конвертації метанолу;

Рисунок 5.6 – Експериментальні залежності вмісту оксиду вуглецю у відпрацьованих газах від частоти обертання колінвала двигуна n за різних моторних палив

В результаті експериментальних досліджень з'ясовано, що вміст вуглеводнів дещо підвищується у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого валу (рис. 5.7). Так, при частоті обертання колінчастого валу двигуна $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ вміст вуглеводнів змінюється з 0,042 % при роботі двигуна на дизельному паливі до 0,031 % при роботі двигуна на продуктах конвертації метанолу. Тобто зниження вмісту вуглеводнів склало 26,2 %.

При $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ вміст вуглеводнів зростає з 0,077 % при роботі експериментального двигуна на дизельному паливі до 0,155 % при роботі двигуна на продуктах конвертації метанолу. Тобто підвищення вмісту вуглеводнів склало 2,01 рази.



————— робота двигуна на дизпаливі;

·········· робота двигуна на продуктах конвертації метанолу;

Рисунок 5.7 – Експериментальні залежності вмісту вуглеводнів у відпрацьованих газах від частоти обертання колінвала двигуна n за різних моторних палив

5.4 Техніко-економічна ефективність від конвертації дизельних двигунів підймальних установок для ремонту свердловин на продукти конверсії метанолу

Для аналізу запропонованих рішень з енергозбереження за рахунок переобладнання дизельних двигунів підймальних установок для ремонту свердловин на продукти конверсії метанолу важливою складовою є розрахунок техніко-економічної ефективності переобладнання [13].

Конкретна вартість переобладнання та терміну окупності залежить від багатьох чинників: цін на дизельне паливо та метанол, режимів роботи та конструктивних особливостей переобладнаних двигунів, типу та покоління газобалонного обладнання, конструктивних особливостей термохімічного

реактору. Зокрема, конвертація дизельних двигунів підіймальних установок може здійснюватись на механічну систему подачі газомоторного палива першого-другого поколінь або електронну систему подачі газу третього-четвертого поколінь.

В загальному для переобладнання дизельних двигунів підіймальних установок на продукти конверсії метанолу необхідно виконати наступне:

- встановити газобалонну апаратуру;
- змонтувати систему запалення;
- встановити на вихлопний тракт термохімічний реактор;
- знизити ступінь стиснення конвертованого на метанол дизельного двигуна.

Газобалонне обладнання пропонується монтувати на профільних підприємствах з відповідними сертифікатами з метою максимального забезпечення техніки безпеки. Вартість моделей газового устаткування та монтажних робіт брались як середні по станціях технічного обслуговування і монтажу газобалонного обладнання України.

По другому пункту здобувачем пропонується оснащувати конвертовані дизельні двигуни сучасною електронною системою запалення власного виготовлення та розробки (рис. 5.8). На даний момент є досвід встановлення розробленої електронної системами запалення на дизельний двигун лабораторної установки та чотирьохциліндровий дизельний автомобільний двигун.

Термохімічний реактор – сукупність змійовиків навколо випускного тракту в термоізоляційному корпусі – це по суті досить проста і дешева конструкція, яка може бути виконана в будь-якій слюсарній майстерні.

Для довготривалої експлуатації конвертованих на продукти конверсії метанолу двигунів ступінь стиснення базових дизельних двигунів треба зменшувати до 11,5...12,5 за рахунок збільшення об'ємів камер згоряння. Це пов'язано з тим, що октанове число продуктів конверсії метанолу складає 114.



Рисунок 5.8 – Будова розробленої системи запалення для переобладнання дизельних двигунів на продукти конверсії метанолу

Дефорсування по ступені стиснення можливо реалізувати шляхами розточування днищ поршнів або встановленням під головки блоків циліндрів додаткових прокладок. Демонтажі головок блоків та встановлення додаткових прокладок під головки блоків циліндрів є відносно не складними операціями і можуть бути реалізовані, наприклад, на базі виробничого обслуговування УБР.

Економія в результаті використання продуктів конверсії метанолу досягається, як різниця між фінансовими витратами на сто кілометрів пробігу або на одну мотогодину на дизельне паливо до конвертації двигуна і витратами на газоподібні продукти конверсії метанолу після конвертації з врахуванням витрат на термохімічний реактор, газобалонне обладнання та на монтаж устаткування.

У залежності від конструктивних особливостей переобладнаного двигуна можливе навіть залишення дизельної штатної системи живлення, яка буде використовуватись в якості резервної у випадку проблем з постачанням метанолу або виходу з ладу термохімічного реактору. Але слід зауважити, що в дизельному режимі переобладнаний двигун буде працювати з дещо нижчою

потужністю у зв'язку з необхідністю зниження ступеня стиснення базового двигуна.

У зв'язку з нестабільними курсами національної грошової одиниці техніко-економічні розрахунок окупності проводився в доларах США за курсом Національного банку України 26,80 грн./1 долар США станом на 12 серпня 2021 р.

Точна вартість конвертації двигуна на продукти конверсії метанолу та термінів окупності розраховуються у залежності від конструктивних особливостей конвертованого двигуна, динаміки цін на дизельне паливо та метанол, моделі газобалонного устаткування та інших чинників і може змінюватись в певних межах. Так, наприклад, вартість газобалонного устаткування першого або другого покоління для 8-циліндрового двигуна ЯМЗ-238 починається від 300 доларів США (8 тис. грн.), а четвертого покоління для тієї ж моделі двигуна – від 900 доларів США (24 тис. грн.)

Середня вартість одного літра дизпалива на автозаправках України станом на 12.08.2021 року була 28 грн. 47 коп. (1,06 доларів США). На автозаправках України метанол не продається, але спотові партії метанолу в 2021 році в Україні продавали в діапазоні 250-350 доларів за тону. Прийmemo в розрахунках середнє значення 300 доларів за тону. Тоді за густини метанолу 792 кг/м^3 при температурі 20°C , вартість одного його літра складе 0,238 долара за літр метанолу.

Проведемо розрахунок окупності для підймальних установок для ремонту свердловин моделі УПА 60/80А (двигун ЯМЗ-238ВМ) на шасі автомобіля КраЗ-63221-04 (рис. 5.1). Згідно паспортних даних двигуна ЯМЗ-238ВМ, його питома витрата палива g_e дорівнює $214 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год.)}$, максимальна ефективна потужність двигуна складає 176 кВт (240 к.с.). Прийmemo, що середня величина потужності, яка буде відбиратись лебідкою $N_{\text{леб}}$ складе 120 кВт. Прийmemo, що втрати в трансмісії підймальної установки від двигуна до

лебідки складуть 10 % або $\eta_{mp} = 0,9$. Тоді годинна витрата палива G_n підіймальної установки УПА 60/80А в зазначеному режимі складе

$$G_n = \frac{N_{лебге}}{\eta_{дк}} = \frac{120 \cdot 0,214}{0,9} = 28,53 \frac{кг}{год}. \quad (5.1)$$

За середньої густини дизельного палива $835 \frac{кг}{м^3}$ витрата дизельного палива підіймальної установки УПА 60/80А в літрах складе $34,17 \frac{л}{год}$.

Заокруглимо розраховане значення до $34 \frac{л}{год}$.

Одним з основних чинників, які будуть впливати на економічну доцільність конвертації дизельних двигунів підіймальних установок при їхньому переведенні на продукти конверсії метанолу є співвідношення між витратою дизельного палива та продуктами конверсії метанолу. Здобувачем виконаний аналіз відносних витрат палив для різних поколінь газобалонної апаратури, усереднені результати якого наведені в табл. 5.2.

Співвідношення між витратами дизельного палива та продуктами конверсії метанолу залежать від вказаних в підрозділі 5.2 стехіометричних співвідношень паливо-повітря. Для нормального згорання 1 кг дизельного палива необхідно 14,3 кг повітря. Для нормального згорання 1 кг продуктів конверсії метанолу необхідно 6,45 кг повітря. Тоді співвідношення між витратою дизельного палива та витратою продуктів конверсії метанолу складе

$$(1 + 14,3) / (1 + 6,45) = 2,05.$$

Тобто для нормального згорання палива у переобладнаному двигуні потрібно продуктів конверсії метанолу в 2,05 рази більше (по масі), ніж дизельного палива (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Співвідношення між витратою дизельного палива та продуктів конверсії метанолу та середня вартість палива станом на 12.08.2021 р.

Функціонування конвертованого двигуна на видах палива	Відносна витрата різних видів палив	Відносна витрата газу для різних поколінь ГБО, %	Відносна витрата різних видів палив для різних поколінь ГБО	Вартість літра палив станом на 12.08.21 р., доларів США / грн. (%)	Вартість ПКМ по відношенню до вартості дизпалива станом 12.08.21 р., доларів США / грн. (%)
На ДП до переобладнання	1	100		1,06 / 28,47 (100)	100
На ПКМ після конвертації, ГБО 1,2 поколінь	2,05	110	2,37	0,238 / 6,38 (22,5)	0,57 / 15,18 (53,33)
На ПКМ після конвертації, ГБО 4 покоління		100	2,05		0,49 / 13,14 (46,13)

Зауважимо, що у вказаній таблиці не наводяться аналітичні дані по третьому та п'ятому поколіннях газобалонного обладнання. Це пов'язано з тим, що в даний час третє покоління газобалонного обладнання вже фактично не монтується фірмами-установниками газобалонного устаткування, а п'яте покоління газобалонного устаткування ще на погляд дисертанта є не достатньо доведеним та спробуваним газобалонним устаткуванням, а тому дисертант

вважає монтаж п'ятого покоління газобалонного обладнання на сьогоднішній день не виправданим з точки зору його надійності.

Приймаємо, що переобладнання будемо здійснювати на газобалонну установку другого покоління, як на дослідному стенді. У середньому, згідно таблиці 5.2 приймаємо, що дизельний двигун ЯМЗ-238ВМ підіймальної установки УПА 60/80А при роботі на продуктах конверсії метанолу буде використовувати газоподібне паливо з розрахунку на один літр споживання дизпалива в дизельному режимі до 2,37 літра продуктів конверсії метанолу в газомоторному режимі.

Згідно проведених розрахунків для підіймальної установки УПА 60/80А із двигуном ЯМЗ-238ВМ при виконанні спуско-підіймальних операцій витрата дизельного палива, в середньому, становить $34 \frac{\text{л}}{\text{год}}$. Тоді після переобладнання дизельного двигуна для роботи на продуктах конверсії метанолу витрата метилового спирту в газоподібному стані складе $80,6 \frac{\text{л}}{\text{год}}$.

Орієнтовна собівартість переобладнання підіймальної установки УПА 60/80А наведена в табл. 5.3.

При ціні одного літра дизпалива 28,47 грн. (1,06 доларів США), витрати на дизпаливо на одну мотогодину роботи підіймальної установки УПА 60/80А до переобладнання складуть 968 грн. (36,12 доларів США). Після переобладнання на продукти конверсії метанолу, при вартості одного літра метанолу 6,38 грн. (0,238 доларів США), витрати на паливо на одну мотогодину роботи підіймальної установки УПА 60/80А будуть становити 514 грн. (19,18 доларів США). Економія складе 16,94 доларів США на одну мотогодину роботи підіймальної установки УПА 60/80А або 46,9 %.

В розрахунку для дизельного двигуна ЯМЗ-238ВМ для монтажу обране газобалонне устаткування італійського виробництва четвертого покоління, як оптимальне згідно співвідношення ціна-якість.

Таблиця 5.3 – Середня собівартість переобладнання дизельного двигуна підйимальної установки УПА 60/80А на продукти конверсії метанолу

Назва обладнання та робіт	Вартість, грн. / доларів США	Примітка
Газобалонне устаткування четвертого покоління, для восьмициліндрового двигуна, виробництво – Італія, монтаж + обладнання	24120 / 900	Газобалонне устаткування італійського виробництва другого покоління для восьмициліндрового двигуна – 300 доларів США
Комплектуючі електронної системи запалювання для восьмициліндрового двигуна, монтаж системи запалювання та дефорсування для восьмициліндрового двигуна	40200 / 1500	Комплектуючі системи запалювання для чотирьохциліндрового двигуна, монтаж системи запалювання та дефорсування для чотирьохциліндрового двигуна – близько 1000 доларів США
Виготовлення термохімічного реактору	13400 / 500	Для чотирьохциліндрового двигуна – 300 доларів США

Час роботи до окупності підйимальної установки УПА 60/80А із двигуном ЯМЗ-238ВМ, згідно наведених розрахунків та собівартості переобладнання (табл. 5.3) при застосування газобалонного устаткування четвертого покоління становить:

$$(900+1500+500)/16,94=171 \text{ мотогодина роботи}$$

або три-чотири місяці експлуатації підйимальної установки УПА 60/80А з врахуванням часу на технічні обслуговування та поточні ремонти установки.

Потрібно відмітити, що при розрахунках економічної ефективності здобувачем не була врахована додаткова економія від підвищення ресурсу циліндропоршневої групи двигуна. Ресурс переобладнаного на продукти конверсії метанолу двигуна підйимальної установки УПА 60/80А дещо зросте оскільки:

- підвищення тиску в циліндрах двигунів при згоранні газоподібних продуктів конверсії метанолу відбувається більш плавно, ніж для дизпалива;
- ступінь стиснення конвертованого газового двигуна (11,5...12,5) менше, ніж у базового дизельного;
- продукти конверсії метанолу не містять сторонніх домішок, на відміну від дизельного палива.

Крім цього, потрібно зупинитись ще на додаткових важливих перевагах конвертованих на продукти конверсії метанолу дизельних двигунів:

- переобладнані на продукти конверсії метанолу двигуни дозволять перевищити приблизно на 15 % заводську потужність базових двигунів до конвертації;
- максимальна величина крутного моменту також буде дещо збільшена. При цьому точка досягнення максимального ефективного крутного моменту двигуна зміститься у бік більш високих оборотів колінчастого вала;
- рівень шуму переобладнаного дизельного двигуна зменшиться на 10-15 ДБ.

Таким чином, виконані дослідження показали, що переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є енергетично та економічно вигідним.

Висновки до п'ятого розділу

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. При використанні запропонованої системи підігріву агрегатів трансмісії теплотою відпрацьованих газів двигуна, механічний ККД коробок перемикачів передач підіймальних установок зростає з 94-95 % до 97-98 %.

2. Встановлено, що економічність двигуна на режимі холостого ходу залежить від його швидкісного режиму. В середньому, величина 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 підвищиться в 2,05-2,37 рази. З врахуванням того, що ціна метанолу складає, в середньому, 20-25 % від вартості дизельного палива, переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є дуже вигідним.

3. Зниження фінансових витрат на паливо супроводжується поліпшенням екологічних якостей конвертованого дизеля, що працює спільно з термохімічним реактором конверсії метанолу. Зокрема, у залежності від частоти обертання колінчастого валу та навантаження на двигун утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах знижувалося на 53-60 %, зменшення вмісту оксиду вуглецю відбувалось в межах 52-62 %.

