НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ДИКИХ ОЛЕКСАНДР ВІКТОРОВИЧ

УДК 629.113

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОЛІПШЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ І ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ БТР-70

Спеціальність – 274 «Автомобільний транспорт»
Галузь знань – 27 «Транспорт»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

Науковий керівник Сахно Володимир Прохорович
доктор технічних наук, професор

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Диких О.В. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». – Національний транспортний університет, Київ, 2023.

Підрозділи Національної гвардії Україніки озброєні бронетранспортерами: БТР-60 та БТР-70. Вказані бронетранспортери були розроблені та прийняті на озброєння у 1960 та 1970 р. відповідно. Зазначені зразки військової техніки розроблювались з урахуванням вимог до загальновійськового бою у складі мотострілецьких підрозділів.

Головною задачею, покладеною на них, є транспортування особового складу до поля бою та вогнева підтримка.

Зазначені бронетранспортери мають відносно низькі показники паливної економічності та плавності ходу.

Усунення вказаних недоліків може бути вирішено шляхом розроблення нових конструкцій бронетранспортерів на базі сучасних агрегатів автомобілів, що серійно виготовляються в Україні та за її межами, застосування в нових конструкціях сучасних технічних рішень в компонувальних схемах – силовий агрегат-трансмісія.

Недоліки можуть бути усунені як при переобладнанні, так і при модернізації бронетранспортерів.

Модернізація зразка військової техніки здійснюється згідно з Порядком розроблення, освоєння та випуску нових видів продукції оборонного призначення, а також припинення випуску існуючих видів такої продукції, затвердженим Постановою КМ від 03 березня 2021 р. №234.

«Укроборонпром» – державний концерн, адаптував свою бронетехніку під двигун Deutz (Німеччина) замість російських. За інформацією, надрукованою в засобах масової інформації, зразки бронетехніки: БТР-4, БТР-3, бронеавтомобіль «Дозор-Б» укомплектовані двигунами Deutz

Проектування, модернізація військової техніки передбачає поліпшення його певних властивостей, які називають потенційними. Такі функціональні властивості забезпечують автомобілю виконувати функції, визначені його транспортним призначенням.

Система «двигун-трансмісія» в основному впливає на тягово-швидкісні властивості, паливну економічність та екологічну безпеку транспортних засобів.

Паливна економічність автомобіля безпосередньо залежить від умов експлуатації і швидкості його руху. Вона дає оцінку ефективності використання автомобіля, тому що безпосередньо визначає енергетичні витрати на транспортний процес.

Оптимізація параметрів системи «двигун - трансмісія» автомобілів передбачає пошук рішень, які дозволяють узгодити вихідні параметри двигуна та передаточні числа трансмісії, щоб при комплектуванні автомобіля різними типами двигунів і різними трансмісіями показники тягових властивостей автомобіля, динаміки його розганяння та певною мірою технічна швидкість і паливна економічність були близькими між собою і знаходилися у певних допустимих межах. Для цього необхідно розробити достовірний метод визначення ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля, який враховував би заміну двох бензинових двигунів на дизелі, що передбачено модернізацією автомобіля БТР-70.

Метою роботи є вибір типу та складу силової установки і передаточних відношень трансмісії, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності при модернізації БТР-70.

Мета досягається шляхом вирішення задач:

1. Обґрунтувати та вибрати показники для оцінки тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

2. Обґрунтувати та вибрати тип та склад силової установки при модернізації БТР-70, за якої забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей;

3. Визначити передаточні відношення трансмісії за обраної силової установки, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

4. Розробити методику проведення експериментальних досліджень автомобіля для перевірки адекватності математичних моделей щодо визначення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

5. Розробити практичні рекомендації щодо поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Наукова новизна одержаних результатів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні важливої науково-практичної задачі підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70:

вперше отримані якісні і кількісні оцінки ступеня впливу типу і складу силової установки, зокрема у складі двох двигунів різної потужності, і передаточних відношень трансмісії на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації автомобілів БТР-70;

удосконалено методику вибору передаточних відношень трансмісії автомобіля БТР-70 при установці двох двигунів різної потужності;

отримало подальший розвиток питання порівняльної оцінки показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів БТР-70 з різними силовими установками за відносними показниками, що представляють

собою відношення показника автомобіля з конкретною силовою установкою до показника еталона, у якості якого обрано умовний автомобіль із кращими показниками із усього ряду показників автомобілів, що розглядаються.

Практичне значення результатів дослідження складають:

1. Методика вибору типу та складу силової установки при модернізації БТР-70, зокрема двох двигунів різної потужності, за яких забезпечуються необхідні показники тягово-швидкісних властивостей;

2. Методика вибору коробки передач із існуючого ряду або вибору передаточних відношень коробки передач при її виготовленні, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Рекомендації щодо вибору типу та складу силової установки, а також трансмісії при модернізації БТР-70 прийняті до використання:

- управлінням озброєння та техніки Головного управління Національної гвардії України при закупівлі послуг на ремонт, модернізацію та виготовлення нових зразків військової техніки;
- відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при визначенні показників експлуатаційних властивостей спеціальних колісних засобів;
– відділом спеціального транспорту Державного науково-дослідного інституту МВС України при розробці науково технічної документації на розроблення та виготовлення, модернізацію спеціальних та спеціалізованих автотранспортних засобів;

Результати роботи впроваджено у навчальний процес Національного транспортного університету при вивченні наступних дисциплін: «Автомобілі», «Експлуатаційні властивості автомобілів і тракторів» «Прикладна теорія руху автопоїзда», Національної академії Національної гвардії України а також використані приватним акціонерним товариством «НВО «ПРАКТИКА» при

створенні нових транспортних засобів як на стадії проектування, так і при їх доводці.

Ключові слова:

Бронетранспортер, паливна економічність, модернізація, військова техніка, силовий агрегат-трансмісія, двигун, випробування, тягово-швидкісні властивості, екологічна безпека.

Список публікацій здобувача.

Публікації в наукових фахових виданнях України:

1. Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В., Стельмащук В.В., Онищук В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2020. №2 (15). С. 134-146. ISSN 2313-5425. DOI: https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.401

URL: https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/401

2. Сахно В.П., Диких О.В., Гуляєв А.В., Скрипник М.А., Глазкова С.В. До вибору двигунів при модернізації БТР-70. *Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту озброєння та військової техніки ЗСУ*. 2021. № 1(80) С. 376-385. (інв. № 5777т) ISSN 2414-0651, № 409 від 17.03.2020.

3. Сахно В.П., Диких О.В. До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач. *Вісник Національного транспортного університету*. Київ, 2021. Вип. 3 (50). С. 198-209. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-3-50-198-209

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/198-209.pdf

4. Кайдалов Р.О., Страшний І.Л., Маренко Г.М., Диких О.В. Дослідження раціональних варіантів модернізації бронетранспортера БТР-70. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. Харків, 2021. Вип. 1 (37). С. 60-69. ISSN 2409-7470. DOI: https://doi.org/10.33405/2409-7470/2021/1/37/237850

URL: http://znp.nangu.edu.ua/article/view/237850/236521

5. Сахно В.П., Диких О.В. До питання створення причіпного автобусного поїзда. *Науково-технічний збірник «Автомобільні дороги і дорожнє будівництво»*. Київ, 2022. Вип. 111/112. С. 67-63. DOI: 10.33744/0365-8171-2022-111-260-268.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав:

Сахно В.П., Савостін-Косяк Д.О., Диких О.В. До вибору передаточних відношень коробки передач при модернізації автомобіля БТР-70. *Transport Means Engineering. Operation, Fuels and Safety. Monograph, series: Mechanical Engineering*. 2022. С. 29-36. ISSBN 978-83-7934-606-6.

Опубліковані праці апробаційного характеру:

1. Сахно В.П., Диких О.В. Експериментальні дослідження БТР-70П. *І Всеукраїнська науково-технічна інтернет конференція «АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ БОЙОВОГО ЗАСТОСУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ І РЕМОНТУ ЗРАЗКІВ ОЗБРОЄННЯ ТА ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ»,* м. Вінниця, 17-18 листопада 2022 року.

URL: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/apozbt/apozbt2022/paper/viewFile/16615/13875

2. Сахно В.П., Диких О.В. До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач. *Міжнародна науково-технічна конференція «Поліпшення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин»*, м. Київ, 10-11 червня 2021. Київ, 2021. ISBN: 978-966-932-315-9 (Online). DOI: https://doi.org/10.33744/978-966-632-315-9-2021

URL: https://drive.google.com/file/d/1wgrEpK-d-9ojC-NGVVPxjPU4g8fLOi6i/view

3. Сахно В.П., Диких О.В. До визначення передаточних відношень трансмісії при модернізації БТР. *ІІІ Міжнародна науково-практична конференція «Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем.*

Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems», м. Кропивницький 14-16 квітня 2021. Кропивницький, 2021. С. 86-88.

URL: http://erm.kntu.kr.ua/files/Materialy-2021.pdf

4. Сахно В., Диких О. До вибору типу двигуна при модернізації спеціальної колісної техніки. *Всеукраїнська науково-технічна інтернет-конференція «АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ БОЙОВОГО ЗАСТОСУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ І РЕМОНТУ ЗРАЗКІВ ОЗБРОЄННЯ ТА ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ»,* м. Вінниця, 16-17 листопада 2021. Вінниця, 2021. С. 3.

URL: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/apozbt/prog_%D0%9A%D0%9F%D0%92_11.2021.pdf

5. Диких О.В. До питання щодо визначення витрати палива спеціальних автомобілів. *Тези доповідей LXXVI Наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. Київ, 2020. С. 61.

URL: https://drive.google.com/file/d/1Hlm8obLCicsOsLCs-eL7N7VIKdi7PWIv/view

6. Сахно В.П., Диких О.В. До вибору типу коробки передач при модернізації БТР-70. *Тези доповідей LXXVII Наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. Київ, 2021. С. 48.

URL: https://drive.google.com/file/d/1ueDfCu-mBO1oTk1-nKHgyDCsnBy_sab5/view

7. Диких О.В. До питання щодо вибору двигуна і передаточних чисел трансмісії спеціальних автомобілів. *Тези доповідей LXXVIII Наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. Київ, 2022. С. 35. ISSN: 2786-6459 (Online). ISSN: 2786-6467 (Print). DOI: https://doi.org/10.33744/2786-6459-2022-78

URL: https://drive.google.com/file/d/1yhVlySe-r3EHbJt98UoRZEW94NhxOzk7/view

8. Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В. До вибору типу силової установки при модернізації БТР-70. *Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції з проблем вищої освіти і науки «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»*, м. Житомир, 19-21 жовтня 2020. Житомир, 2020. С. 3.

URL: https://conf.ztu.edu.ua/wp-content/uploads/2020/11/60.pdf

9. Диких О.В. Поліпшення паливної економічності бронетранспортерів шляхом модернізації та переобладнання. *Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України: Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції*, м. Харків, 09 лютого 2021. Харків, 2021. С. 85-86.

10. Диких О.В., Кисіль М.В. Шляхи удосконалення системи нормування паливної економічності транспортних засобів правоохоронних органів та військових формувань системи Міністерства внутрішніх справ України. *Проблеми бойового та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України: Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції*, м. Харків, 23 січня 2020. Харків, 2020. С. 61-62.

11. Диких О.В. Дослідження оцінки вагомості факторів, що впливають на показники тягово-швидкістних властивостей і паливної економічності автомобіля БТР-70. *Міжнародна конференція «Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин». Збірник тез доповідей*. Київ, 2022. Київ, 2022. С. 135-137.

12. Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В. До вибору типу силової установки при модернізації БТР-70. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції з проблем вищої освіти і науки «Сучасні технології та*

перспективи розвитку автомобільного транспорту», м. Житомир, 19-21 жовтня 2020. Житомир, 2020. С. 60-62.

URL: https://conf.ztu.edu.ua/wp-content/uploads/2020/11/zbirnyk.pdf

13. Сахно В.П., Диких О.В. До визначення передаточних відношень трансмісії при модернізації БТР. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems»*, м. Кропивницький, 14-16 квітня 2021. Кропивницький, 2021. С. 86-89.

URL: http://erm.kntu.kr.ua/files/Materialy-2021.pdf

ANNOTATION

Dykykh O. Improving traction and speed properties and fuel efficiency during modernization of the BTR-70 – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of philosophy on a specialty 274 – Motor transport. – National Transport University, Kyiv. 2023.

Units of the Ukrainian National Guard are armed with armored personnel carriers: BTR-60 and APC-70. These armored personnel carriers were developed and adopted in 1960 and 1970, respectively. The specified samples of military equipment were developed taking into account the requirements for combined military combat as part of motorized rifle units.

The main purposes of these vehicles aree transportation of personnel to the battlefield and fire support.

The mentioned armored personnel carriers have relatively low levels of fuel efficiency and the smoothness.

These shortcomings can be solved by developing new designs of armored personnel carriers on the basis of modern car units that are mass-produced in Ukraine and abroad, using modern technical solutions in layout schemes - power unit-transmission.

Shortcomings can be eliminated during conversion and modernization of armored personnel carriers.

The modernization of a sample of military equipment is carried out in accordance with the Procedure for the conceptualization, development and production of new types of defense products, as well as termination of the production of existing types of such products, approved by Resolution of the Cabinet of Ministers from March 03, 2021 No. 234.

A state concern “Ukroboronprom” adapted its armored vehicles for the use of Deutz engine (Germany) instead of the Russian analogues. According to information published in the mass media, samples of armored vehicles BTR-4, BTR-3, and Dozor-B armored vehicle, are equipped with Deutz engines.

The design and modernization of military equipment involves the improvement of its certain properties, which are called potential. Such functional properties provide that a vehicle performs in accordance with its functions determined by its transport purpose.

The “engine-transmission” system mainly affects the traction-speed properties, fuel efficiency and environmental safety of vehicles.

The fuel efficiency of the car directly depends on the operating conditions and the speed of its movement. It provides an estimate of the of car use efficiency, since it directly determines the energy costs of the transport process.

Optimizing the parameters of the "engine-transmission" system of the vehicles involves the search for solutions that allow matching the output parameters of the

engine and the gear ratios of the transmission, so that when a vehicle is equipped with different types of engines and different transmissions, the indicators of the traction properties of a vehicle, the dynamics of its acceleration, and to some extent the technical speed and fuel efficiency were close to each other and were within certain permissible limits. To do this, it is necessary to develop a reliable method of determining the number of gear ratios of car's transmission, which would take into account the replacement of two gasoline engines with diesel equivalents, which is provided for by the modernization of the BTR-70 vehicle.