4. 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.

5. Застосування пропонованого способу утилізації енергії випускних газів в транспортних двигунах для підігріву трансмісійних агрегатів та конверсії продуктів метанолу є досить перспективним. Завдяки технічній простоті його реалізація не вимагає великих фінансових вкладень та кардинального переобладнання існуючого виробництва підіймальних установок.

6. Термін окупності при конвертації дизельних двигунів підіймальних установок на продукти конвертації метанолу буде складати близько трьох-чотирьох місяців з врахуванням витрат часу на технічні обслуговування та поточні ремонти установок. При розрахунках економічної ефективності не враховувалась економія від зростання ресурсу циліндропоршневої групи, тому реальний термін окупності при конвертації дизельних двигунів підіймальних установок буде ще менший.

7. Важливим стимулом подальшого розвитку пропонованих систем є те, що вони обумовлюють можливість сукупного вдосконалення характеристик установок за комплексом показників. Їхня реалізація на підіймальних установках дозволяє, зокрема, утилізувати відхідну теплову енергію, удосконалювати процеси згоряння, покращувати екологічні якості технологічного транспорту, забезпечуючи при цьому можливість заміни традиційного нафтового палива альтернативним енергоносієм з поновлюваних, в тому числі біологічних джерел, сприяючи таким чином вирішенню глобальної проблеми ресурсозбереження.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна наукова задача зниження енергоспоживання підймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової промисловості шляхом розроблення випереджаючих технічних рішень та новітніх методів енергозбереження в силових приводах підймальних установок за рахунок ефективного застосування теплоти відпрацьованих газів для підвищення використання енергії в двигунах та зниження втрат енергії в трансмісії підймальних установок. Результати виконаних теоретичних та експериментальних досліджень дозволяють зробити наступні основні висновки:

1. Встановлено, що на сьогодні в Україні та світі силові приводи підймальних установок для ремонту свердловин мають значні резерви для підвищення їхньої енергоефективності. З'ясовано, що ефективними напрямками підвищення енергоефективності підймальних установок для ремонту свердловин є використання теплоти відпрацьованих газів двигуна та забезпечення оптимального температурного режиму агрегатів трансмісії, використання яких дозволить на 20-25 % знизити енергоспоживання силових приводів підймальних установок;

2. Розроблено удосконалений метод покращення енергоефективності трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок швидкого прогрівання та підтримання необхідного температурного режиму агрегатів трансмісії та створена математичну модель енергоефективності різних схем трансмісійних агрегатів в підймальних установках для ремонту свердловин. При використанні запропонованої системи підігріву агрегатів трансмісії теплотою відпрацьованих газів двигуна, механічний ККД коробок перемикання передач підймальних установок зростає з 94-95 % до 97-98 %;

3. Розроблений метод підвищення енергоефективності дизельних силових приводів підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів силового агрегату та

переобладнання двигунів на газоподібні продукти конвертації метанолу. Обґрунтовано фізико-хімічні основи пропонованого методу та встановлено, що енергоефективність дизельних силових приводів зростає на 21 %;

4. Проведені експериментальні стендові дослідження енергетичних, потужнісних та екологічних параметрів дизельних силових приводів, конвертованих на альтернативні газоподібні продукти конвертації метанолу, з метою перевірки коректності математичної моделі та встановлення взаємозв'язків між потужнісними, енергетичними та екологічними характеристиками. Отримані результати експериментальних досліджень підтвердили теоретичні розрахунки та достовірність математичного моделювання. Встановлено, що ефективна потужність конвертованого двигуна, який працював на продуктах конверсії метанолу (1 кг метанолу / 6,45 кг повітря), зросла на 14 % порівняно з базовим дизельним двигуном;

5. Виконано порівняльне дослідження вартості конвертації дизельних двигунів підіймальних установок для ремонту свердловин на продукти конверсії метанолу та покращення паливно-економічних характеристик. Встановлено, що термін окупності при конвертації дизельних двигунів підіймальних установок на продукти конвертації метанолу буде складати близько 3-4 місяців. Зниження фінансових витрат на паливо супроводжується поліпшенням екологічних якостей конвертованого дизеля, що працює спільно з термохімічним реактором конверсії метанолу. Зокрема, у залежності від частоти обертання колінчастого валу та навантаження на двигун утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах знижувалося на 53-60 %, зменшення вмісту оксиду вуглецю відбувалось в межах 52-62 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антощенко Р. В. Динаміка та енергоефективність багатоелементних сільськогосподарських агрегатів: дис. ... д-ра с.-г. наук : 05.05.11 / Харків: ХНТУ сільс. госп. ім. П.Василенка, 2018. 390 с.
2. Бганцев В. Н., Левтеров А. М., Кайдалов А. А., Канило П. М.. Газовый двигатель на базе дизеля Д-21. *Авіаційно-космічна техніка і технологія. Збірник наукових праць*. 2002. Вип. 30. С. 24-27.
3. Бганцев В. Н., Левтеров А. М., Мараховский В. П. Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения. *Мир техники и технологий*. 2003. Вип. 10. С. 74–75.
4. Безруких П. П. Нетрадиционные возобновляемые источники энергии. *Топливо-энергетический комплекс*. 2002. Вип. 2. С. 53–57.
5. Богомолов В. А., Абрамчук Ф. И., Манойло В. М., Воронков А. И. Особенности конструкции экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч13/14 с искровым зажиганием. *Вісник ХНАДУ*. 2007. Вип. 37. С. 43-47.
6. Бондаренко Е. В., Филиппов А. А. Оценка экологической опасности и экономической эффективности эксплуатации автомобилей на альтернативных видах топлива. *Вестник ОГУ*. 2004. Вип. 7. С. 138–142.
7. Будзуляк Б. В. Перспективы использования природного газа в качестве моторного топлива. *Газовая промышленность*. 2005. Вип. 4. С. 17-19.
8. Булатов А. И., Проселков Ю. М., Шаманов С. А. Техника и технология бурения нефтяных и газовых скважин: Учебник для вузов. М.: ООО «НедраБизнесцентр», 2009. 507 с.
9. Бухаленко Е. И., Бухаленко В. Е. Оборудование и инструмент для ремонта скважин. Недра, 1991. 336 с.
10. Вікович І. А., Черевко Ю.М., Зінько Р.В. Зниження динамічних навантажень у вантажних колісних машинах із пружно-демпфувальним

- зчленуванням: монографія. Львів: Галицька Видавнича Спілка, 2018. 166 с.
11. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю .В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М.: «ИРЦ». 2007. 480 с.
 12. Главацкий К. Ц., Кіфорук Ю. В. Дослідження і розробка відвала бульдозера з комбінованою ножовою системою. Вестник ХНАДУ. 2014, Вип. 65. С. 238-241.
 13. Глущенко В. В. Подригало М. А., Клец Д. М., Дубінін Є. О., Абрамов Д. В., Сергієнко О. Ю. Експериментальне дослідження параметрів стійкості та динамічності автомобільних цистерн у дорожніх умовах. Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України, 2014. Вип. 1(23). С.57-62.
 14. Гінзбург М. Д. Що таке енергоефективність? Галузевий Нормативно-термінол. центр нафтогаз. комплексу [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://msu.kharkov.ua/tc/cons/energo_efnov.html.
 15. Гнип М. М., Микитій І. М., Криштопа С. І. Дослідження економічної доцільності переобладнання дизельних двигунів нафтогазової галузі на альтернативні палива. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 4. С. 88–95.
 16. Горбай О.З., Зінько Р.В, Керницький І.С. Просторові секційні модулі колісних транспортних засобів. Вісник Національного університету «Львівська політехніка» Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2017. № 866. С. 18-25.
 17. ГОСТ 28ПЗ-89Е (СТ СЭВ 6348-88) Установки подъемные для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин. Типы и основные параметры. М., Изд-во стандартов, 1988. 34 с.
 18. Гусаков С. В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников. М.: РУДН. 2008. 318 с.

19. Денисюк С. П. Формування політики підвищення енергетичної ефективності – сучасні виклики та європейські орієнтири. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. Вип. 2. С. 7–22.
20. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509 – 88. М.: Издательство стандартов, 1988. 128 с.
21. ДСТУ 4276:2004. Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. Київ: Держспоживст. України, 2005. 14 с.
22. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Київ: Держспоживст. України, 2009. 16 с.
23. ДСТУ 4714:2007 Енергозбереження. Паливно-енергетичні баланси промислових підприємств. Методика побудови та аналізу: Держспоживст. України, 2007. 25 с.
24. Енергетична стратегія України на період до 2030 року / Схвалена розпорядженням КМ України 15.03.2006 р. № 145. - Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/145-2006-p>
25. Енергетична стратегія України до 2035 року: «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». Розпорядження КМ України від 18.08.2017 р. № 605-р. - Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245213112>
26. Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту. Вимоги та настанова щодо використання: ДСТУ ISO 50001:2014. – К.: Мін-во Економрозвитку України, 2014. 26 с.
27. Закон України про альтернативні палива. *Відомості ВР України*. 2013. № 19–20. С. 177.
28. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля. *Автомобільний транспорт*. Збірник наукових праць. 2005. № 16. С. 276-278.

29. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С. Техніко-економічні аспекти конвертації дизелів у газові двигуни. *Вісник СХУ імені В. Даля*. 2004. Вип. 7 (77). С. 114–117.
30. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С., Матейчик В. П. Дослідження можливості конвертації дизеля в газовий двигун. *Наукові нотатки: міжвуз. зб.* 2003. Вип. 13. С. 125–129.
31. Зінько Р.В. Розробка методів побудови замкненого комплексу енергоощадливих машин для сільського господарства. *Вісник Львівського національного аграрного університету (агроінженерні дослідження)*. 2009. №13. С. 376-379.
32. Кабанов А. Н. Основы использования природного газа в качестве топлива для автомобильных двигателей. Х.: Харьковський національний автомобільно-дорожній університет. 2012. 240 с.
33. Калініченко О. В., Перетятко І. В. Енергетична безпека України в умовах світової енергетичної кризи. *Екологія плюс*. 2010. Вип. 5. С. 2–10.
34. Канило П. М., Сарапина М. В. Будущее автотранспорта – альтернативные топлива и канцерогенная безопасность. *Автомобильный транспорт*. № 31. 2012. С 40–49.
35. Карамышева И. И., Чудновский А. Д., Данилов О. Ф. Анализ путей повышения эффективности использования спецтехники в нефтяном производстве. *Проблемы освоения нефтегазовых ресурсов Западной Сибири*: Межвуз. сб. науч. тр. Тюмень, 2009. с 229 - 234.
36. Кіндрацький Б.І., Сулим Г. Т. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій. Львів: КІНТАПРІ ЛТД, 2003. 280с.
37. Ковтун Г. Альтернативні моторні палива. *Вісник НАНУ*. 2005. Вип. 2. С. 19-27.
38. Козак Ф. В., Долішній Б. В., Криштопа С. І. Устаткування нафтогазового технологічного транспорту. Підручник. ІФНТУНГ. 2010. 235 с.

39. Колесова С. Б. Особенности моделирования бизнес-процессов на автотранспортных предприятиях нефтегазовой промышленности. *Альманах современной науки и образования*. Тамбов, 2010. № 11, ч. II. С. 132-150.
40. Колесова С. Б. Проблемы и особенности развития автотранспортного обслуживания на предприятиях нефтяной промышленности. *Вестник ИжГТУ*. Ижевск, 2010. № 4. С. 121-129.
41. Колесова С. Б. Формирование рынка автотранспортных услуг при реорганизации предприятий в нефтегазовой отрасли. *Казанская наука: сб. науч. ст.* Казан. издат. дом. 2010. № 8. Вып. 1. С. 68-79.
42. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. шк., 1980. 400 с.
43. Корпач А. О., Левківський О. О. Вплив використання біопалива на вміст шкідливих компонентів у відпрацьованих газах автотракторного дизеля. *Вісник НТУ*, 2011. № 22. С. 80–83.
44. Корсун А. О., Тюпа Д. В., Колодяжний І. О., Антощенко Р. В., Галич І. В. Вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин. *Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні: матеріали VII всеукраїнської наук.-практ. конф. молодих учених і здобувачів вищої освіти*. (м. Миколаїв, 24-26 квітня 2019 року). Миколаїв: МНАУ. 2019. С. 46-57.
45. Крижанівський Є. І., Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Експериментальні дослідження показників дизельного двигуна за умови його роботи на біометанолі. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2019. 86, Т.1. С. 90-100.
46. Криштопа Л. І., Микитій І. М., Козак Ф. В. Дослідження теплоти згорання піролізних газів для використання як палива для двигунів. *Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: тези доп. XXI–ї*

- міжнар. наук.-практ. конф. (м. Київ, 14-15 травня 2020). Київ, 2020. С. 581–586.
47. Криштопа С. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Конвертація дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні палива. Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту: тези доп. 8-ї міжнар. наук.-практ. конф. (м. Ізмаїл, 7 грудня 2017 р.). Ізмаїл, 2017. С. 148–150.
48. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Дослідження показників дизель-компресорного агрегату при його роботі на альтернативному біопаливі. *Нафтогазова енергетика*. 2019. 2 (32). С. 88–96.
49. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Мельник В. М., Дикун Т. В. Дослідження складу і теплоти згорання піролізних газів як палива для конвертованих на газ дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2019. (2). С. 84–94.
50. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Розроблення енергоефективної системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі. *Нафтогазова енергетика*. 2020. 1 (33). С. 81–89.
51. Криштопа С., Криштопа Л., Микитій І., Гнип М.. Дослідження показників конвертованого дизельного двигуна при його роботі на піролізному газі. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту: тези доп. I –ї міжнар. наук.-практ. конф. (Вінниця 13-15 травня 2019)*. Вінниця, 2019. С. 174–175.
52. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Козак Ф. В., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Створення математичної моделі розрахунку енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій. *Нафтогазова енергетика*. 2019. 2 (32). С. 88-96.

53. Криштопа С.І., Криштопа Л. І., Прунько І. Б., Мельник В. М., Гнип М. М. Експериментальні дослідження металополімерних пар тертя з врахуванням трибоелектричних процесів. *Проблеми трибології*. 2016. 4. С. 55–60.
54. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Покращення екологічних параметрів дизельних двигунів при їхньому переведенні на продукти конверсії метанолу. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 1 (16). С. 91-105.
55. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Математичне моделювання системи зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин. *Нафтогазова енергетика*. 2021. 2 (36). С. 75–84.
56. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Експериментальні дослідження зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 2 (17). С. 89–104.
57. Криштопа С., Микитій І., Козак Ф. Дослідження паливно-економічних параметрів дизельних двигунів, переобладнаних на сумішеве газове паливо. *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції*. (Луцьк, 26.05-29.05.2020). Луцьк, 2020. С. 86-89.
58. Криштопа С.І., Шмігінс Р., Криштопа Л.І., Микитій І.М. Дослідження надійності та потужності дизельного двигуна на біодизельному паливі з водорості. *Підвищення надійності машин і обладнання: міжнародна науково-практична конференція*. (Кропивницький, 15-17 квітня 2020). Кропивницький, 2020. С. 175-178.
59. Кузьо І.В., Зінько Р.В. Методи створення комплексу енергоощадливих машин. Український міжвідомчий НТЗ «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». 2010. №44. С. 86-90.

60. Кузьменко А. П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / Харків, 2012. 20 с.
61. Кутенёв В. Ф., Лукшо В. А. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ-236НЕ. *Центральный научно-исслед. автомоб. и автотормный инст.* 2007. Режим доступа к источнику:
<http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development/>
62. Кутлин А. А. Исследование влияния режима движения автомобилей на температуру их основных агрегатов и расход топлива в зимних условиях эксплуатации: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Киев, 1981. 20 с.
63. Лозовий І.С., Зінько Р.В. Моделювання динаміки руху універсального гусеничного самохідного агрегату. 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Проблеми енергоощадності при проектуванні, виготовленні та експлуатації машинобудівних конструкцій, 23-25 травня 2007 р. Львів: Кінпатрі, 2007. С. 26.
64. Матейчик В. П., Захарчук В. І., Сітовський О. П. Дорожні випробування колісного трактора з газовим двигуном. *Техніка і технол. АПК.* 2010. Вип. 1. С. 22–26.
65. Матейчик В. П., Яновський В. В., Захарчук В. І. Дослідження газового двигуна з іскровим запалюванням, переобладнаного з дизеля. *Автошляховик України.* 2008. Вип. 4. С.13–16.
66. Маліч М.Г., Главацький К. Ц. Ідеологія створення модельного ряду нових машин. *Залізничний транспорт України,* 2008. № 1. С.41-44.
67. Марков В. А., Бебенин Е В., Гладышев С. П. Сравнительный анализ альтернативных моторных топлив для дизелей. *М.: Машиностроение.* 2014. № 5. С. 43–48.

- 68.Методика расчета норм потребности в агрегатах для выполнения работ при ремонте скважин: РД 39-3-521-81. *Нормирование потребности в нефтепромысловом и буровом оборудовании (сборник методик)*. М.: ВНИИОЭНГ, 1988. 108 с.
- 69.Микитенко В. В. Формування системи забезпечення ефективного використання енергоресурсів у промисловості: автореф. дис. ... докт. тех. наук. / К., 2007. 37 с.
- 70.Микитій І. М. Дослідження викидів дизельного двигуна на біодизельному паливі з водоростів. *Проблеми і перспективи розвитку транспорту*: тези доп. VIII-ї всеукр. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених. (Одеса, 18 квітня 2019). Одеса, 2019. С. 73-76.
- 71.Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І. Енергоефективність дизельних двигунів нафтогазової галузі при їхньому переведенні на альтернативні палива. *Нафтогазова енергетика*. 2017. 2 (28). С. 103–110.
- 72.Микитій І. М., Криштопа С. І., Козак Ф. В. Аналіз максимально можливого підвищення теплоти при згоранні спиртових сумішей в ДВЗ. *Підвищення надійності машин і обладнання*: міжнародна науково-практична конференція. (Кропивницький, 14-16 квітня 2021). Кропивницький, 2021. С. 127-130.
- 73.Надикто В. Т. Енергонасиченість тракторів та шляхи її реалізації. *Техніка і технології АПК*. 2011. №9. С. 8-11.
- 74.Нажмудинов Ш. З. Обоснование рациональных параметров гидромеханической силовой установки самоходного бурового станка с единым первичным двигателем : дис. ... канд. техн. наук / М., 1997. 139 с.
- 75.Неелов Ю.В. Повышение эффективности технической эксплуатации подъемных агрегатов при бурении и капитальном ремонте скважин : дис. ... канд. техн. наук / Тюмень, 1996. 151 с.

- 76.Немировский М.И. Обоснование и выбор параметров гидромеханических силовых установок буровых станков : дис. ... канд. техн. наук / М., МГГУ,1994. 170 с.
- 77.Ніконов О.Я. Синтез інформаційно-комунікаційних технологій для мехатронних і навігаційних систем колісних та гусеничних машин спеціального призначення. Генетичні алгоритми. Автомобіль і електроніка, 2016. №9. С.66-69.
- 78.Пат. 145957. АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО ДЛЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ / Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І., Мельник В. М.; Криштопа Л. І.; Долішній Б. В. № u202002222; заявл. 03.04.2020; опубл. 13.01.2021, Бюл. № 2/2021. 5 с.
- 79.Про альтернативні види рідкого і газового пального: Закон України № 1391-1211. *Відомості ВР України*. 2000. Вип. 12. 126 с.
- 80.Про альтернативні джерела енергії: Закон України № 555-15. *Відомості ВР України*. 2003. Вип. 24. 221 с.
- 81.Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу: Закон України від 05 квітня 2005, ред. від 05.04.2015. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/2509-15>.
- 82.Про приєднання України до Угоди про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, 1958 року з поправками 1995 року: Закон України. *Відомості Верховної Ради України*, 2000. № 1. Ст. 448-111.
- 83.Подолян О. Ю. Перспективи використання транспортних засобів з гібридними силовими установками під час виконання завдань оперативно-службової діяльності підрозділів охорони державного

- кордону. Збірник наукових праць. Серія: Військові та технічні науки. 2013. № 59, ч. II. С. 285–296.
84. Резник Л. Г., Копотилов В. И. Эксплуатация автомобилей при низких температурах. Тюмень, 2008. 163 с.
85. Рогов А. В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов : дис. ... канд. техн. наук: спец. : 05.22.02 /: Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2006. 168 с.
86. Руководство по эксплуатации и инструкция по монтажу и регулированию. УСТАНОВКА ПОДЪЕМНАЯ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ И РЕМОНТА НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН УПА-80ПХ. Легион-Автодата. 2018. 364 с.
87. Самородов Б. В. Математическое моделирование и параметрический синтез бесступенчатых трансмиссий колесных тракторов : дис. ... канд. техн. наук : спец. 01.05.02 / Харьков, 2007. 209 с.
88. Самородов В. Б., Бондаренко А. И. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Varіо колесных тракторов 900 серии. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. Харків: НТУ "ХПІ", 2011. № 56. С. 144-156.
89. Селиванов Н. И. Повышение эффективности работы тракторных агрегатов в зимних условиях АПК Восточной Сибири: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Красноярск, 2006. 23 с.
90. Специальная автомобильная и тракторная техника в нефтяной промышленности. *ВНШОЭНГ*, ч.1. М., 1990. 182 с.
91. Справочник по капитальному ремонту нефтяных и газовых скважин. М.: Недра, 1999. 263 с.
92. Таран И. А. Трансмиссии шахтных дизелевозов. Днепропетровск: Национальный горный университет, 2012. 256 с.

93. Толстолуцкий В. А., Антощенко Р. В. Методология моделирования функционирования многоэлементных мобильных машин на плоской горизонтальной поверхности. *Молодой ученый*, 2013. №11. С. 186-191.
94. Шевалдин И. Е., Юрчишин И. Н. Организация работы автотракторного транспорта в нефтяной промышленности. М.: Недра, 1990. 140 с.
95. Шевцов В. М. Теоретичне дослідження безступінчастої трансмісії автомобіля КрАЗ 63221-02 для ремонту нафтогазових свердловин. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. Харків: НТУ "ХПІ", 2017. № 6 (1228). С. 45-51.
96. Шевчук В. П., Шеховцов В. В., Клементьев Е. В., Соколов-Добрев Н. С., Калмыков А. В. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса. *Современные наукоемкие технологии*. 2013. № 2. С. 44-49.
97. Яновський В. В. Покращення паливної економічності та екологічних показників конвертованих газових двигунів дорожніх транспортних засобів: дис. ... канд. техн. наук. / Київ, 2004. 198 с.
98. Ячиков. И. М. Введение в математическое моделирование. Магнитогорск: МГТУ, 2012. 84 с.
99. Abbasi S., Bahrami H., Ghobadian B., Kiani M., Kiani D. Energy Analysis of a Diesel Engine Using Diesel and Biodiesel from Waste Cooking Oil. *JOURNAL OF AGRICULTURAL MACHINERY*. 2018, 8, 1, 149–157.
100. 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.
101. Afanas'ev A., Tret'yakov A. Simulation of diesel engine energy conversion processes. *Journal of Mining Institute*. 2016. 222. 839-852.
102. Aitzetmüller H. Hydrostatic-mechanical power split transmission for locomotives. *Proceedings of the International Conference on Gears "Europe*

- invites the world.* (Munich 4-6 October 2010) Technical University of Munich. Munich, 2010. P. 3-13.
103. 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. 29, 2, 530-537.
104. Aneke M., Agnew B., Underwood C., Hongwei W. Power generation from waste heat in a food processing application. *Appl. thermal engineer.* 2012. Iss. 36. P. 171-180.
105. Aneke M., Agnew B., Underwood C. Thermodynamic Analysis of Alternative Refrigeration Cycles Driven from Waste Heat in a Food Processing Application. *Appl. thermal engineer.* 2012. Iss. 35. P. 1349 - 1358.
106. Arnold S., Moss K., Henkel M. Biotechnological perspectives of pyrolysis oil for a bio-based economy. *Trends in Biotechnol.* 2017. Vol. 35. P. 925-936.
107. 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. 12, 1, P. 611–624.
108. 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.
109. Boretti A. Advantages and Disadvantages of Diesel Single and Dual-Fuel Engines. *Front. Mech. Eng.* 2019, 5, P. 64.
110. Cherednichenko, O. Efficiency Analysis of Methanol Usage for Marine Turbine Power Plant Operation Based on Waste Heat Chemical Regeneration. *Problemele energeticii regionale*, 2019, 1 (39), P. 102–111.
111. Dalena F., Senatore A., Marino A., Gordano A., Basile M., Basile A. Methanol production and applications: An overview, *Methanol*, Elsevier, 2018. P. 3–28.

112. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23.04.09 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 01/77/EC and 03/30/EC. *Official Journ.* 2009. Vol. 140. P. 16-62.
113. 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, P. 02013.
114. Guo X., Wang S., Wang Q., Guo Z. Properties of bio-oil from fast pyrolysis of rice husk. *Chin. Journ. of Chemic. Engineer.* 2011. Vol. 19. P. 116-121.
115. Haas M., Wagner K. Simplifying biodiesel production: the direct or in situ transesterification of algal biomass. *Eur. Journ. Lipid Sci. Technol.* 2011. Vol. 113. P. 1219-1229.
116. He L., Fu Y., Lidstrom M. Quantifying Methane and Methanol Metabolism of *Methylovibrio buryatense*. 5GB1C under Substrate Limitation. *MSYSTEMS* 2019, 4, 6, P. 748-19.
117. 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, 21, 1B, P. 669-681.
118. 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. 13(4), P. 129-142.
119. Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Kozak F., Hnyp M., Mykytii I., Tseber M. Composition and energy value research of pyrolyse gases. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2020. Volume 3, Issue 3, P. 123–131.
120. Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Panchuk M., Korohodskyi V., Prunko I., Mykytii I. Improvement of Diesel Engine Parameters by Using of Alcohol Conversion. *Chemmotological Aspects - Sustainable Aviation*. Springer. 2021. P. 115-168.

121. Kryshtopa S., Kryshtopa L., Panchuk M., Korohodskyi V., Prunko I., Mykytii I. Increase of Engine Characteristics by Using of Alcohol Converting. *Проблеми хіммотології. Теорія і практика раціонального використання традиційних та альтернативних паливно-мастильних матеріалів: VIII міжнародна науково-технічної конференція. (Кам'янець-Подільський, 21-25 червня 2021). Кам'янець-Подільський, 2021. С. 37-38.*
122. Kryshtopa S., Mykytii I., Kozak F. EXPERIMENTAL RESEARCHES OF TOXICITY OF EMPLOYED GAS REPLACEMENT GAS FUEL DIESEL ENGINES. *Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering: International Scientific-Technical Conference. (Kielce, Poland, 7-9 February 2019). KIELCE, 2019. P. 32-38.*
123. Kryshtopa S., Panchuk M., Kozak F., Dolishnii B., Mykytii I., Skalatska O. Fuel economy raising of alternative fuel converted diesel engines. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2018, Vol 4, № 8 (94), P. 6-13.
124. Kryzhanivskyi Y., Kryshtopa S., Kryshtopa L., Hnyp M., Mykytii I. Conversion of diesel engine to alternative bio-alcohol fuel. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 123–131.
125. Liang Y., Zhao X., Chi Z., Rover M., Johnston P., Brown R. Utilization of acetic acid-rich pyrolytic bio-oil by microalga *Chlamydomonas reinhardtii*: Reducing bio-oil toxicity and enhancing algal toxicity tolerance. *Bioresour. Technol.* 2013. Iss. 133. P. 500-506.
126. Liu, Z. Economic Analysis of Methanol Production from Coal/Biomass Upgrading. *Energy Sources Part B-Economics Planning and Policy*, 2018, 13, 1, P. 66-71.
127. Li, Y. Numerical Study on the Combustion and Emission Characteristics of a Methanol/Diesel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine. *Applied Energy*, 2013, 106, 2, P. 184-197.
128. Mäyrä O., Leiviskä K. Modeling in methanol synthesis, *Elsevier*, 2018. P. 475–492.

129. Mykytii I. Mathematical modeling of energy loss reduction in gear boxes of oil and gas technological transport. *Problems of Tribology*. 2021. V. 27, № 3 (101), P. 70-80.
130. Mohan D., Pittman C., Steele P. Pyrolysis of wood/biomass for bio-oil: A critical review. *Energy & Fuels*. 2006. № 20. P. 848-889.
131. Molari G. Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission. *Biosystems Engineering*. 2008. № 100(2). P. 177-183.
132. O'Driscoll R., ApSimon H., Oxley, T. Molden, N. Stettler, M. Thiagarajah A. A Portable Emissions Measurement System (PEMS) study of NO_x and primary NO₂ emissions from Euro 6 diesel passenger cars and comparison with COPERT emission factors. *Atmospheric Environment*. 2016. № 145. P. 81–91.
133. Padilla R.V., Soo Y.Ch., Benito R., Stein W. Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers. *Applied Energy*. 2015. Vol. 148, Issue 3. P. 348-365.
134. Samorodov V. B., Bondarenko A. I., Kozhushko A. P., Pelipenko E. S., Mittsel M. O. Perspective transmissions of the wheeled tractors. *Visnyk Natsional'nono tekhnichnono universytetu «KhPI»*. 2014, Vol. 10, P. 3–10.
135. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016, Vol. 4/7, Iss. 82, P. 37–44.
136. Taran I. O. Transmission of mine diesel locomotives. Dnepropetrovsk, Natsional'nyy gornyy universitet Publ., 2012. 256 p.
137. Taran I., Kozhushko A. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission. *Mechanics, Materials Science and Engineering*. 2016, vol. 6, P. 70–76.