The purpose of the work is to choose the type and composition of the power plant and the gear ratios of the transmission, which provide the best indicators of traction and speed properties and fuel efficiency during the modernization of BTR-70.

The goal is achieved by solving the following problems:

1.To justify and select indicators for the evaluation of traction-speed properties and fuel economy during the modernization of BTR-70.

2. To justify and select the type and composition of the power plant during the modernization of BTR-70, which provides the best indicators of traction and speed properties;

3. Determine the gear ratios of the transmission for the selected power plant, which provide the best indicators of traction-speed properties and fuel efficiency during the modernization of BTR-70;

4. Develop a methodology for conducting experimental research on a road train to check the adequacy of mathematical models for determining indicators of traction-speed properties and fuel economy during the modernization of BTR-70;

5. Develop practical recommendations for improving traction and speed properties as well as fuel efficiency while modernizing BTR-70.

Scientific novelty of the obtained results.

The scientific novelty of the obtained results lies in the solution of an important scientific and practical task of increasing the indicators of traction and speed properties and fuel economy during the modernization of the BTR-70:

for the first time, qualitative and quantitative estimates of the degree of influence of the type and composition of the power plant, in particular, in the composition of two engines of different power, and the gear ratios of the transmission on the indicators of traction and speed properties and fuel efficiency during the modernization of BTR-70 vehicles were obtained;

the method of selecting the transmission ratios of the BTR-70 car transmission when installing two engines of different power has been improved;

received further development of the issue of comparative evaluation of indicators of traction-speed properties and fuel economy of BTR-70 cars with different power plants according to relative indicators, which are the ratio of the indicator of a car with a specific power plant to the indicator of the standard, which was chosen as a conditional car with better indicators with of all indicators of the considered cars.

The practical significance of the research results:

1. Methodology for choosing the type and composition of the power plant during the modernization of BTR-70, in particular, two engines of different power, which provide the necessary indicators of traction and speed properties;

2. The method of selecting a gearbox from the existing series or selecting the transmission ratios of the gearbox during its manufacture, which provide better indicators of traction and speed properties and fuel efficiency during the modernization of BTR-70.

Recommendations on choosing the type and composition of the power plant, as well as the transmission during the modernization of BTR-70 are accepted for use:

- by the Department of Armaments and Equipment of the Main Directorate of the National Guard of Ukraine while procuring services for repair, modernization and production of new military equipment models;

- by the Department of Design Development and Scientific and Technical Expertise of state enterprise “Derzhavtotransndiproekt" while determining the indicators of the operational properties of special wheeled vehicles;

- by the Special Transport Department of the State Research Institute of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine during the development of scientific and technical documentation for the development, production, and modernization of special and specialized motor vehicles.

The results of the work have been incorporated into the educational process of the National Transport University in the study of the following disciplines: "Automobiles", "Operational properties of automobiles and tractors", "Applied theory of road train movement", and can also be used by factories and design organizations of the automotive industry when developing new vehicles at the design stage, as well as during their finalization.

Keywords:

Armored personnel carrier, fuel efficiency, modernization, military equipment, power unit-transmission, engine, testing, traction and speed properties, environmental safety.

List of publications of the acquirer.

Publications in scientific and professional journals of Ukraine:

1. Sakhno V.P. On selecting the type of engine for the modernization of BTR-70 / V.P. Sakhno, D.M. Yashchenko , O.V. Dykykh , V.V. Stelmashchuk , V.P. Onyshchuk //Modern technologies in machine building and transport. Scientific journal. – Lutsk National Technical University, 2020. - No. 2(15). - P.134-146. ISSN 2313-5425. DOI: https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.401

URL: https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/401

2. Sakhno V.P., Dykykh O.V., Gulyaev A.V., Skrypnyk M.A., Glazkova S.V. On selecting the engines in the modernization of BTR-70. Collection of scientific works of the Central Research Institute of Armaments and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine. 2021. No. 1(80) pp. 376-385 (inv . No. 5777t) ISSN 2414-0651, № 409 від 17.03.2020.

3. Sakhno V.P. On comparative evaluation of the fuel efficiency of the BTR-70 vehicle with different gearboxes/ V.P. Sakhno , O.V. Dykykh // Bulletin of the National Transport University. - K.: NTU, 2021. - Issue. - P. Вип. 3 (50). С. 198-209. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-3-50-198-209

4. Kaidalov R.O., Strashnyi I.L., Marenko H.M., Dykykh O.V. Study of rational options for the modernization of the BTR-70 armored personnel carrier. Collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine. 2021. Issue 1 (37). P. 60-69 ISSN 2409-7470. DOI: https://doi.org/10.33405/2409-7470/2021/1/37/237850

5. Sakhno V.P. On the question of creating a towed bus train / V.P.Sakhno , O.V.Dykykh // NTZ NTU “Automotive roads and road construction”. - Kyiv , issue 111/112 – 2022. – P. 67–63. DOI: 10.33744/0365-8171-2022-111-260-268

Publications in scientific journals of foreign states:

1. Sakhno V.P., Savostin-Kosyak D.O., Dykykh O.V. On selecting transmission ratios of the gearbox when upgrading the BTR-70 vehicle. *Transport Means Engineering. Operation, Fuels and Safety. Monograph, series: Mechanical Engineering*. 2022. С. 29-36. ISSBN 978-83-7934-606-6.

Publications of approbation character:

1. Sakhno V.P., Dykykh O.V. Experimental studies of BTR-70P // I All-Ukrainian scientific and technical internet conference "CURRENT PROBLEMS OF COMBAT USE AND OPERATION AND REPAIR OF WEAPONS AND MILITARY EQUIPMENT." Vinnytsia National Technical University. NOVEMBER

17-18, 2022. URL: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/apozbt/apozbt2022/paper/viewFile/16615/13875

2. Sakhno V.P., Dykykh O.V. On a comparative assessment of the fuel efficiency of the BTR-70 vehicle with different gearboxes// International scientific and technical conference “Improving structural and operational indicators of cars and machines”// Ministry of Education and Science of Ukraine National Transport University and Politechnika Rzeszowska June 10 - 11, 2021. ISBN: 978-966-932-315-9 (Online). DOI: https://doi.org/10.33744/978-966-632-315-9-2021
URL: https://drive.google.com/file/d/1wgrEpK-d-9ojC-NGVVPxjPU4g8fLOi6i/view

3. V.P. Sakhno , O.V. Dykykh On determining the gear ratios of the transmission during the modernization of armored personnel carriers // III International Scientific and Practical Conference “Increasing the reliability and efficiency of machines, processes and systems. Improving the reliability and efficiency of machines , processes and systems” April 14-16, 2021, Kropyvnytskyi. C. 86-88.
URL: http://erm.kntu.kr.ua/files/Materialy-2021.pdf

4. Volodymyr Sakhno , Oleksandr Dykykh On selecting the engine type for the modernization of special wheeled equipment// All-Ukrainian scientific and technical internet conference "CURRENT PROBLEMS OF COMBAT APPLICATION AND OPERATION AND REPAIR OF WEAPONS AND MILITARY EQUIPMENT SAMPLES". Vinnytsia, VNTU. November 16-17, 2021 C. 3.
URL: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/apozbt/prog_%D0%9A%D0%9F%D0%92_11.2021.pdf

5. Dykykh O.V. On the issue of determining the fuel consumption of special vehicles // Abstracts of reports of the LXXV Scientific Conference of professors and teaching staff, graduate students, students and employees of separate structural divisions of the university. Київ, 2020. С. 61.

URL: https://drive.google.com/file/d/1Hlm8obLCicsOsLCs-eL7N7VIKdi7PWIv/view

6. Sakhno V. P., Dykykh O. V. On selecting the type of gearbox during the modernization of BTR-70 // Abstracts of reports of the LXXVI Scientific Conference of professors and teaching staff, graduate students, students and employees of separate structural divisions of the university. Київ, 2021. С. 48.
URL: https://drive.google.com/file/d/1ueDfCu-mBO1oTk1-nKHgyDCsnBy_sab5/view

7. Dykykh O.V. On the issues of selecting the engine and gear ratios of the transmission of special vehicles // Abstracts of the reports of the LXXVII Scientific Conference of the teaching staff, postgraduate students, students and employees of separate structural divisions of the university Київ, 2022. С. 35. ISSN: 2786-6459 (Online). ISSN: 2786-6467 (Print). DOI: https://doi.org/10.33744/2786-6459-2022-78
URL:https://drive.google.com/file/d/1yhVlySe-r3EHbJt98UoRZEW94NhxOzk7/view

8. Sakhno V.P., Yashchenko D.M., Dykykh O.V. To the choice of the type of power plant in the modernization of BTR-70 // Abstracts of the reports of the International scientific and practical conference on the problems of higher education and science "Modern technologies and development prospects road transport". Zhytomyr Polytechnic State University, Zhytomyr, October 19-21, 2020. С. 3.
URL: https://conf.ztu.edu.ua/wp-content/uploads/2020/11/60.pdf

9. Dykykh O. V. Improving the fuel efficiency of armored personnel carriers through modernization and conversion. Problems of operational and logistical support of the components of the security and defense sector of Ukraine: Collection of theses of reports of the All-Ukrainian Scientific and Practical Conference (Kharkiv, February 9, 2021). Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine, 2021. P. 85–86.

10. Dykykh O.V., Kysil M.V. Ways of improving the fuel efficiency regulation system of vehicles used by the law enforcement agencies and military formations of

the Ministry of Internal Affairs of Ukraine. Problems of combat and logistical support of the components of the security and defense sector of Ukraine: Collection of abstracts of reports of the All-Ukrainian Scientific and Practical Conference (Ukraine, Kharkiv, January 23, 2020). - Kh.: National Academy of the National Guard of Ukraine, 2020. P. 61-62.

11. Dykykh O.V. Study of the assessment of the importance of factors affecting the indicators of traction and speed properties and fuel efficiency of the BTR-70 vehicle. International conference "Improvement of constructive and operational indicators of cars and machines". A collection of abstracts of reports. Kyiv, 2022. Kyiv, 2022. P. 135-137.

12. Sakhno V.P., Yashchenko D.M., Dykikh O.V. On selecting the type of power plant when upgrading BTR-70. Materials of the International scientific and practical conference on the problems of higher education and science “Modern technologies and prospects for the development of road transport”. Zhytomyr Polytechnic State University, Zhytomyr, October 19-21, 2020. P. C. 60-62.
URL: https://conf.ztu.edu.ua/wp-content/uploads/2020/11/zbirnyk.pdf

13. V.P. Sakhno , O.V. Dykykh On determining the gear ratio of the transmission during the modernization of armored personnel carriers // Materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference "Increasing the reliability and efficiency of machines, processes and systems. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems" April 14-16, 2021, Kropyvnytskyi. - P.86-89 .
URL: http://erm.kntu.kr.ua/files/Materialy-2021.pdf

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ……... 21
ВСТУП…… 22
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ…… 31
1.1. Аналіз конструкції БТР-60, БТР-70…….. 31
1.2. Основні напрямки модернізації БТР……. 40
1.3. Вплив передаточних відношень трансмісії на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності БТР……..... 51
1.4. Висновки до розділу……... 59
РОЗДІЛ 2. ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ ТИПУ ДВИГУНА ПРИ ПЕРЕОБЛАДНАННІ БТР-70 ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ……. 61
2.1. Вихідні положення……. 61
2.2. Визначення потужності двигуна при переобладнанні БТР-70…... 62
2.3. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей БТР-70 з двигунами різної потужності…….. 70
2.4. Висновки до розділу……... 91
РОЗДІЛ 3. ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ШВИДКІСТНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ І ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ БТР-70…… 93
3.1. Вибір передаточних відношень трансмісії при модернізації автомобіля БТР-70……. 93
3.2. Визначення показників паливної економічності БТР-70…… 97
3.3. Вибір і обґрунтування передаточних відношень коробки передач…… 111
3.4. Висновки до розділу……... 120

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БТР-70Т…… 122
4.1. Мета експериментальних досліджень…….. 122
4.2. Програма і методика проведення експериментальних досліджень..... 122
4.3. Об’єкт експериментальних досліджень……..……. 123
4.4. Прилади та обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень……... 125
4.5. Умови проведення випробувань……... 127
4.6. Методика і результати проведення випробувань…… 128
4.7. Висновки до розділу……..... 139
ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ…….. 141
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……. 143
ДОДАТКИ……... 155

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

БТР – бронетранспортер

КТЗ – колісний транспортний засіб

ЗР – забруднюючі речовини

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

НГУ – Національна гвардія України

МВС – Міністерство внутрішніх справ

ТЗ – транспортний засіб

НДР –науково-дослідна робота

ДКР – дослідно-конструкторська робота

ВСТУП

Актуальність теми. Внутрішні війська МВС України укомплектовані переважно БТР-60 та БТР-70. Зазначені зразки були розроблені та прийняті на озброєння у 1960 та 1970 р. відповідно. БТР проектували з урахуванням особливостей загальновійськового бою в складі мотострілецьких підрозділів. Їх тактичне призначення – транспортування особового складу мотострілецьких підрозділів до поля бою та вогнева підтримка. Воно залишається актуальним і сьогодні, але умови виконання завдань дещо змінилися, що не може бути поза увагою фахівців технічного забезпечення.

До загальних принципових переваг БТР-60ПБ, БТР-70, слід віднести використання агрегатів від автомобілів таких, що серійно виготовлялися.

Основні проблеми, стосовно українських бронетранспортерів, полягають в тому, що вони мають відносно низькі показники паливної економічності та плавності ходу.

Вирішенням проблеми може бути розроблення нових конструкцій бронетранспортерів на базі агрегатів автомобілів, що серійно виготовляються в Україні та за її межами, а також використання в нових конструкціях сучасних технічних рішень в компонувальних схемах - силовий агрегат-трансмісія.

Вказані проблеми можуть бути вирішені як при переобладнанні, так і при модернізації бронетранспортерів.

Порядок проведення модернізації бронетранспортерів- зразків військової техніки затверджено Постановою Кабінету Міністрів України від 25 березня 2015 р. № 135 із змінами, внесеними згідно з Постановами КМ № 591 від 26.07.2018, № 129 від 17.02.2021р.

Модернізація зразка військової техніки здійснюється згідно з Порядком розроблення, освоєння та випуску нових видів продукції оборонного

призначення, а також припинення випуску існуючих видів такої продукції, затвердженим Постановою КМ від 03 березня 2021 р. № 234.

Автомобілебудування є галуззю, що забезпечує транспортну систему необхідними технічними засобами. Технічний рівень нової або модернізованої автомобільної техніки повинен забезпечити її перспективність та конкурентоспроможність на світовому рівні, високу економічність та відповідність екологічним вимогам.