138. Vershina G., Bystrenkov O. Influence of Diesel Fuel Ignition Portion Value on Working Process Parameters of Gas-Diesel Engine. *Science & Technique*. 2019, 18(5), P. 395-400.
139. Yakovlieva A., Boichenko S. Energy Efficient Renewable Feedstock for Alternative Motor Fuels Production: Solutions for Ukraine. *Studies in Systems, Decision and Control*, 2020. 298, P. 247-259.
140. Yves S., Diamantis A., Stéphane F. Catalyst technology for biofuel production: Conversion of renewable lipids into biojet and biodiesel. *Oilseeds and fats, crops and lipids*. 2013. № 20 (5). P. 502-510.
141. Zebrowski Z. Hybrid gears in farm tractors. *Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Lublin University of Technology*. 2007. № 7. P. 321-334.
142. ZF Friedrichshafen, AG Germany [Electronic resource] / ZF Technology in Construction Vehicles. – Available at: <http://www.zf.com/corporate/en/products/prod>.
143. Zhanga K., Xin Q., Mu Z., Niu Z., Wanga Z. Numerical simulation of diesel combustion based on n-heptane and toluene. *Propulsion and Power Research*, 2019. 8, 2, P. 121-127.
144. 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.

Додаток А

КОПІЇ


АКТІВ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

„ЗАТВЕРДЖУЮ”
 Керівник групи транспортних сервісів
 М. Надвірна ПАТ «Укрнафта»

Богатчук М. І.

_____ 2021 р.



АКТ
впровадження
елементів конструкцій підвищення енергоефективності
підймальних установок для ремонту свердловин

Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень, викладені в дисертації аспіранта кафедри нафтогазових машин та обладнання Микитія І.М., використовувались в групі транспортних сервісів м. Надвірна ПАТ «Укрнафта» у формі впроваджених конструкцій для підвищення енергоефективності трансмісій підймальних установок для ремонту свердловин за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів двигуна та забезпечення оптимального температурного режиму агрегатів трансмісії.

В процесі впровадження конструкцій та виконання експериментальних досліджень систем забезпечення оптимального температурного режиму агрегатів трансмісій та конвертації двигунів встановлено:

для реалізації запропонованого методу зниження втрат енергії в коробці передач на транспортній базі підйальної установки необхідно встановити додаткове обладнання: трубопровід подачі відпрацьованих газів, електропривід

із заслінкою, контактний термодавач з силовим реле, кнопку вмикання системи підігріву;

керуюче реле спільно з кнопковим вимикачем, встановлюється в кабіні підіймальної установки для вільного доступу водія. Водію також бажано відстежувати температурний стан агрегату, для чого в коробці передач встановлюється термодавач, а в кабіні показчик для виведення значення температури оливи в коробці передач;

робочою температурою трансмісійних агрегатів підіймальних установок є температура 30...80 °С. При менших температурах трансмісійної оливи збільшуються втрати енергії в трансмісійних агрегатах, при більших – підвищується зношування зубчастих передач;

для забезпечення досягнення мінімального значення оптимальної температури трансмісійної оливи та уникання перегріву додаткове підігрівання трансмісійних агрегатів відпрацьованими газами повинно здійснюватись до 30...35 °С з автоматичним відключенням системи в діапазоні 35...40 °С по командах від датчика температури.

для реалізації ефективної передачі теплового потоку трансмісійним агрегатам витрата відпрацьованих газів не повинна бути менше 0,075 кг/с. Зменшення втрат теплової енергії з поверхні трансмісійних агрегатів дозволить зберегати до 10 % теплоти.

при використанні запропонованої системи підігріву коробки перемикачів передач з мінеральною оливою ТАп-15В теплотою відпрацьованих газів двигуна, механічний ККД коробки перемикачів передач підіймальної установки УПА 60/80А зростає з 94,72 % до 97,24 % або на 2,52 %.

у результаті використання нових конструкцій забезпечення оптимального температурного режиму агрегатів трансмісії економічний ефект для однієї підіймальної установки УПА 60/80А склав 8250 гривень (вісім тисяч двісті п'ятдесят гривень) за рік.

Комісія в складі:

голова комісії, начальник цеху

завкафедрою АТ ІФНТУНГ

аспірант

Петренко П.П.

Криштопа С.І.

Микитій І.М.

ТВЕРДЖЕНО
Директор
ТОВ «Модерн-Авто»
Груханівський А.М.



21 03 2022 р.

АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи
асистента кафедри автомобільного транспорту ІФНТУПГ
Микитія Івана Михайловича**

Результати експериментальних та теоретичних досліджень, викладені в дисертації асистента Микитія І. М., використовувались ТОВ «Модерн-Авто» у формі використання розробленого методу переобладнання дизельних двигунів на альтернативні палива - газоподібні продукти конвертації метанолу.

В процесі проведення експериментальних досліджень дизельних двигунів, конвертованих на альтернативні газові палива встановлено, що запропонований метод дозволяє істотно скоротити експлуатаційні витрати паливо, в середньому, в залежності від особливостей системи живлення переобладнаного дизельного двигуна, на 20-25 %.

Дослідження зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна Пежо Боксер 2.2, конвертованого на продукти перетворення метанолу показали, що значення ефективної потужності двигуна, що працює на метанольному

паливі збільшилось на 15 %, порівняно з базовим дизельним двигуном.

За результатами проведених випробувань також встановлено, що у залежності від частоти обертання колінчастого валу та навантаження на двигун утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах двигуна Пежо Боксер 2.2 знижувалося на 52-58 %, зменшення вмісту оксиду вуглецю відбувалось в межах 54-63 %.

Термін окупності при переобладнанні дизельних двигунів Пежо Боксер 2.2 на газомоторне паливо буде складає близько чотирьох місяців в залежності покоління газової системи та інших чинників.

Комісія в складі:

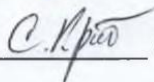
Член комісії

 /Крамаренко С.А./


Член комісії

 /Стецько А.В./

Завкафедрою АТ ІФНТУНГ

 /Криштопа С. І./

Асистент кафедри АТ ІФНТУНГ

 /Микитій І.М./

„ЗАТВЕРДЖУЮ”
Проректор з наукової
роботи ІФНТУНГ
професор Чудик І. І.



АКТ

**впровадження в навчальний процес
результатів науково-дослідної роботи
асистента к-ри автомобільного транспорту Микитія І. М.**

м. Івано-Франківськ

„17” 05 _____ 2022 року

Ми, що нижче підписалися, представники кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу: завідувач кафедри Криштопа С. І., доценти Мельник В. М., Прунько І. Б. та виконавець асистент Микитій І. М., склали акт про те, що розроблений асистентом Микитієм І. М. метод розрахунку та підвищення енергоефективності силових приводів підіймальних установок для ремонту свердловин нафтогазової галузі використовується на кафедрі автомобільного транспорту в навчальному процесі з дисципліни „Устаткування нафтогазового технологічного транспорту” при проведенні розрахунків підіймальних установок для ремонту свердловин та при виконанні магістерського проектування для студентів спеціальності „Автомобільний транспорт”.

Комісія в складі:

голова комісії, зав. к-ри АТ

доцент к-ри АТ

доцент к-ри АТ

виконавець, асистент к-ри АТ

Криштопа С. І.

Прунько І. Б.

Мельник В. М.

Микитій І. М.

Додаток Б
Основні характеристики охолоджувача агрегатів трансмісій:
мобільного кондиціонера Electrolux EАСМ-16

Таблиця Б.1 – Основні характеристики
охолоджувача Electrolux EАСМ-16

Найменування характеристики	Показники
Тип	мобільний моноблок
Холодоагент	R134a
Установка блоку	підлогова
Потужність, кВт	3,52
Витрата повітря, м. куб. / год.	290
Електроживлення	220 В
Вага блока, кг	31,5

Додаток В

Технічна характеристика підігрівача ОВ-65

Підігрівачі ОВ-65 призначені для підігріву приміщення та кузовів автомобілів. Температура повітря на виході нагрівається до 95 °С. Конструкція даних підігрівачів розроблена ще в часи СРСР та характеризується високою надійністю та простотою в обслуговуванні. Плавна зміна тепловіддачі досягається плавним зниженням кількості оборотів та зменшенням кількості оборотів палива за рахунок зменшення кількості імпульсів, що подаються на паливний насос. У комплекті є датчик температури, який забезпечує автоматичне підтримання заданої температури повітря, що встановлюється регулятором. Цикл запуску становить 4,5 хвилини. При температурі нижче заданої підігрівач працює на максимальному тепловому режимі, при дотриманні заданої температури тепла потужність плавно знижується аж до зупинки підігрівача. При зниженні температури підігрівач запускається.

Таблиця В.1 – Основні характеристики підігрівача ОВ-65

Найменування характеристики	Показники
Теплопродуктивність, кДж / ч (л / хв.), не менше	6500
Максимальний об'єм повітря, що нагрівається, м ³ / год.	250
Потужність споживання, Вт	132
Напруга споживання, В	12
Витрата палива, л / год.	1,2
Ресурс, год.	2000
Маса, кг	19,5

Додаток Г

**ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ
ПІДНІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН,
ЯКІ АНАЛІЗУЮТЬСЯ В ДИСЕРТАЦІЙНІЙ РОБОТІ**

Додаток Г.1
АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ Й ОСВОЄННЯ НАФТОВИХ І ГАЗОВИХ
СВЕРДЛОВИН АР32/40М.011



Агрегат АР32/40М.011 призначений для ремонту й освоєння нафтових і газових свердловин, ведення бурових робіт ротором і вибійними двигунами. З додатковим устаткуванням – промивальним агрегатом і ротором можна проводити промивання свердловин і буріння піщаних пробок. Агрегат – самохідний, змонтований на шасі автомобіля Урал-4320. Складається з наступних вузлів: лебідки, щогли з талевою системою, задньої опори, трансмісії і монтажної бази. Умовна глибина свердловин при ремонті та освоєнні – 2000 м (НКТ 14кг/м), умовна глибина буріння свердловин – 1000 м (при бурінні колоною 24 кг/м). Агрегат комплектується пакером та телескопічною двосекційною щоглою, з відкритою передньою гранню. Щогла встановлюється в робоче положення двома гідравлічними домкратами. Висування верхньої секції щогли здійснюється за допомогою допоміжної лебідки з гідравлічним приводом через поліспапну систему. Між лебідкою і щоглою розташована кабіна оператора. Лебідка – однобарабанна двошвидкісна з ланцюговим приводом; оснащена двома дисковими фрикційними пневматичної дії муфтами, одношківним з гальмівними колодками гальмом від стаціонарних бурових установок, а також гвинтовим механізмом протизатягування. Барабан лебідки

оснащений Lebus- накладкою, що забезпечує рівномірне намотування талевого каната. Привод бурового ротора у разі комплектації ним підйомного агрегату є карданним. Даний агрегат можна експлуатувати без встановлення відтяжок на ґрунт.

Основні технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	400
Максимальна глибина обслуговуваних свердловини, м	2000
Висота щогли від землі до кронблока, м	19,4
Висота підйому гака, м	15,0
Кратність оснастки талевої системи	3×4
Діаметр каната талевого, мм	22
Загальна потужність привода, кВт	243
Тиск в робочій гідравлічній системі, МПа	19,6
Номінальна подача в робочій гідравлічній системі, л/хв	180
Тиск в монтажній гідравлічній системі, МПа	15,7
Номінальна подача в монтажній гідравлічній системі, л/хв	35
Колісна формула транспортного шасі	6×4
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
довжина	13720
ширина	2500
висота	4000
Маса, кг	22000

Додаток Г.2

ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН УПР-32Т



Підйомний агрегат для ремонту свердловин УПР-32Т призначений для проведення спуско-піднімальних операцій при освоєнні та ремонті нафтових і газових свердловин, не обладнаних щоглами. Транспортною базою агрегату УПР-32Т служить автомобіль високої прохідності КамАЗ-43118. Агрегат комплектується пакером, однобарабанною лебідкою з пневматичною фрикційною муфтою та з двострічковим гальмом, охолодження якого здійснюється розпиленням. Привод обладнання агрегату здійснюється від тягового двигуна автомобіля, який є дизельним, восьмициліндровим, V-подібним з турбонаддувом. Коробка передач десятиступенева з розділювачем. Щогла агрегату двосекційна, телескопічна, з відкритою передньою гранню, піднімається двома гідравлічними домкратами в робоче положення. Управління процесом встановлення щогли є дистанційним з виносного пульта. Агрегат на вимогу замовника комплектується додатковим обладнанням, у тому числі

робочою площадкою з укриттям, гідравлічною допоміжною лебідкою вантажо-підйомністю до 10 кН.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	320
Максимальна глибина свердловини, м	2500
Висота щогли від землі до кронблока, м	18
Максимальна висота підйому гака, м	14
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,2...1,5
Кратність оснастки талевої системи	3×4
Номінальна потужність двигуна, кВт	191
Колісна формула шасі транспортного	6×6
Габаритні розміри у положенні транспортному, мм:	
• довжина	10440
• ширина	2700
• висота	4000
Маса, кг	20750

Додаток Г.3

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН А2-32К



Агрегат А2-32К призначений для проведення технологічних операцій при освоєнні свердловин, виконання ремонтних робіт, спуску і підйому насосно-компресорних труб та бурильної колони, встановлення експлуатаційного обладнання на устя свердловин і ліквідації аварій. Кліматичне виконання забезпечує працездатність агрегату за температур повітря від -45 до $+40^{\circ}\text{C}$. Агрегат А2-32 – самохідний, змонтований на шасі автомобіля КамАЗ 43118. Складається з наступних основних вузлів: пакера, щогли з талевою системою, лебідки, встановленої на спецрамі, задньої опори, трансмісії і монтажної бази. Агрегат оснащується телескопічною, двосекційною щоглою висотою 22,6 м з відкритою передньою гранню. Щогла встановлюється в робоче положення двома гідроциліндрами, живлення яких здійснюється від насоса моделі НШ-50. Верхня секція висувається за допомогою спеціальної лебідки з гідроприводом через поліспапну систему. Талева система складається з одновісного тришківного кронблока, одновісного двошківного гакоблока. Кратність оснастки талевої системи – 3×4 . Лебідка агрегату однобарабанна, її гальмівна

система оснащена стрічково-колодковим гальмом. Муфта включення барабана пневматична з дисковими вкладишами з ретінакса, фрикційна, змонтована всередині гальмівного шківa. Барабан лебідки оснащений Lebus-накладкою, що забезпечує рівномірне намотування талевого каната.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	320
Висота щогли від землі до кронблока, м	18,2
Висота підйому гака, м	12
Діаметр талевого каната, мм	22
Діаметр барабана лебідки, мм	420
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,24...1,75
Кліренс, мм	360
Колісна формула транспортного шасі	6×6
Потужність двигуна ЯМЗ-238М2 ,кВт	176,6
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
• довжина	10050
• ширина	2500
• висота	4000
Маса, кг	20000