Враховуючи гостру конкуренцію на світових ринках автомобільної техніки, підприємства України повинні виробляти техніку, яка задовольняє попит не тільки у відношенні техніко-економічних показників, але і у відношенні дизайну, рівня комфортабельності і інших вимог. Це вимагає застосування сучасних і перспективних матеріалів, конструкцій і технологій [2].

Вирішення проблеми розвитку автомобілебудування повинне бути комплексним та проведеним в найкоротші строки. Для безперебійної роботи автомобілебудівних підприємств потрібно забезпечити їх матеріалами і комплектуючими виробами вітчизняного виробництва, що в першу чергу стосується виробництва двигунів, агрегатів трансмісії, ходової частини, органів керування та комплектуючих виробів і матеріалів до них.

Державний концерн «Укроборонпром», що об'єднує головні оборонні підприємства України, адаптував свою бронетехніку під натівський двигун Deutz (Німеччина) замість російських, постачання яких припинилося з початком військової агресії Росії на Донбасі. Як повідомила прес-служба, після закінчення випробувань сучасних українських БТР-4, укомплектованих двигунами Deutz, дана техніка була прийнята на озброєння української армії. Крім того, повідомляється, що концерн підписав контракт з Deutz AG на постачання даних двигунів. При цьому обсяг контракту в концерні не уточнили. "Партія нових моторів буде використана для комплектації бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 і новітніх бронеавтомобілів «Дозор-Б»[2].

При проектуванні або модернізації автомобіля йому надають певних властивостей, які називають потенційними. Такі функціональні властивості забезпечують автомобілю можливість виконувати функції, визначені його транспортним призначенням.

Система «двигун-трансмісія» визначає ступінь пристосованості автомобіля до найбільш ефективного його використання, тобто ступінь реалізації його потенційних властивостей у конкретних умовах експлуатації. Останнім часом ця проблема все частіше розглядається під кутом зору тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності і екологічної безпеки [2].

Тягово-швидкісні властивості, паливна економічність і екологічна безпека формуються, в основному, за рахунок системи «двигун-трансмісія». У трансмісії можливі три якісно різні варіанти або рівні: «двигун-ступінчаста механічна коробка передач», «двигун-безступінчаста трансмісія», «двигун-безступінчаста трансмісія-акумулятор».

При ступінчастій коробці передач, яка отримала найбільше розповсюдження, чим більше число передач, тим вище ступінь використання потужності двигуна. До характеристик двигуна, числа і чисельних значень передаточних чисел, режимів переключення передач встановлені певні вимоги, що залежать від умов експлуатації автомобіля. І тут є ще невикористані резерви, зокрема за рахунок більш точного добору характеристик системи «двигун – трансмісія» конкретним умовам експлуатації.

Паливна економічність автомобіля безпосередньо залежить від умов експлуатації і швидкості його руху. Вона дає оцінку ефективності використання автомобіля, тому що безпосередньо визначає енергетичні витрати на транспортний процес.

Одним із шляхів оптимізації параметрів системи «двигун – трансмісія» автомобілів є пошук рішень, які дозволили б так узгодити вихідні параметри двигуна та передаточні числа трансмісії, щоб при комплектуванні автомобіля

різними типами двигунів і різними трансмісіями показники тягових властивостей автомобіля, динаміки його розганяння та певною мірою технічна швидкість і паливна економічність були близькими між собою і знаходилися у певних допустимих межах. Для цього необхідно розробити достовірний метод визначення ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля, який враховував би заміну двох бензинових двигунів на дизелі, що передбачено модернізацією автомобіля БТР-70.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами.

Робота виконана в рамках:

- Науково-дослідна робота (далі НДР) «Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів» № 0104U003346, що виконується кафедрою «Автомобілі» Національного транспортного університету.

- Дослідно-конструкторська робота (далі ДКР) «Проведення модернізації бронетранспортерів БТР-60, 70 та виготовлення дослідного зразка для підрозділів МВС України» №0115U000113, що виконувалась відділом спеціального транспорту науково-дослідної лабораторії СТФО ДНДІ МВС України.

- НДР «Розробка програми та методик проведення визначальних відомчих випробувань БТР-60-НШ на базі БТР-60Т» №0120U101329, що виконувалась відділом спеціального транспорту науково-дослідної лабораторії СТФО ДНДІ МВС України.

- НДР «Розробка програми та методик проведення визначальних відомчих випробувань БТР-60-К на базі БТР-60Т» №0120U101328, що виконувалась відділом спеціального транспорту науково-дослідної лабораторії СТФО ДНДІ МВС України.

- НДР «Розробка програми та методик проведення визначальних відомчих випробувань модернізованного БТР-60» №0119U100473, що виконувалась

відділом спеціального транспорту науково-дослідної лабораторії СТФО ДНДІ МВС України.

Мета і завдання досліджень.

Метою роботи є вибір типу та складу силової установки і передаточних відношень коробки передач, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Для досягнення поставленої мети задачі дослідження сформульовані наступним чином:

– вибрати та обгрунтувати показники для оцінки тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

– вибрати та обгрунтувати тип та склад силової установки при модернізації БТР-70, за якої забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей;

– визначити передаточні відношення коробки передач за обраної силової установки, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

– розробити методику проведення експериментальних досліджень для перевірки адекватності математичних моделей щодо визначення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

– розробити практичні рекомендації щодо поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Об’єкт дослідження – тягово-швидкісні властивості та паливна економічність БТР-70.

Предмет дослідження – вплив типу та складу силової установки і передаточних вілношень коробки передач на тягово-швидкісні властивості та паливну економічність при модернізації БТР-70.

Методи дослідження.

Передбачали математичне моделювання для визначення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70, порівняльну оцінку обраних показників за різного типу та складу силової установки і передаточних відношень коробки передач та перевірку адекватності математичних моделей шляхом проведення експериментальних досліджень БТР-70.

Наукова новизна одержаних результатів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні важливої науково-практичної задачі підвищення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70:

вперше отримані якісні і кількісні оцінки ступеня впливу типу і складу силової установки, зокрема у складі двох двигунів різної потужності, і передаточних відношень трансмісії на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації автомобілів БТР-70;

удосконалено методику вибору передаточних відношень трансмісії автомобіля БТР-70 при установці двох двигунів різної потужності;

отримало подальший розвиток питання порівняльної оцінки показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів БТР-70 з різними силовими установками за відносними показниками, що представляють собою відношення показника автомобіля з конкретною силовою установкою до показника еталона, у якості якого обрано умовний автомобіль із кращими показниками із усього ряду показників автомобілів, що розглядаються.

Достовірність результатів дослідження.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням існуючих математичних методів і основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасних методів експериментальних досліджень БТР і підтверджується задовільним збігом

результатів аналітичних і експериментальних досліджень, а також узгодженням їх із результатами, отриманими іншими авторами.

Практичне значення результатів дослідження складають:

- методика вибору типу та складу силової установки при модернізації БТР-70, зокрема двох двигунів різної потужності, за яких забезпечуються необхідні показники тягово-швидкісних властивостей;

- методика вибору коробки передач із існуючого ряду або вибору передаточних відношень коробки передач при її виготовленні, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Особистий внесок здобувача.

Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 6 наукових працях та у 13 тезах доповідей конференцій. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: [1] – вибір двигунів і їх технічних характеристик для аналізу; [2] – критерії для порівняльної оцінки двигунів, прийнятих до аналізу, [3] – вибір і обгрунтування показників до порівняльної оцінки різних двигунів за паливною економічністю; [4] – обрунтування необхідності встановлення двох двигунів різної потужності при модернізації БТР-70; [5] – аналіз законів і методик вибору передаточних відношень трансмісії при модернізації БТР-70; [6] – аналіз законів і методик вибору передаточних відношень коробки передач і додаткової коробки при модернізації БТР-70; [7] – визначення передаточних відношень трансмісії при модернізації автомобіля БТР-70; [8] – обгрунтування раціональних варіантів модернізації бронетранспортера БТР-70; [9] – побудова швидкісних зовнішніх характеристик двигунів різних типів.

Апробація результатів дослідження.

Основні положення і результати роботи були викладені, обговорені та схвалені в період 2019–2022 рр. на наукових семінарах і науково-практичних

конференціях, зокрема: Всеукраїнській науково-технічній інтернет конференції «Актуальні проблеми бойового застосування та експлуатації і ремонту зразків озброєння та військової техніки». Вінницький національний технічний університет. 17-18 листопада 2022 року; LXXY, LXXYI, LXXYII науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету; Міжнародній науково-технічній конференція «Поліпшення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин» // Міністерство освіти і науки України Національний транспортний університет і Politechnika Rzeszowska 10 - 11 червня 2021 року; III Міжнародній науково-практична конференція «Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems» 14-16квітня 2021року, Центральноукраїнський національний технічний університет м. Кропивницький; Всеукраїнській науково-технічній інтернет конференції «Актуальні проблеми бойового застосування та експлуатації і ремонту зразків озброєння та військової техніки». Вінницький національний технічний університет. Вінниця, ВНТУ. 16-17 листопада 2021 року [xxx]; Міжнародній науково-практичній конференції з проблем вищої освіти і науки «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту». Державний університет «Житомирська політехніка», м. Житомир, 19-21 жовтня 2020; Всеукраїнській науково-практичній конференції (м. Харків, 23 січня 2020 року і 09 лютого 2021 року). Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2021; безпеки і оборони України.

Реалізація роботи.

Матеріали дисертаційної роботи використовуються:

– відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці нормативної документації та

висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання і модернізації автомобілів;

– відділом спеціального транспорту Державного науково-дослідного інституту МВС України при розробці науково технічної документації на розроблення та виготовлення, модернізацію спеціальних та спеціалізованих автотранспортних засобів;

– управлянням озброєння та техніки Головного управління Національної гвардії України при закупівлі послуг на ремонт, модернізацію та виготовлення нових зразків військової техніки.

Результати роботи впроваджено у навчальний процес Національного транспортного університету при вивченні наступних дисциплін: «Автомобілі», «Експлуатаційні властивості автомобілів і тракторів» «Прикладна теорія руху автопоїзда».

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел із 79 найменувань і додатків. Роботу виконано на 161 сторінках машинописного тексту, з яких **ааа** сторінок основного тексту, 21 таблиця та 13 рисунків.

Публікації: Матеріали дисертаційної роботи висвітлені у 7 фахових виданнях, 1 – у закордонному виданні та 10 – матеріалах конференцій.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз конструкції БТР-60, БТР-70.

БТР-60 став першим у серії колісних чотиривісних бронетранспортерів, розвиток і виробництво якої продовжується до цих пір. БТР-60 вироблявся серійно, неодноразово модернізуючись. БТР-60П (П – плаваючий) серійно виготовлявся з 1960 по 1963 рік. після чого його на виробничих лініях змінила наступна модифікація – БТР-60ПА [1].

Бронетранспортер БТР-60П виконано за компонованою схемою із заднім розташуванням силового агрегату, в передній частині корпусу знаходилося відділення управління, а усю середню частину займало десантне відділення. Силовий відсік був відокремлений від десантного відсіку герметичною перегородкою. Відкритий згори корпус бронетранспортера зварений з листів катаної броньової сталі, які розташовувалися зі значними кутами нахилу до вертикалі. Із-за жорстких обмежень по масі броньованого захисту, обумовлених прагненням забезпечити достатню плавучість бронетранспортера, товщина броньових листів складала 6-10 мм Така броня захищала від звичайних куль ручної стрілецької зброї, а так само осколків артилерійських снарядів і мін малого калібру [1].

Розташоване в середній частині корпусу десантне відділення розраховано на розміщення чотирнадцяти повністю екіпірованих піхотинців, велика частина з котрих займає місця уздовж бортів, інші розташовуються на сидіннях, встановлених в задній частині десантного відділення поперек поздовжньої осі корпусу. Для ведення стрільби піхотинці можуть користуватися амбразурами в бортах корпусу (по три з кожного борту).

Модель БТР-60П у виробництві скоро поступилася місцем бронетранспортеру БТР-60ПА з повністю закритим десантним відділенням,

здатному перевозити не більше 16 солдатів, хоча нормальне завантаження – 12 осіб [1].

Силова установка БТР-60 складалася з двох автомобільних нижньоклапанних чотирьохактних спарених рядних 6-циліндрових карбюраторних двигунів рідинного охолодження моделі ГАЗ-40П, що були форсованим варіантом двигуна вантажного автомобіля ГАЗ-51 і розвивали потужність до 90 к. с. кожен.

Двигуни в зборі зі зчепленнями і коробкою передач та відбору потужності на водометний рушій встановлені паралельно поздовжньої осі бронетранспортера і один до одного жорстко закріплялись на загальній рамі. Разом з нею вони складають єдиний агрегат, розміщений в моторно трансмісійному відділенні. Управління карбюраторами і перемикання передач синхронізовано спеціальними пристроями. Обидва двигуни встановлювалися на загальній рамі в моторному відділенні вздовж осі машини і приводили по два мости кожен: правий двигун – перший і третій, лівий – другий і четвертий рахуючи спереду, причому передні два мости могли відмикатися. Також обидва двигуни спільно приводили в дію водомет, а правий працював ще й на привід лебідки. Управління карбюраторами і перемикання передач синхронізовано спеціальними пристроями [1].

Установка на новому БТР двох двигунів дозволяла не тільки застосовувати вже освоєні промисловістю і військами мотори (забезпечуючи при цьому високу сумарну потужність), але і теоретично підвищувала живучість машини, яка навіть з одним працюючим двигуном могла продовжувати рух. При низьких температурах двигун, запущений першим, допомагав запуститися другому двигуну, що покращувало боєготовність БТР.

Достатній запас потужності (18 к.с / т) дозволяв бронетранспортеру розвивати високу – до 80 км / год, швидкість по шосе, а також впевнено долати затяжні підйоми, піщані, грязьові, засніжені ділянки. Трансмісія

бронетранспортера складається з двох комплектів агрегатів, кожен з яких представляє собою трансмісію двовісної колісної машини з усіма ведучими колесами [1].

Передні пари коліс можуть відключатися. Всі механізми трансмісії бронетранспортера, за винятком колісних редукторів і карданних передач до них, розміщаються всередині водонепроникного корпусу, що дозволило виконати днище бронетранспортера по всій довжині гладким. В роздавальних коробках передбачені механізми виключення приводу передніх мостів. Тому при русі по хороших дорогах крутний момент від кожного двигуна підводиться тільки до коліс одного ведучого моста. Застосування двох автомобільних карбюраторних двигунів і описаних вище схеми трансмісії дозволило використовувати для бронетранспортера легкі і малогабаритні механізми автомобілів масового випуску такі як зчеплення, коробки передач, карданні передачі тощо. Прийнята на БТР-60П схема трансмісії забезпечувала підвищення його живучості в бою: з одним працюючим двигуном бронетранспортер мав можливість рухатися зі швидкістю до 60 км / год (по шосе). Чотири ступені в коробці передач, дві в роздавальній коробці, а так само гнучка характеристика двигуна забезпечували машині широкий діапазон швидкості руху [1].

На бронетранспортері була використана незалежна торсіонна підвіска на поперечних важелях з телескопічними гідравлічними амортизаторами. На колесах встановлені односкатні шини великого діаметру, низького тиску, обладнані системою регулювання тиску, з двома двоциліндровими компресорами. Тиск повітря в шинах можна регулювати від 0,25 мПа (нормальне) до 0.05 мПа. В результаті застосування системи централізованого регулювання тиску в колесах, площа відбитка шини збільшувалась з 580 до 1300 см^2, тобто в 2,2 рази. Таким чином, питомий тиск шин на ґрунт міг бути зменшеним з 0,216 до 0,096 мПа. тобто наближене до питомої норми тиску на

грунт, створюваному танками. Крім того, завдяки системі підкачки бронетранспортер міг продовжувати рух з пошкодженими шинами (якщо компресор був в стані компенсувати витік повітря). Дві передні пари коліс були керованими. Завдяки цьому довільно довгий і широкий бронетранспортер отримав можливість розгортатися з радіусом всього 12 метрів. Для повороту машини масою близько 10 тонн, і на додаток оснащеної широкопрофільними шинами, потрібне велике зусилля на кермі. Тому для полегшення роботи механіка-водія був встановлений гідропідсилювач рульового приводу [1].

При русі по шосе бронетранспортер розвиває максимальну швидкість 80 км / год. Прохідність його на пересіченій місцевості відповідає прохідності гусеничної машини. Він здатний долати такі перешкоди: підйом до 30 °, вертикальну стінку висотою до 0,6 м, рів шириною 2 м. Водні перешкоди бронетранспортер форсує вплав зі швидкістю 10 км / год. Для руху по воді використовується водометний рушій реактивного типу.

Кожен з двигунів бронетранспортера працював на окрему трансмісію, до складу якої входили [1]:

одно дискове зчеплення сухого тертя з гідравлічним приводом, змонтоване в єдиному блоці з двигуном і коробкою передач;

механічна чотириступінчаста коробка передач з коробкою відбору потужності до водометного рушія;

роздавальна коробка зі зниженою передачею, також з прямою передачею;

механізм відбору потужності до лебідки на правому двигуні;

дві головні передачі з кулачковими диференціалами підвищеного тертя;

чотири колісних редуктори;

ряд карданних валів, що сполучали агрегати трансмісії між собою.

Конструкція трансмісії дозволяла при виході з ладу або відключення одного з двигунів продовжувати рух бронетранспортера зі швидкістю до 60 км/год по шосе і зниженою прохідністю.

БТР-60 мав колісну формулу 8×8 з чотирма рівно розташованими по базі мостами і керованими двома передніми парами коліс [1].

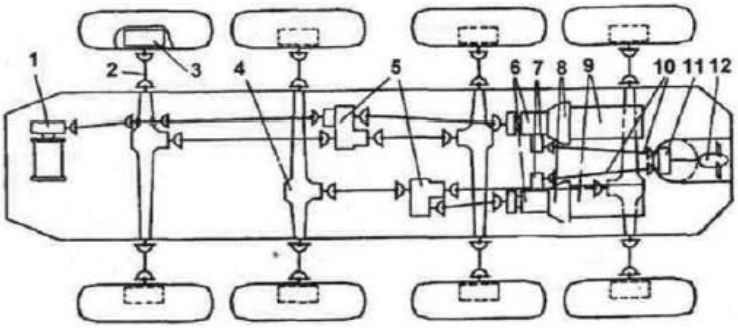


Рисунок 1.1 – Компонувальна схема БТР-70:

1 – лебідка; 2 – карданна передача приводу колісних редукторів; 3 – колісні редуктори; 4 – центральний редуктор головної передачі з міжколісним диференціалом; 5 – роздавальні коробки; 6 – коробки передач; 7 – коробки відбору потужності; 8 – зчеплення; 9 – двигун; 10 – карданна передача приводу водомета; 11 – редуктор водомета; 12 – водомет.

Колеса бронетранспортера оснащені кулестійкими односкатними шинами розміру 13.00-18" і мають центральну систему регулювання тиску повітря з двома компресорами, що дозволяє змінювати його, в тому числі і на ходу, в межах від 0,05 до 0,25 мПа. Це може використовуватися як для підвищення прохідності, так і для продовження руху при не дуже серйозному пошкодженні шини (кулеві пробоїни, незначний порив об перешкоду).

В Україні на сьогодні виробляються такі варіанти БТР [1]:

БТР-60МК – модернізована версія, виробництва ТОВ «КОРТ».

Хорунжий – варіант глибокої модернізації розробки НВО «Практика» [2]. Він має більш просторе десантне відділення, підвищений балістичний захист, протимінний захист (забезпечується багатошаровою підлогою і спеціальними протиударними сидіннями), кондиціонер, сучасний дизельний двигун (замість

двох бензинових, як в оригінального БТР-60), сучасні прилади спостереження і можливість встановити RCWS.

Після проведення випробувань БТР-60 наказом МО від 21 серпня 1972 року було прийнято на озброєння під позначенням БТР-70. Серійне виробництво БТР-70 розпочалось у 1976 році. БТР-70 від попередника – БТР-60ПБ мав наступні відмінності [1]:

встановлені нові більш сучасні та потужні V-подібні восьмиціліндрові двигуни ГАЗ-49Б (ЗМЗ-4905) потужністю по 115-120 к.с.;

змінено компоновку десантного відділення – бійці сидять обличчям до бортів, що забезпечує ведення вогню з особистої зброї через амбразури;

встановлені нижні бокові люки для посадки десанту;

паливні баки розміщені в ізольованих відсіках;

застосована автоматична система захисту від зброї масового ураження;

гальмівна система обладнана розподільним приводом, яка забезпечує незалежне гальмування перших та третіх пар коліс від других та четвертих;

встановлена система відключення передачі крутного моменту від двигунів з робочого місця водія, що дозволяє при відмові двигуна оперативно відключити його та працювати тільки на другому – справному;

встановлено два електрогенератори;

висота бронетранспортера зменшена на 185 мм.

компоновка БТР-70 в цілому повторює компоновку БТР-60ПБ.

В передній частині корпусу знаходиться відділення управління з місцями командира машини та механіка-водія. За відділенням управління розміщено десантне відділення, в кормовій частині корпусу – моторнотрансмісійне.

Закритий герметичний корпус бронетранспортера з плоским днищем зварено з катаних листів бронесталі. Лобові деталі мають товщину 8-10 мм. Башта також має зварну конструкцію.

Важливими новими елементами конструкції корпусу стали два нижні бокові люка, розташовані по обом сторонам корпусу між другою та третьою парами коліс. Люки призначені для скритої посадки та висадки десанту. Ці люки мають розміри у висоту біля 800 мм та в ширину біля 700 мм. Їх кришки відкриваються на петлях вперед. Таке їх розміщення дає десантникам додатковий захист при виході з машини під вогнем противника. Потрібно звернути увагу, що висадка та посадка в бронетранспортер через ці люки виконується під час зупинок, бо вони мають відносно невеликі отвори між нічим не загороджених коліс. Додаткові люки встановлені також у криші десантного відділення.