Додаток Г.4

АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН А5-40М



Агрегат А5-40М призначений для проведення спуско-піднімальних операцій у процесі ремонту газових і нафтових свердловин, не обладнаних щоглами, чищення піщаних пробок, розгвинчування і згвинчування насосно-компресорних труб і бирильної колони. Щогла агрегату моноблочна "А"-подібного типу висотою від землі до осі кронблока 17 м, вона піднімається в робоче і вкладається у транспортне положення одним гідравлічним домкратом. У процесі роботи щогла на свердловині закріплюється чотирма відтяжками. Лебідка агрегату однобарабанна, з приводом від конічного редуктора і зубчастої передачі. Лебідка оснащена пакером, двострічковим колодковим гальмом з пневматичним і механічним управлінням, а також пневматичною муфтою ввімкнення барабану. Привод навісного обладнання агрегату здійснюється від тягового дизельного двигуна ЯМЗ-236НЕ2 з турбонадувом через включену безпосередньо п'ятиступінчасту коробку швидкостей і двоступінчасту роздавальну коробку з самоблокуючим міжосьовим диференціалом. Управління агрегатом у ході ремонтних робіт здійснюється з пульта, розміщеного біля задньої опори щогли зліва по ходу автомобіля. Спе-

ціальна кабіна машиніста відсутня, він під час роботи знаходиться безпосередньо біля устя свердловини.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	400
Висота щогли від землі до кронблока, м	17
Висота підйому гака, м	12
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,25...2,03
Кратність оснастки талевої системи	2×3
Діаметр талевого каната, мм	23,5
Номінальна потужність при 2100 хв ⁻¹ , кВт	169
Максимальна швидкість, км/год	60
Колісна формула шасі транспортного	6×6
Габаритні розміри у положенні транспортному, мм:	
• довжина	15794
• ширина	2750
• висота	3842
Маса, кг	20810

Додаток Г.5
ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН АПРС-32



Підйомний агрегат АПРС-32 призначений для проведення спуско-піднімальних операцій в процесі ремонту газових і нафтових свердловин, не обладнаних щоглами, розгвинчування і згвинчування насосно-компресорних труб, штанг глибинно-насосних, бурильної колони, проведення тартальних робіт, чищення піщаних пробок, розбурювання цементних пробок. Агрегат є самохідною нафтопромисловою машиною, змонтованою на шасі тривісного автомобіля високої прохідності УРАЛ-4320 або КрАЗ-260, і складається з лебідки однобарабанної і телескопічної двосекційної щогли з талевою системою. Щогла агрегату може бути оснащена на замовлення пакером, балконом верхнього робітника, вона має підвищену міцність, виготовляється з низьколегованої морозостійкої сталі. Привод обладнання агрегату здійснюється від тягового двигуна автомобіля.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	320
Найбільша висота підйому гака, м	14
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,15...1,42
Колісна формула транспортного шасі	6×6
Швидкість пересування, км/год	60
Маса, кг	20000

Додаток Г.6

ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ АПРС-40 ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН



Підйомний агрегат для ремонту свердловин АПРС-40 призначений для проведення спуско-піднімальних операцій при ремонті газових і нафтових свердловин, не обладнаних щоглами, для проведення тартальних робіт, для очищення піщаних пробок, розвідувального буріння свердловин. Транспортною базою агрегату АПРС-40 служить автомобіль високої прохідності Урал-4320. Агрегат комплектується пакером, однобарабанною лебідкою. Барабан лебідки встановлений на підшипниках кочення, зварної конструкції. Муфта включення барабана фрикційна, пневматичної дії. Привод навісного обладнання здійснюється від тягового двигуна автомобіля через безпосередньо включену механічну п'ятиступеневу коробку швидкостей і роздавальну механічну двоступеневу коробку з блокуючим міжосьовим диференціалом. Щогла агрегату телескопічна, фермової конструкції, двосекційна, з відкритою передньою гранню, піднімається в положення робоче двома гідравлічними домкратами. Через поліспапну систему спеціальною лебідкою з гідроприводом висувається верхня секція щогли. Агрегат на вимогу замовника комплектується

додатковим обладнанням, у тому числі майданчиком верхового робітника і майданчиком обслуговування гирла свердловини, прийомним містком. Агрегат має трансформатор для підключення до мережі 220 В і оснащений допоміжною лебідкою для підйому ключа, бічними опорними домкратами, рівнемірами. Пневматична система агрегату оснащена осушувачем повітря.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	400
Максимальна глибина свердловини, м	2500
Висота щогли від землі до кронблока, м	18,5
Максимальна висота підйому гака, м	14
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,22...1,42
Кратність оснастки талевої системи	4
Діаметр талевого канату, мм	25
Діаметр тартального канату, мм	13,5
Номінальна потужність двигуна, кВт	169
Колісна формула транспортного шасі	6×6
Максимальна швидкість пересування, км/год	70
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
• довжина	10500
• ширина	2700
• висота	4300
Маса, кг	21995
Ціна агрегату	60700 дол.

:

Додаток Г.7

ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН АПРС-40К



Підйомний агрегат для ремонту свердловин АПРС-40К призначений для проведення спуско-піднімальних операцій при ремонті нафтових і газових свердловин, не обладнаних щоглами. Агрегат АПРС-40К змонтований на шасі автомобіля КамАЗ-43118. Агрегат комплектується пакером, однобарабанною лебідкою з пневматичною фрикційною муфтою та з двострічковим гальмом, охолодження якого здійснюється розпиленням. Привод навісного обладнання агрегату лебідки здійснюється від тягового двигуна автомобіля через безпосередньо включену коробку швидкостей і роздавальну коробку. Щогла агрегату двосекційна, телескопічна, з відкритою передньою гранню, піднімається двома гідравлічними домкратами. Управління процесом встановлення щогли є дистанційним з виносного пульта. Агрегат на вимогу замовника комплектується додатковим обладнанням, у тому числі майданчиком верхового робітника з укриттям, робочою площадкою з укриттям, гідравлічною допоміжною лебідкою вантажопідйомністю до 10 кН.

Технічні характеристики

Показник, одиниця його виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на підйомний гак, кН	400
Максимальна глибина свердловини, м	2500
Висота щогли від землі до кронблока, м	18
Максимальна висота підйому гака, м	14
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,2...1,5
Кратність оснастки талевої системи	4
Максимальна потужність двигуна, кВт	191
Колісна формула шасі транспортного	6×6
Габаритні розміри у положенні транспортному, мм:	
• довжина	10030
• ширина	2500
• висота	4000
Маса, кг	19000
Ціна агрегату	88160 дол.

:

Додаток Г.8
АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН АПРС-50К



Агрегат АПРС-50К призначений для проведення ремонту газових і нафтових свердловин, не обладнаних щоглами, чищення піщаних пробок, розбурювання цементних пробок. Кліматичне виконання дозволяє експлуатувати агрегат АПРС-50К при робочій температурі повітря від -40 до +40°C. Монтажною базою агрегату слугує шасі автомобіля КрАЗ-63221-43-02 з колісною формулою 6×6. Агрегат оснащений пакером, посиленою та подовженою телескопічною двосекційною щоглою висотою 21,5 м з відкритою передньою гранню. Агрегат комплектується задніми гідравлічними опорними домкратами з механічними замками і задньою фундаментною балкою, а також передніми аутригерами, що дозволяють встановити агрегат у горизонтальне положення. Кронблок щогли з розділеними осями шківів. Основна лебідка агрегату – однобарабанна, оснащена двома дисковими фрикційними муфтами пневматичної дії, а також двострічковим гальмом. Допоміжна лебідка є гідравлічною. У систему протизатягувача талевого блоку введений безконтактний датчик, що дозволило збільшити надійність цієї системи. Привод навісного обладнання агрегату лебідки здійснюється від тягового

двигуна автомобіля через безпосередньо включену механічну триступеневу коробку швидкостей.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	500
Висота щогли від землі до кронблока, м	21,5
Найбільша висота підйому гака, м	17
Діаметр талевого каната, мм	25
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,15...1,42
Кратність оснастки талевої системи	3×4
Число гальмівних шківів, шт	2
Швидкість пересування, км/год	40
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм	
• довжина	12590
• ширина	2500
• висота	4000
Маса, кг	25200

Додаток Г.9

АГРЕГАТ ДЛЯ БУРІННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН АПРС-50П



Агрегат АПРС-50П використовується для ремонту газових і нафтових свердловин, не обладнаних щоглами, для проведення тартальних робіт, для чищення піщаних пробок, крім того можна проводити промивку свердловин і розбурювання цементних мостів. Кліматичне виконання дозволяє експлуатувати агрегат АПРС-50П при робочій температурі повітря від -40 до $+40^{\circ}\text{C}$. Агрегат оснащений посиленою та подовженою телескопічною двосекційною щоглою висотою 21,5 м з відкритою передньою гранню. Агрегат комплектується пакером, задніми гідравлічними опорними домкратами з механічними замками і задньою фундаментною балкою. На АПРС-50П встановлені передні аутригери, що дозволяють підняти агрегат у горизонтальне положення. Кронблок щогли з розділеними осями шківів. Основна лебідка агрегату – однобарабанна, оснащена двома дисковими фрикційними муфтами пневматичної дії, а також двострічковим гальмом. Допоміжна лебідка є гідравлічною. Управління спуско-підйомними операціями є електро-пневматичним і ручним механічним з кабіни оператора. Привод всіх

виконавчих механізмів агрегату є дизельним від двигуна ЯМЗ-238 М2. Монтажною базою агрегату є напівпричеп моделі ТСП 94163-0000010. Щогла агрегату забезпечена звуковою та світловою сигналізацією, що дозволяє безпечно встановлювати і складати її в будь-який час доби.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	500
Висота щогли від землі до кронблока, м	21,5
Найбільша висота підйому гака, м	17
Діаметр талевого каната, мм	25
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,15...1,42
Кратність оснастки талевої системи	3×4
Число гальмівних шківів, шт	2
Швидкість пересування, км/год	40
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
• довжина	13000
• ширина	2550
• висота	3950
Маса, кг	21000

Додаток Г.10
АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ Й ОСВОЄННЯ НАФТОВИХ І ГАЗОВИХ
СВЕРДЛОВИН АР32/40М



Агрегат АР32/40М призначений для ремонту й освоєння нафтових і газових свердловин, ведення бурових робіт ротором і вибійними двигунами. Механізми агрегату монтуються на шасі Урал-4320-1916-40 або КрАЗ-63221. Умовна глибина свердловин при ремонті та освоєнні – 2000 м (НКТ 14кг/м), умовна глибина буріння свердловин – 1000 м (при бурінні колоною 24 кг/м). Потужність від двигуна передається через коробку відбору потужності, яка встановлена на роздавальній коробці автомобіля. Карданний вал коробки відбору потужності з'єднаний з роздавальним редуктором, що змонтований на рамі. Агрегат комплектується пакером, зварною, моноблочною похилою щоглою фермової конструкції. Підйом щогли здійснюється гідравлічними домкратами. Між лебідкою і щоглою розташована кабіна оператора. Насосний блок включає два аксіально-поршневі насоса 310.3.112/НШ-5 з номінальною подачею 0,003 м³/с. Лебідка – однобарабанна двошвидкісна з ланцюговим приводом; оснащена двома фрикційними дисковими муфтами пневматичної дії,

гальмом одношківним з гальмівними колодками від стаціонарних бурових установок, а також гвинтовим механізмом протизатягування. Барабан лебідки оснащений Lebus-накладкою, що забезпечує рівномірне намотування талевого каната. Привод бурового ротора у разі комплектації ним підйомного агрегату є карданним. Даний агрегат можна експлуатувати без встановлення відтяжок на ґрунт.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення	
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	400	
Максимальна глибина обслуговуваних свердловини, м	2000	
Висота щогли від землі до кронблока, м	17,7	
Висота підйому гака, м	13,4	
Кратність оснастки талевої системи	6 або 4	
Діаметр талевого каната, мм	22	
Загальна потужність привода, кВт	243	
Номінальний тиск бурового насоса, МПа	19,6	
Номінальна подача бурового насоса, м ³ /с	0,003	
Модель монтажної бази-шасі	Урал-4320	КрАЗ-63221
Колісна формула транспортного шасі	6×4	
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:		
• довжина	16030	
• ширина	2800	
• висота	3800	
Маса, кг	21300	22000
Ціна	119400 дол.	

Додаток Г.11

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН АР-50



Агрегат АР-50 призначений для проведення спуско-піднімальних операцій при ремонті газових та нафтових свердловин глибиною до 3000 метрів, не обладнаних щоглами. З устаткуванням додатковим, яким може комплектуватися агрегат, а саме пакером, ротором з індивідуальним приводом і промивальним агрегатом можна проводити промивання свердловин і розбурювання пробок. Щогла агрегату двосекційна з відкритою передньою гранню, телескопічна. Підйом її в робоче та встановлення у транспортне положення здійснюється гідравлічними домкратами. Гідроприводна лебідка для висування секції верхньої щогли оснащена роликami притискними, що сприяє рівномірному вкладанню канату. Це забезпечує під час висування щогли рівномірне навантаження, запобігає від можливості при піднятті верхньої секції щогли заклинювання. Лебідка агрегату однобарабанна. Муфта включення барабана пневматичної дії, фрикційна, змонтована всередині шківa гальмівного. Привод лебідки ланцюговий двошвидкісний. Довжина барабана лебідки є подовженою. Лебідка оснащена гальмом двострічковим з колодками від бурових стаціонарних установок (це забезпечує збільшення міжремонтного періоду з трьох місяців до п'яти років, збільшення надійності гальмування, зниження витрат експлуатаційних), а також протизатягування гвинтовим механізмом. Управління гальмом – механічне і пневматичне. Лебідка також

оснащена муфтою пневматичною включення барабану. Агрегат укомплектований гідророзкріплювачем з тяговим зусиллям 49 кН і з гідравлічним приводом автоматом АПР-2ГП для розгвинчування і згвинчування труб, оснащений пристроєм протизатягування блоку талевого (обмежувача висоти підйому гакоблока) і вибухобезпечною системою освітлення майданчика робочого на усті свердловини і шляху руху гакоблока. Агрегат оснащений вузлом приводу ротора бурового. Привод ротора може бути карданним або гідравлічним. Привод виконавчих механізмів агрегату здійснюється від двигуна ЯМЗ-238Д (Е2) автомобіля через безпосередньо включену коробку швидкостей і коробку роздавальної.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	600
Допустиме навантаження на гак підйомний без встановлення відтяжок, кН	500
Висота щогли від землі до кронблока, м	24
Висота підйому гака, м	19
Діапазон швидкостей гака, м/с	0,08...1,5
Кратність оснастки системи талевої	6
Діаметр каната талевого, мм	25
Найбільший натяг каната талевого на барабані лебідки на другому ряді намотування, кН	102
Тиск в монтажній гідравлічній системі, МПа	15,7
Подача в монтажній гідравлічній системі, л/с	0,6
Тиск в монтажній гідравлічній системі, МПа	19,6
Подача в монтажній гідравлічній системі, л/с	0,36
Колісна формула шасі транспортного	6×6
Загальна потужність приводу, кВт	243
Габаритні розміри у положенні транспортному, мм:	
• довжина	14000
• ширина	2500
• висота	4300
Маса, кг	30000

Додаток Г.12

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН ІДЕЛЬ-50



Агрегат Ідель-50 призначений для освоєння та ремонту нафтових і газових свердловин, а також буріння роторним способом або вибійними двигунами пошукових, гідрогеологічних, водозабірних та експлуатаційних (нафтових і газових) свердловин. Агрегат монтується на подовженому шасі КрАЗ-63221 високої прохідності з трьома приводними мостами і регульованим тиском у шинах, що дозволяє обслуговувати свердловини в районах з важкопрохідними під'їзними шляхами. Агрегат можна експлуатувати в умовах помірного та холодного макроклімату при температурі навколишнього середовища від -45 до $+50^{\circ}\text{C}$. Щогла агрегату виконана з двотаврового профілю - це дозволило збільшити міцність щогли і витримати габаритні розміри по висоті агрегату. Також щогла оснащена «протипольотною системою» - при обриві каната на гідроприводній допоміжній лебідці підйому верхньої секції спрацьовують спеціальні уловлювачі, які запобігають падінню верхньої секції. Також агрегат Ідель-50 здатний працювати без встановлення вітрових відтяжок на ґрунт при тяговому зусиллі до 500 кН, а при установці вітрових відтяжок з постійним навантаженням 600 кН. Лебідка агрегату однобарабанна двошвидкісна з приводом від двох ланцюгових редукторів з масляними ваннами; оснащена

дисковими муфтами включення барабана, двострічковим колодковим гальмом. Управління механізмами агрегату при проведенні спуско-піднімальних операцій проводиться з кабіни. Управління встановленням щогли в робоче положення - з ручного виносного пульта, з'єднаного із загальною електричною системою агрегату кабелем.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний із встановленням відтяжок на ґрунт, кН	600
Допустиме навантаження на гак підйомний без встановлення відтяжок на ґрунт, кН	500
Глибина обслуговуваних сведловин із використанням НКТ Ø 73 мм, м	3500
Висота щогли від землі до кронблока, м	24
Висота підйому гака, м	20
Кут нахилу щогли, град.	3
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діаметр каната талевого, мм	25
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,08...1,5
Частота обертання колінчастого вала двигуна, відповідна номінальній потужності, хв ⁻¹	1070
Число швидкостей лебідки, шт..	2
Тягове зусилля на барабані лебідки на другому ряді намотування канату талевого, кН	95
Загальна потужність привода, кВт	243
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм	13500×2550×4000
Маса, кг	28000

Додаток Г.13

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН СУРС-40



Підйомний агрегат СУРС-40 призначений для проведення спуско-піднімальних операцій в процесі ремонту газових і нафтових свердловин, не обладнаних щоглами; розгвинчування і згвинчування насосно-компресорних труб, бурильної колони і глибинно-насосних штанг; проведення тартальних робіт; чищення піщаних пробок, розбурювання цементних пробок. Монтажна база агрегату – трактор Т10.1111-12 дозволяє експлуатувати агрегат у важкодоступних місцевостях з болотистим і піщаним ґрунтом в умовах холодного макроклімату при температурі навколишнього середовища від -45 до +45°С. Лебідка агрегату – однобарабанна, оснащена однодисковою фрикційною муфтою пневматичної дії, а також стрічково-колодковим гальмом з пневматичним і механічним управлінням. Використання в агрегаті пневматичних, гідравлічних і електричних систем дозволяє в значній мірі полегшити і спростити управління його механізмами. Барабан лебідки оснащений Lebus накладкою, що забезпечує рівномірне намотування каната талевого. Обмежувач висоти підйому талевого блоку є електропневматичним,

безтросовим, спрацьовує від набігаючого витка каната на барабані. Для живлення пневмосистеми повітрям стисненим на агрегаті встановлений компресор. Живлення електрообладнання забезпечується акумуляторами. Коробка передач агрегату має чотири передачі прямого ходу і дві зворотнього. Щогла моноблочна "А"-подібна висотою від землі до осі кронблока 17 м, вона піднімається в робоче і вкладається у транспортне положення гідравлічним домкратом. Управління встановленням щогли в робоче положення електропневмогідравлічне з виносного пульта. Талева система складається з одновісного тришківного кронблока, одновісного двошківного гакоблока з трирогим гаком.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	400
Висота щогли від землі до кронблока, м	17
Висота підйому гака, м	12,5
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,22...1,32
Кратність оснастки талевої системи	2×3
Діаметр талевого каната, мм	22
Найбільший натяг каната талевого на барабані лебідки на другому ряді намотування, кН	105
Максимальна швидкість пересування агрегату, км/год	5
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
• довжина	15800
• ширина	2460
• висота	3980
Маса, кг	25000

Додаток Г.14
АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН УП-32/40



Агрегат УП-32/40 призначений для проведення спуско-піднімальних операцій при ремонті нафтових та газових свердловин глибиною до 3000 м, не обладнаних щоглами. Агрегат монтується на подовженому шасі Урал-4320-0001916-40 (ЄВРО-II) високої прохідності з трьома приводними мостами і регульованим тиском у шинах, що дозволяє обслуговувати свердловини в районах з важкопрохідними під'їзними шляхами. Привод лебідки здійснюється від двигуна автомобіля, живлення пневмо- і електричних систем – від відповідних систем автомобіля. Управління пакером та механізмами агрегату здійснюється з стаціонарної, опалювальної автономним нагрівником кабіни. Управління підйомом щогли - дистанційне, з виносного пульта. Підйомник оснащений звуковою та світловою сигналізацією висунання і опускання верхньої секції щогли. Коробка відбору потужності одноразова із зубчастою муфтою приєднується фланцем до задньої стінки роздавальної коробки автомобіля і отримує обертання з її первинного валу. Включення і відключення коробки відбору потужності здійснюється зубчастою муфтою, управління якою виведено в кабіну машиніста. Від коробки відбору потужності через карданний вал обертання передається на коробку передач, яка служить для зміни напрямку і швидкості підйому і опускання гакоблока. Коробка передач має п'ять прямих швидкостей і одну зворотну передачу. Коробка передач управляється з кабіни

машиніста. Лебідка - однобарабанна, складається з конічного редуктора, приводного валу, храпового пристрою, валу барабана, гальмівної системи, змонтованих у зварній станині. Від конічного редуктора крутний момент через зубчасту муфту передається на приводний вал барабана. Включення барабана здійснюється фрикційною муфтою, зібраною всередині гальмівної шайби, прикріпленої до реборд барабана гвинтами. Щогла ВТ-40 телескопічна, двосекційна з відкритою передньою гранню, номінальною вантажопідйомністю 400 кН, випробування проходить при статичному навантаженні 500 кН. Підйом щогли в робоче положення і встановлення її в транспортне положення здійснюється двома гідравлічними домкратами. У верхній частині щогли встановлений обмежувач висоти підйому талевого блоку. Висування упорів фіксації верхньої секції щогли забезпечується або механічно, або пневматично. Задня опора щогли оснащена гідравлічними опорними домкратами з механічними замками. Передні опорні домкрати - механічні. На задній опорі встановлений покажчик крену для встановлення агрегату в горизонтальне положення.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	400
Висота щогли від землі до кронблока, м	19
Висота підйому гака, м	14
Довжина свічки, мм	12,5
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,2...2
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діаметр каната талевого, мм	22
Тиск у пневмосистемі, МПа	0,5...0,7
Номінальна потужність при 2100 хв ⁻¹ , кВт	169
Максимальна швидкість пересування агрегату, км/год	50
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
• довжина	10100
• ширина	2500
• висота	3950
Маса, кг	21000

Додаток Г.15 ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ УП-50Т



Підйомний агрегат УП-50Т призначений для спуско-піднімальних операцій при підземному ремонті нафтових, газових і нагнітальних свердловин. Умовна глибина операцій визначається за ГОСТ 28113-89 вантажопідйомністю і діаметром труб бурильної колони і насосно-компресорних труб. Підйомний агрегат УП-50Т самохідний змонтований на базі трактора високої прохідності Т-10Б або його модифікації і складається з пакеру, трансмісії, лебідки, двосекційної телескопічної щогли з талевою системою, задньої опори щогли. На вимогу замовника агрегат може бути укомплектований ключем-автоматом з гідроприводом АПР-ГП для згвинчування і розгвинчування насосно-компресорних труб. Щогла в транспортному положенні розташовується горизонтально над установкою на передній і задній опорах, а в робочому положенні - з кутом $5^{\circ}30'$ від вертикалі в сторону устя свердловини. Підйом щогли з транспортного положення в робоче здійснюється двома гідравлічними домкратами, а висування верхньої секції - спеціальною лебідкою з гідравлічним приводом. Нижня частина щогли встановлена на задній опорі, виконаній окремою конструкцією і жорстко зв'язана з монтажною рамою агрегату. Використання в агрегаті гідравлічної, пневматичної та електричної систем дозволяє в значній мірі спростити і полегшити управління його механізмами. Для живлення пневмосистеми стисненим повітрям на передній рамі встановлений компресор, який отримує привод від колінчатого вала двигуна через карданний вал і пасову передачу. Живлення електрообладнання

забезпечується акумуляторами трактора. Управління механізмами агрегату при проведенні спуско-піднімальних операцій проводиться з кабіни. Управління встановленням щогли в робоче положення - з ручного виносного пульта, з'єднаного із загальною електричною системою агрегату кабелем, який дозволяє перебувати оператору в будь-якому зручному і безпечному для нього місці в радіусі не менше 25 м. Щогла агрегату забезпечена звуковою та світловою сигналізацією, що дозволяє безпечно встановлювати і складати її в будь-який час доби, а також обмежувачем підйому гакоблока, які забезпечують безпеку проведення спуско-піднімальних операцій. Для роботи в нічний час на установці передбачена система освітлення кабіни, робочого майданчика біля устя свердловини, прийомних містків, шляху руху гакоблока, лебідки та майданчиків навколо агрегату. Для забезпечення стійкості агрегату при проведенні спуско-піднімальних операцій агрегат оснащений системою кріплення щогли з допомогою відтяжок. Привод агрегату здійснюється від двигуна трактора. Відбір потужності здійснюється від колінчастого вала через спеціальну коробку відбору потужності, встановлену на задній стінці трактора. Агрегат може експлуатуватися в макрокліматичних районах з помірним кліматом.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	500
Глибина обслуговуваних свдловин із використанням НКТ Ø 73 мм, м	3500
Висота щогли від землі до кронблока, м	19
Максимальна довжина свічки, м	12
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,125...0,58
Частота обертання колінчастого вала двигуна, відповідна номінальній потужності, хв ⁻¹	1070
Діаметр×довжина барабана лебідки, мм	420×800
Діаметр гальмівного шків, мм	1000
Ширина гальмівних шайб барабана головного, мм	230
Габаритні розміри в положенні транспортному, мм	12400×2900×4100
Маса, кг	28000

Додаток Г.16
ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ УПБ-40А



Агрегат УПБ-40А призначений для проведення спуско-піднімальних операцій у процесі ремонту газових і нафтових свердловин, не обладнаних щоглами, розгвинчування і згвинчування насосно-компресорних труб, глибинно-насосних штанг, бурильної колони, чищення пробок. Підйомний агрегат складається з наступних основних вузлів: пакеру, лебідки однобарabanної, встановленої на основі спеціальної під обладнання, двосекційної телескопічної щогли з відкритою передньою гранню та талевої системою, передньої і задньої опори щогли і двох гідравлічних домкратів для підйому щогли в робоче положення. Привод лебідки агрегату здійснюється від тягового двигуна ЯМЗ-236НЕ2 з турбонадувом через одновальну коробку відбору потужності з електропневматичним і ручним управлінням, кардану передачу, п'ятишвидкісну коробку передач, конічний редуктор і зубчасту передачу. Лебідка оснащена стрічково-колодковим гальмом. Управління гальмом пневматичне і механічне. Лебідка також оснащена одно дисковою фрикційною пневматичною муфтою включення барабану з плаваючими

фрикційними вкладишами. Підйомний агрегат на вимогу замовника може комплектуватися механізмом для згвинчування і розгвинчування насосно-компресорних труб, бурильної колони, насосних штанг, а також для ведення бурових робіт гідроротором, вертлюгом, квадратною штангою і буровим рукавом.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	400
Допустиме максимальне навантаження на гак підйомний, кН	625
Глибина обслуговуваних сведловин із використанням НКТ Ø 73 мм, м	3000
Висота щогли від землі до кронблока, м	19,5
Максимальна довжина свічки, м	12
Кут нахилу щогли, град.	5°30'
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,15-1,28
Діаметр канату талевого згідно ГОСТ 16853-88, мм	25
Максимальна швидкість пересування, км/год	50
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм	12800×2500×4200
Маса, кг	19800
Ціна:	68010 у.о.

Додаток Г.17

ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ УПБ-50А



Агрегат УПБ-50А призначений для спуско-піднімальних операцій при підземному ремонті нафтових, газових і нагнітальних свердловин. Агрегат призначається для роботи в помірного і холодному (район І2) макрокліматичних районах за ГОСТ 16350-80. Агрегат може базуватися на таких моделях автошасі: КрАЗ-65101 (колісна формула 6х4); КрАЗ-65053 (колісна формула 6х4); КрАЗ-63221 (колісна формула 6х6); Урал 4320-1912 (колісна формула 6х6); МАН 26.363 (колісна формула 6х4 або 6х6). Підйомний агрегат складається з пакеру, трансмісії, лебідки, щогли з талевою системою, задньої опори щогли. Лебідка агрегату однобарабанна, зібрана в станині зварної конструкції, оснащена стрічково-колодковим гальмом, управління яким є пневматичним і механічним. Лебідка також оснащена одно-дисковою фрикційною пневматичною муфтою включення барабану з плаваючими фрикційними вкладишами. Привод лебідки агрегату здійснюється від тягового двигуна ЯМЗ-236НЕ2 з турбонадувом через одновальну коробку відбору потужності з електропневматичним і ручним управлінням, карданну передачу, п'ятишвидкісну коробку передач, конічний редуктор і зубчасту передачу.

Щогла агрегату телескопічна двосекційна з відкритою передній гранню. Підйом щогли з робоче положення здійснюється двома гідравлічними домкратами, висування верхньої секції – допоміжною гідро приводною лебідкою через поліспагну систему. Управління встановленням щогли в робоче положення здійснюється з ручного виносного пульта, з'єданого із загальною електричною системою агрегату кабелем довжиною 20 м. Управління спуско-підйомними операціями електропневматичне і ручне механічне зі спеціальної кабіни. Підйомний агрегат на вимогу замовника може комплектуватися механізмом для згвинчування і розгвинчування насосно-компресорних і бурильних труб і насосних штанг, а також для ведення бурових робіт гідроротором, вертлюгом, квадратною штангою і буровим рукавом.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	500
Глибина обслуговуваних сведловин із використанням НКТ Ø 73 мм, м	3000
Висота щогли від землі до кронблока, м	21
Максимальна довжина свічки, м	12...13
Кут нахилу щогли, град.	4°36'
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,2...1,35
Діаметр канату талевого згідно ГОСТ 16853-88 , мм	25
Число швидкостей лебідки	5
Максимальна швидкість пересування, км/год	50
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм	13800×2680×4300
Маса, кг	23800

Додаток Г.18

ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ УПБ-60А



Агрегат УПБ-60А призначений для спуско-піднімальних операцій при ремонті нафтових, газових і нагнітальних свердловин. Агрегат призначається для роботи в помірному і холодному (район І₂) макрокліматичних районах за ГОСТ 16350-80. Агрегат може базуватися на таких моделях автошасі: КрАЗ-65053 (колісна формула 6х4); КрАЗ-63221 (колісна формула 6х6); MAN 26.363 (колісна формула 6х4 або 6х6); МЗКТ-80077 (колісна формула 6х6); БАЗ-695071 (колісна формула 8х8); БАЗ-690902 (колісна формула 8х8). Підйомний агрегат складається з пакеру, трансмісії, лебідки, щогли з талевою системою, задньої опори щогли. Лебідка агрегату однобарабанна, зібрана в станині зварної конструкції, оснащена стрічково-колодковим гальмом з двома стрічками, управління яким є пневматичним і механічним. Лебідка також оснащена однодисковою фрикційною пневматичною муфтою включення барабану з плаваючими фрикційними вкладишами. Привод лебідки агрегату здійснюється через мастилонаповнену трансмісію. Агрегат оснащений телескопічною двосекційною похилою щоглою висотою 22,5 м з відкритою передньою гранню. Щогла підіймається у робоче положення за допомогою двох гідравлічних домкратів, висування верхньої секції здійснюється допоміжною лебідкою з гідравлічним приводом через поліспастану систему. Управління спуско-підйомними операціями електропневматичне і ручне механічне зі спеціальної кабіни. Талева система складається з чотиришківного кронблока,

тришківного одновісного гакоблока з гаком трирогим. Нерухомий кінець канату талевого прикріплений за допомогою затискачів і пальця до кронштейна на станині лебідки. Агрегат укомплектований автоматом АПР-2ГП (з гідравлічним приводом) і гідророзкріплювачем для розгвинчування і згвинчування труб, оснащений пристроєм протизатягування блоку талевого (обмежувача висоти підйому гакоблока) і системою освітлення робочого майданчика на гирлі свердловини і шляху руху гакоблока. Гідророзкріплювач поставляється з роликми, що запобігають дотик каната до конструкції щогли при роботі машинними ключами.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	600
Глибина обслуговуваних свдловин із використанням НКТ Ø 73 мм, м	3000
Висота щогли від землі до кронблока, м	22,5
Максимальна довжина свічки, м	12...13
Кут нахилу щогли, град.	5°
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діаметр канату талевого згідно ГОСТ 16853-88 , мм	25
Діапазон швидкостей підйому гака при СПО, м/с	0,15...1,28
Діапазон швидкостей підйому гака при короткочасних навантаженнях, м/с	0,13
Тягове зусилля на барабані лебідки, кН	128
Число швидкостей лебідки	5
Максимальна швидкість пересування, км/год	50
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм	12800×2800×4200
Питомий тиск агрегату на ґрунт, МПа	0,074
Маса агрегату, кг	28000
Ціна	73678 у.о.

Додаток Г.19
ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ УПТ-40



Підйомний агрегат УПТ-40 призначений для проведення спуско-піднімальних робіт у процесі ремонту нафтових і газових свердловин. Агрегат може використовуватися для буріння свердловин (забурювання другого стовбура). Монтажна база агрегату – трактор Т-10Б.0121 (замість знятого з виробництва Т-170М1.Б01) дозволяє експлуатувати агрегат у важкодоступних місцевостях з болотистим і піщаним ґрунтом в умовах помірного і холодного клімату при температурі навколишнього середовища від -45 до $+45^{\circ}\text{C}$. Лебідка агрегату – однобарабанна, оснащена дисковою фрикційною муфтою пневматичної дії, а також стрічково-колодковим гальмом. В лебідку вбудований обмежувач вантажопідйомності, який автоматично відключає привод і включає гальмо лебідки, а також звукову та світлову сигналізацію (обмежувач відрегульований на 400 кН). Управління швидкостями руху гакоблока здійснюється за допомогою КПП трактора штатними органами управління. Для розширення діапазону зміни швидкостей, замість додаткової КПП (КП-100), встановлений демультіплікатор, управління яким здійснюється тумблером з пульта управління. У кабіні немає додаткових важелів для

управління КПП. В агрегаті УПТ-40 є вузол відбору потужності з карданним приводом на ротор Р-410 або Р-450. На агрегаті встановлено сигналізатор вибухонебезпечних газів «Сигнал-03М», що попереджає про наявність граничних концентрацій повітряних сумішей газів на усті свердловини. Агрегат комплектується пристроями для підвіски машинних ключів, кронштейна для ролика ЕЦН, роликів для допоміжної лебідки. Окремий гідророзподільник дозволяє підключати пакер, АПР-2ГП або гідравлічний спайдер незалежно від гідророзподільника системи встановлення агрегату на свердловину. Агрегат оснащений посиленою і подовженою телескопічною двосекційною щоглою з відкритою передньою гранню висотою 19 м. На замовлення споживача може поставлятися з майданчиком верхового робітника.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	400
Допустиме максимальне навантаження на підйомний гак, кН	450
Глибина обслуговуваних свердловин із використанням НКТ Ø 73 мм, м	3500
Висота щогли від землі до кронблока, м	19
Максимальна довжина свічки, м	14
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,19...1,52
Число швидкостей лебідки	5
Діаметр канату талевого згідно ГОСТ 16853-88, мм	23
Найбільший натяг каната талевого на барабані лебідки на другому ряді намотування, кН	85
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм	10020×3200×4100
Маса, кг	26250

Додаток Г.20

ПІДЙОМНИЙ АГРЕГАТ УПТ-50



Підйомний агрегат УПТ-50 призначений для приводу ротора і проведення спускопідймальних операцій в процесі буріння газових і нафтових свердловин глибиною до 1000 метрів і ремонту свердловин глибиною до 3500 метрів. Агрегат УПТ - 50 призначений для роботи в холодному і помірному макрокліматичних районах. Підйомний агрегат - змонтований на базі гусеничного трактора марки Т-10М, самохідний. Складається з наступних основних вузлів: пакеру, лебідки однобарабанної, встановленої на спеціальній основі під обладнання, двосекційної щогли телескопічної, з відкритою передньою гранню, передньої та задньої опори щогли і домкрата підйому її в положення робоче. Агрегат укомплектований автоматом АПР-2ГП (з гідравлічним приводом) і гідророзкріплювачем для розгвинчування і згвинчування труб, оснащений пристроєм протизатягування блоку талевого (обмежувача висоти підйому гакоблоку) і системою освітлення робочого майданчика на усті свердловини і шляху руху гакоблоку. Агрегат оснащений вузлом приводу ротора бурового. Привод ротора може бути карданним або

ланцюговим. Привод лебідки та механізмів здійснюється через коробку відбору потужності та коробку зміни передач від двигуна трактора. Підйом щогли і механізмів розгвинчування і згвинчування труб, а також гідророзкріплювача – гідравлічний, включення муфти фрикційної лебідки - пневматичне. Талева система складається з чотиришківного одновісного кронблока, тришківного одновісного гакоблока з гаком трирогим. Нерухомий кінець канату талевого прикріплений за допомогою затискачів і пальця до кронштейна на станині лебідки.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	500
Допустиме максимальне навантаження на гак підйомний, кН	625
Висота щогли від землі до кронблока, м	19
Максимальна довжина свічки, м	12
Кут нахилу щогли, град.	3
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,15...1,28
Число швидкостей лебідки	5
Діаметр канату талевого згідно ГОСТ 16853-88 , мм	25
Діаметр×довжина барабана лебідки, мм	450×750
Діаметр шайб гальмівних барабана головного, мм	1000
Ширина шайб гальмівних барабана головного, мм	230
Габаритні розміри в положенні транспортному, мм	12400×2900×4100
Маса, кг	28000

Додаток Г.21

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН УРГ-32



Агрегат призначений для ремонту нафтових і газових свердловин, не обладнаних щоглами. За допомогою агрегату виконують спуско-підйомні операції при ремонті свердловин. З додатковим устаткуванням – промивальним агрегатом і ротором з індивідуальним приводом можна проводити промивання свердловин і розбурювання піщаних пробок. Агрегат УРГ-32 – самохідний, змонтований на шасі автомобіля КАМАЗ-43118. Складається з наступних основних вузлів: пакеру, лебідки, встановленої на спеціальній рамі, щогли з талевою системою, задньої опори, трансмісії і монтажної бази. Агрегат комплектується зварною, моноблочною похилою щоглою фермової конструкції. Підйом щогли здійснюється за допомогою гідравлічних домкратів. Між лебідкою і щоглою розташована кабіна оператора. Лебідка агрегату двошвидкісна однобаранна з ланцюговим приводом; оснащена двома фрикційними дисковими муфтами пневматичної дії, гальмом одношківним. Баран лебідки оснащений Lebus накладкою, що забезпечує рівномірне

намотування каната талевого. Лебідка агрегату двобарабанна з приводом через чотиришвидкісну коробку зміни передач і канатовкладачем. На основному барабані лебідки намотано канат для оснастки системи талевої в ході робіт бурових, на другому допоміжному – канат тартальний. Максимальна сила натягу каната талевого – 112 кН, тартального – 73 кН. Насосний блок включає в себе насос НБ–125, який забезпечує подачу рідини максимальну -9,95 л/с, тиск найбільший -16 МПа для подачі - 6,1 л/с, і змонтований на автопричепі двоколісному (710Б або СМ–38326). Агрегат оснащений двосекційною телескопічною щоглою, піднімання якої з стану транспортного в робоче здійснюється гідравлічними циліндрами. Агрегат укомплектовано гідроприводним ротором, діаметр отвору прохідного - 142 мм, максимальне навантаження на стіл -до 50 кН. Ротор агрегату – тришвидкісний буровий з гідроприводом від гідромотора МН250/100.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	320
Висота щогли від землі до кронблока, м	17
Діаметр талевого каната, мм	22
Кратність оснастки талевої системи	2×3
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,2...1,4
Колісна формула транспортного шасі	6×6
Потужність двигуна моделі 740.30 ,кВт	191
Максимальна швидкість пересування, км/год	60
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм	
• довжина	15720
• ширина	2500
• висота	3980
Маса, кг	20900

Додаток Г.22

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН А-50М



Агрегат А-50М (модернізовано на основі А-50У) призначений для освоєння, ремонту газових і нафтових свердловин. З його допомогою можна виконувати піднімання і опускання бурильної колони і насосно-компресорних труб з укладанням у ході ремонту свердловин глибиною до 3500 м їх на містки, глушіння, розбурювання і фрезерування цементних пробок у трубах діаметром 146-168 мм з промиванням свердловини, встановлення арматури фонтанної, ліквідацію аварій у свердловинах і роботи бурові. Цей агрегат є самохідним, змонтованим на шасі автомобіля КрАЗ-250, а в якості привода використовується ходовий восьмициліндровий чотирьохтактний дизель ЯМЗ-238 потужністю 176,5 кВт з V- подібним розміщенням циліндрів. Основні вузли агрегату: пакер, лебідка, щогла з талевою системою, компресор гідродократів, ротор; система управління. У ротор вмонтовано захоплювач клиновий – пристрій для механізації найбільш трудомістких операцій розгвинчування і згвинчування труб. Він розрахований на застосування бурильних труб діаметром 73 мм і НКТ діаметрами 48, 60, 73 мм. Гідроротор агрегату А-50М розвиває набагато більший момент обертовий, ніж механізми КМУ, АПР і т. д. Під час згвинчування та опускання труб обертовий момент на осі ротора

повинен відповідати діаметру труб. Це досягається регулюванням дроселя голчастого, встановленого перед золотником реверсивним у гідросистемі.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	600
Висота щогли від землі до кронблока, м	22,4
Найбільша довжина труби, мм	16
Кратність оснастки талевої системи	3×4
Розміри барабана лебідки (діаметр×довжина), мм	426×550
Діаметр реборд барабана, мм	1100
Число гальмівних шківів	2
Діаметр гальмівних шківів, мм	1000
Число гальмівних стрічок	2
Ширина гальмівних стрічок, мм	150
Найбільше тягове зусилля на набігаючому кінці талевого каната, кН	100
Діаметр канатного шківа (по дну жолоба), мм:	47025
Найбільша статичне навантаження на стіл ротора, кН	500
Діаметр прохідного отвору стола ротора, мм	142
Діаметр клинових захватів для труб, мм	60; 73; 89
Найбільший тиск бурового насоса (при подачі 6 л/с), МПа	16
Найбільша подача бурового насоса (тиск 6 МПа), л/с	9,95
Потужність двигуна (при $n = 2100$ хв-1), кВт	176,5
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм	12460×2650×4160
Маса насоса з причепом, кг	4124
Маса, кг	32104
Ціна	147000 у.о.

Додаток Г.23
АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН А5-40ТС



Агрегат А5-40ТС призначений для ремонту свердловин, не обладаних щоглами. Агрегат змонтований на шасі ЗТС (засіб транспортний спеціальний) і складається з однобарабанної лебідки і телескопічної двосекційної щогли з талевою системою. Агрегат А5-40ТС, на вимогу споживача, може комплектуватися механізмами для згвинчування і розгвинчування насосно-компресорних труб, бурильної колони та насосних штанг. Управління механізмами машини при проведенні спуско-піднімальних операцій проводиться з кабіни машиніста. Лебідка однобарабанна, зібрана в станині зварної конструкції. Привод лебідки здійснюється від гітари через конічний редуктор і зубчасту передачу. Лебідка оснащена пакером, двострічковим колодковим гальмом з пневматичним і механічним управлінням, а також пневматичною муфтою ввімкнення барабану. Щогла агрегату телескопічна двосекційна з відкритою передньою гранню. Підйом щогли з робоче положення здійснюється двома гідравлічними домкратами, висування верхньої секції – допоміжною гідроприводною лебідкою через поліспастану систему. Управління встановленням щогли здійснюється розподільником SD5 з ручного виносного

пульту, з'єднаного із загальною електричною системою агрегату кабелем довжиною 20 м, управління висуванням верхньої секції щогли в робоче положення - розподільником SD5 з ручного виносного пульта. Вишка машини забезпечена світильниками, що дозволяють безпечно встановлювати і складати її в будь-який час доби, а також обмежувачем підйому гакоблока, який забезпечує безпеку проведення спуско-піднімальних операцій. Для роботи в нічний час на машині передбачена система освітлення робочого місця на усті свердловини, прийомних містків, кронблока, шляхів руху гакоблока, лебідки та майданчика навколо машини. Для забезпечення стійкості машини при проведенні спуско-піднімальних операцій на номінальну вантажопідйомність, машина оснащена пристроєм для без'якірного кріплення щогли. Талева система складається з чотиришківного одновісного кронблока, тришківного одновісного гакоблока з гаком трирогим. Управління механізмами агрегату пневматичне. Живлення пневмосистеми здійснюється від компресора М-155 з тиском 10 МПа і подачею до 0,6 м³/хв. Агрегат придатний для експлуатації в умовах холодного клімату при температурі навколишнього середовища не нижче -40 °С.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	500
Максимальне навантаження на гак підйомний, кН	625
Максимальна глибина свердловини, м	1000
Висота щогли від землі до кронблока, м	19,5
Кут нахилу щогли, град	4°50'
Висота підйому гака, м	15,5
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,2...1,18
Кратність оснастки системи талевої	3×4
Діаметр каната талевого, мм	22
Найбільший натяг каната талевого на барабані лебідки на другому ряді намотування, кН	82
Колісна формула шасі транспортного	6×6
Загальна потужність привода, кВт	176
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
• довжина	11185
• ширина	2500
• висота	4400
Маса, кг	22300

Додаток Г.24

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН А4-32



Агрегат А4-32 призначений для ремонту свердловин, не обладнаних щоглами. За допомогою агрегату виконують спуско-підйомні операції при ремонті свердловин, чистку піщаних пробок. З додатковим устаткуванням – промивальним агрегатом, бирильною колоною і ротором з індивідуальним приводом можна проводити промивання свердловин і розбурювання піщаних пробок. Агрегат А4-32 – самохідний, змонтований на шасі автомобіля КрАЗ-260Г (КрАЗ-63221). Складається з наступних вузлів: пакеру, лебідки, щогли з талевою системою, задньої опори, трансмісії і монтажної бази. Щогла телескопічна двосекційна. В робоче положення встановлюється двома гідроциліндрами. Верхня секція висувається за допомогою допоміжної лебідки з гідроприводом через поліспапну систему. У робочому положенні щогла розчалоється чотирма відтяжками. Лебідка агрегату однобарабанна. Муфта включення барабана фрикційна пневматичної дії, змонтована всередині гальмівного шківів. При підвищенні температури вище -40°C робота агрегату допускається після витримки не менше 6 годин при температурі вище -40°C

для відновлення властивостей металу і матеріалу. Охолодження гальма підйомного і тартального барабанів – повітряне. Управління агрегатом у ході підземних робіт здійснюється з відкритого пульта, розміщеного біля задньої опори вежі зліва по ходу автомобіля. Спеціальна кабіна для машиніста відсутня; під час роботи він знаходиться безпосередньо біля устя свердловини. Управління агрегатом електропневматичне. Привод виконавчих механізмів агрегату здійснюється від тягового двигуна ЯМЗ-238Д автомобіля.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	320
Висота щогли від землі до кронблока, м	18,03
Висота підйому гака, м	12
Діаметр талевого каната, мм	22
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,21...1,65
Колісна формула транспортного шасі	6×6
Потужність двигуна ЯМЗ-238М2 ,кВт	243
Максимальна швидкість пересування, км/год	75
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм:	
• довжина	11000
• ширина	2750
• висота	4300
Маса, кг	20610
Ціна:	76800у.о.

Додаток Г.25

АГРЕГАТ ДЛЯ ОСВОЄННЯ ТА РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН А2-32



Агрегат призначений для ремонту свердловин, не обладнаних щоглами. За допомогою агрегату виконують спуско-підйомні операції при ремонті свердловин, чистку піщаних пробок. З додатковим устаткуванням – промивальним агрегатом, пакером і ротором з індивідуальним приводом можна проводити промивання свердловин і розбурювання піщаних пробок. Агрегат А2-32 – самохідний, змонтований на шасі автомобіля Урал-4320. Складається з наступних основних вузлів: лебідки, встановленої на спеціальній рамі, щогли з талевою системою, задньої опори, трансмісії і монтажної бази. Щогла телескопічна, двосекційна, фермової конструкції з відкритою передньою гранню, встановлюється в робоче положення двома гідроциліндрами, живлення яких здійснюється від насоса моделі НШ-50. Верхня секція висувається за допомогою спеціальної лебідки з гідроприводом через поліспагнну систему. У робочому положенні вишка розчальюється чотирма відтяжками. Талева система складається з одновісного тришківного кронблока, одновісного двошківного гакоблока. Лебідка агрегату включає конічний редуктор, барабанний і приводний вали, змонтовані в загальній зварній коробчатій станині. Барабан зварної конструкції встановлений на підшипниках кочення. Муфта включення

барабана фрикційна, пневматична з дисковими вкладишами з ретінакса, змонтована всередині гальмівного шківa. Привод навісного обладнання агрегату здійснюється від тягового двигуна автомобіля через включену безпосередньо коробку швидкостей і роздавальну коробку.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Допустиме навантаження на гак підйомний, кН	320
Висота щогли від землі до кронблока, м	18,03
Висота підйому гака, м	12
Діаметр талевого каната, мм	22
Діаметр барабана лебідки, мм	420
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,18...2,03
Кліренс, мм	360
Радіус повороту, м	14
Число ступенів коробки передач	5
Колісна формула транспортного шасі	6×6
Потужність двигуна ЯМЗ-238М2 ,кВт	176,6
Максимальна швидкість пересування, км/год	75
Маса, кг	20000
Ціна	76800 у.о.

Додаток Г.26
АГРЕГАТ АПРС-50КАМ ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН



Агрегат АПРС-50КАМ призначений для проведення ремонту нафтових і газових свердловин, не обладнаних щоглами, технологічних операцій з бурильною колоною, для чищення піщаних пробок, крім того з допомогою пакеру, промивного агрегату і ротора можна проводити промивку свердловин і розбурювання піщаних пробок. Кліматичне виконання дозволяє експлуатувати агрегат АПРС-50КАМ при робочій температурі повітря від -40 до $+40^{\circ}\text{C}$. Монтажною базою агрегату слугує шасі автомобіля КамАЗ 65111. Агрегат оснащений посиленою і подовженою телескопічною двосекційною щоглою висотою 21,5 м з відкритою передньою гранню. Агрегат комплектується задніми гідравлічними опорними домкратами з механічними замками і задньою фундаментною балкою. На АПРС-50КАМ встановлені передні аутригери, що дозволяють підняти агрегат у горизонтальне положення. Кронблок щогли з розділеними осями шківів. Лебідка агрегату – однобарабанна, оснащена двома дисковими фрикційними муфтами пневматичної дії, а також двострічковим гальмом. Агрегат АПРС-50КАМ також комплектується допоміжною лебідкою з

гідравлічним приводом. Управління спуско-підйомними операціями є електропневматичним і ручним механічним з кабіни оператора. Привод навісного обладнання агрегату лебідки здійснюється від тягового двигуна автомобіля через включену безпосередньо механічну триступеневу коробку швидкостей.

Технічні характеристики

Показник, одиниця виміру	Числове значення
Номінальне навантаження на гак підйомний, кН	500
Висота щогли від землі до кронблока, м	21,5
Найбільша висота підйому гака, м	17
Діаметр талевого каната, мм	25
Діапазон швидкостей підйому гака, м/с	0,15...1,42
Кратність оснастки талевої системи	3×4
Число гальмівних шківів, шт	2
Швидкість пересування, км/год	70
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм:	
• довжина	12590
• ширина	2500
• висота	4000
Маса, кг	25200

Додаток Д
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких

опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Kryshchtopa S., Panchuk M., Kozak F., Dolishnii B., Mykutyii I., Skalatska O. Fuel economy raising of alternative fuel converted diesel engines. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2018, Vol 4, № 8 (94), pp. 6-13. **(індексується в базі Scopus, рахується за дві, оскільки опублікована у виданні, віднесеному до третього квартилю Q3, відповідно до класифікації SCImago Journal).**
2. Kryzhanivskyi Y., Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Hnyr M., Mykutyii I. Conversion of diesel engine to alternative bio-alcohol fuel. *Journal of New Technologies in Environmental Science*. 2019. Volume 3, Issue 3, P. 123–131. **(закордонне наукове періодичне видання, індексується в базі Copernicus).**
3. Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І. Енергоефективність дизельних двигунів нафтогазової галузі при їхньому переведенні на альтернативні палива. *Нафтогазова енергетика*. 2017. 2 (28). С. 103–110. **(наукове фахове видання України).**
4. Гнип М. М., Микитій І. М., Криштопа С. І. Дослідження економічної доцільності переобладнання дизельних двигунів нафтогазової галузі на альтернативні палива. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. 4 (65). С. 88–95. **(наукове фахове видання України).**
5. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Мельник В. М., Дикун Т. В. Дослідження складу і теплоти згорання піролізних газів як палива для конвертованих на газ дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2019. (2). С. 84–94. **(наукове фахове видання України).**

6. Крижанівський Є. І., Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Експериментальні дослідження показників дизельного двигуна за умови його роботи на біометанолі. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2019. 86, Т.1. С. 90–100. **(наукове фахове видання України)**.
7. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Дослідження показників дизель-компресорного агрегату при його роботі на альтернативному біопаливі. *Нафтогазова енергетика*. 2019. 2 (32). С. 88–96. **(наукове фахове видання України)**.
8. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Розроблення енергоефективної системи охолодження газу пересувних дизельних компресорних станцій нафтогазової галузі. *Нафтогазова енергетика*. 2020. 1 (33). С. 81–89. **(наукове фахове видання України)**.
9. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Козак Ф. В., Гнип М. М., Микитій І. М., Цебер М. М. Створення математичної моделі розрахунку енергоефективності пересувних дизельних компресорних станцій. *Науковий вісник*. 2020. 1 (48). С. 56–65. **(наукове фахове видання України)**.
10. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Покращення екологічних параметрів дизельних двигунів при їхньому переведенні на продукти конверсії метанолу. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 1 (16). С. 91–105. **(наукове фахове видання України)**.
11. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Математичне моделювання системи зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин. *Нафтогазова енергетика*. 2021. 2 (36). С. 75–84. **(наукове фахове видання України)**.

12. Криштопа С. І., Криштопа Л. І., Микитій І. М., Гнип М. М., Козак Ф. В. Експериментальні дослідження зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підймальних установок для ремонту свердловин. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2021. 2 (17). С. 89–104. **(наукове фахове видання України)**.
13. Mykytii I. Mathematical modeling of energy loss reduction in gear boxes of oil and gas technological transport. *Problems of Tribology*. 2021. V. 27, № 3 (101), P. 70-80. **(наукове фахове видання України)**.

Монографії:

14. Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Panchuk M., Korohodskyi V., Prunko I., Mykytii I. Improvement of Diesel Engine Parameters by Using of Alcohol Conversion. *Chemmotological Aspects - Sustainable Aviation*. Springer. 2021. P. 115-168.

Патенти:

15. Альтернативне паливо для дизельних двигунів: пат. 145957 Україна. № u202002222; заявл. 03.04.2020; опубл. 13.01.2021, Бюл. № 2/2021. 5 с. Автори: Микитій І. М., Гнип М. М., Криштопа С. І., Мельник В. М.; Криштопа Л. І.; Долішній Б. В.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

16. Криштопа С. І., Гнип М. М., Микитій І. М. Конвертація дизельних двигунів шляхом їхнього переведення на альтернативні палива. *Сучасні підходи до вискоєфективного використання засобів транспорту: тези доп. 8-ї міжнар. наук.-практ. конф. (м. Ізмаїл, 7 грудня 2017 р.)* Ізмаїл, 2017. С. 148–150.
17. Kryshchtopa S., Mykytii I., Kozak F. EXPERIMENTAL RESEARCHES OF TOXICITY OF EMPLOYED GAS REPLACEMENT GAS FUEL DIESEL ENGINES. *Actual problems of renewable power engineering, construction and environmental engineering: International Scientific-Technical Conference*. Kielce, Poland, 7-9 February 2019. KIELCE, 2019. P. 32-34.

- 18.Микитій І.М. Дослідження викидів дизельного двигуна на біодизельному паливі з водоростів. *Проблеми і перспективи розвитку транспорту*: тези доп. VIII-ї всеукр. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених, м. Одеса, 18 квітня 2019 р. Одеса, 2019. С. 73-76.
- 19.Криштопа С., Криштопа Л., Микитій І., Гнип М.. Дослідження показників конвертованого дизельного двигуна при його роботі на піролізному газі. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту*: тези доп. I –ї міжнар. наук.-практ. конф., м. Вінниця, 13-15 травня 2019 р. Вінниця, 2019. С. 174–175.
- 20.Криштопа Л.І., Микитій І.М., Козак Ф. В. Дослідження теплоти згорання піролізних газів для використання як палива для двигунів. *Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті*: тези доп. XXI-ї міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 14-15 травня 2020 р. Київ, 2020. С. 581–586.
- 21.Криштопа С.І., Шмігінс Р., Криштопа Л.І., Микитій І.М. Дослідження надійності та потужності дизельного двигуна на біодизельному паливі з водорості. *Підвищення надійності машин і обладнання*: міжнародна науково-практична конференція, м. Кропивницький, 15-17 квітня 2020 року. С. 175-178.
- 22.Криштопа С., Микитій І., Козак Ф. Дослідження паливно-економічних параметрів дизельних двигунів, переобладнаних на сумішеве газове паливо. *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей*: матеріали VI міжнародної науково-технічній конференції, м. Луцьк, 26.05-29.05.2020 р. С. 86-89.
- 23.Микитій І.М., Криштопа С.І., Козак Ф.В. Аналіз максимально можливого підвищення теплоти при згоранні спиртових сумішей в ДВЗ. *Підвищення надійності машин і обладнання*: міжнародна науково-практична конференція, м. Кропивницький, 14-16 квітня 2021 року. С. 127-130.

24. Kryshchtopa S., Kryshchtopa L., Panchuk M., Korohodskyi V., Prunko I., Mykytii I. Increase of Engine Characteristics by Using of Alcohol Converting. *Проблеми хіммотології. Теорія і практика раціонального використання традиційних та альтернативних паливно-мастільних матеріалів: VIII міжнародна науково-технічної конференція, м. Кам'янець-Подільський, 21-25 червня 2021 р. С. 37-38.*