Десантне відділення розраховано на шість повністю екіпірованих піхотинців.

БТР-70 має силову установку підвищеної потужності. В моторно-трансмісійному відділенні в кормовій частині корпусу на загальній рамі встановлено два V-подібні восьмициліндрові карбюраторні двигуни ГАЗ-66 потужністю 88 кВт кожний. Для покращення циркуляції охолоджуючої рідини встановлено ручний насос. Охолодження оливи здійснюється в двох радіаторах. Для покращення охолодження двигунів при русі по воді в системи охолодження та змащення встановлені послідовно теплообмінники, які омиваються забортною водою.

Особливість конструкції системи охолодження бронетранспортера БТР-70 є шарнірне кріплення радіаторів, що дозволяє відкидати їх назад, чим покращується доступ до агрегатів при проведенні технічного обслуговування та ремонту. З 1980 року для підвищення надійності роботи приводу вентиляторів, які забезпечують циркуляцію повітря через радіатори, встановлюється новий підсилений редуктор.

Застосування працюючих на бензині карбюраторних двигунів підвищує пожежоопасність . Для її зниження паливні баки розміщені в ізольованих

відсіках, бронетранспортер обладнано також автоматичною протипожежною системою. Встановлена також система відключення силової передачі від двигуна з місця механіка-водія, яка дозволяє при відмові одного двигуна швидко відключити його та продовжувати рух на іншому, працюючому. Досвідчені водії БТР-70 використовують таку можливість відключення одного з двигунів з метою економії бензину, рис.1.2.

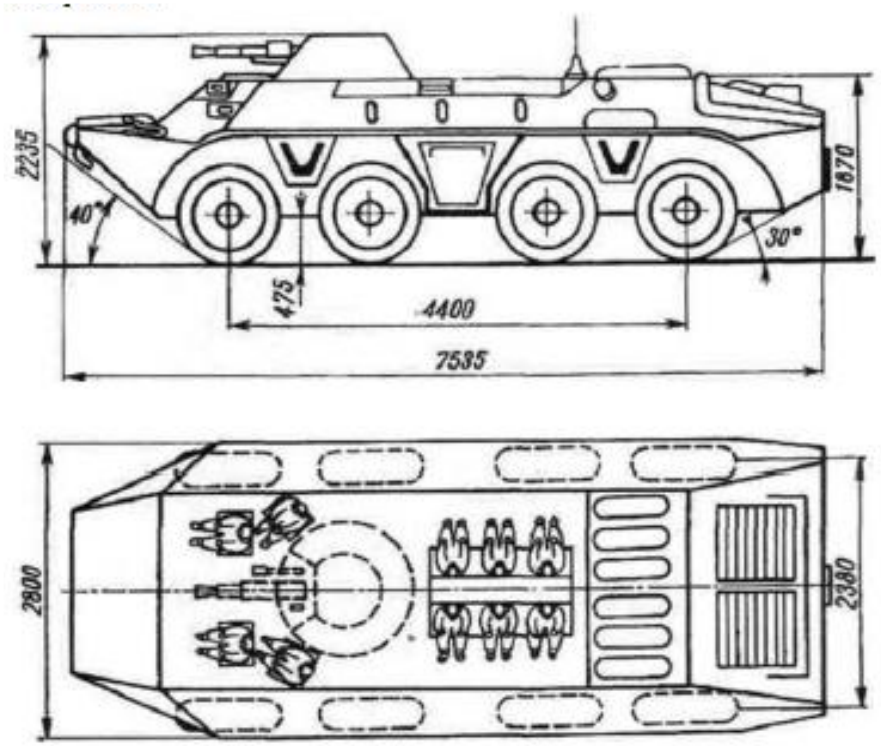


Рисунок 1.2 – Бронетранспортер БТР-70

Як і у БТР-60ПБ, ходова частина виконана за колісною формулою 8х8. Керованими є перші дві пари коліс, при цьому мінімальний радіус повороту складає 12.6 м. Підвіска торсіонна, колеса з роз’ємним ободом, шини безкамерні наднизького тиску розміром 13.00х18″. Встановлена система централізованого регулювання тиску повітря в шинах як на стоянці, так і під час руху. Наявність в цій системі потужних компресорів дозволяє не тільки регулювати тиск в шинах в залежності від умов руху, але і компенсувати втрату тиску при ушкоджені

шини внаслідок пострілу. Тиск регулює механік-водій за допомогою кранів, встановлених на його робочому місці.

При русі по шосе бронетранспортер БТР-70 може розвинути максимальну швидкість 80 км/год. Він має дуже високу прохідність на пересічній місцевості. Долає перешкоди: підйом до 30˚, вертикальну стінку висотою до 0.6 м, рів шириною до 2 м. Бронетранспортер рухається по воді зі швидкістю 9-10 км/год, яка забезпечується двоступінчастим водометним рушієм. Запас ходу на плаву становить 12 годин.

Аналіз конструкції БТР-60 та БТР-70 свідчить, що застосування в конструкції БТР-60, БТР-70 двох автомобільних карбюраторних двигунів не дозволяє синхронізовано працювати трансмісії.. Як в лабораторних так і в польових умовах дуже важко добитись від двигунів однакових характеристик регулюванням їх систем. Зазначений недолік роботи карбюраторних двигунів в єдиній трансмісії машини приводить до того, що двигуни не можуть працювати синхронно, як наслідок втрачається потужність силової установки, збільшується витрата палива.

На сьогодні на озброєнні Національної гвардії України є чотиривісні бронетранспортери типу БТР-60 ПБ, БТР-70, БТР-80, БТР-3Е, БТР-4Е, а також двовісні Kozak 2014, БРДМ-2, ДОЗОР-Б, КрАЗ Кугуар (KRAZ Cougar). Тривісні бронетранспортери знаходяться в стадії розробки і випробувань(Атаман 6х6)[2].

Загально відомо, що одними з основних показників броньованої колісної техніки є її собівартість і паливна економічність [2], на показники яких суттєво впливає конструкція трансмісії (собівартість залежить від кількості і складності агрегатів трансмісії, а паливна економічність від коефіцієнту корисної дії (ККД) трансмісії.

На плавність ходу, як відомо, в основному впливає конструкція підвіски. На всіх перелічених чотиривісних бронетранспортерах використовуються незалежні торсіонні підвіски [3]. Недоліки торсіонних підвісок показані в роботі

[3], в котрій також доведено, що бойова колісна машина з гідропневматичною системою підресорювання має переваги над серійними зразками з торсіонною системою підресорювання. Гідропневматична система підресорювання суттєво збільшує середні швидкості руху пересіченою місцевістю та поліпшує показники плавності ходу. До загальних принципових переваг БТР-60ПБ, БТР-70, БРДМ-2, слід віднести використання агрегатів від автомобілів таких, що серійно виготовлялися.

Основні проблеми, стосовно українських бронетранспортерів, полягають в тому, що вони мають відносно низькі показники паливної економічності і плавності ходу. Вирішенням проблеми може бути розроблення нових конструкцій бронетранспортерів на базі агрегатів автомобілів, що серійно виготовляються в Україні, а також використання в нових конструкціях сучасних технічних рішень у виборі типу двигунів, компоновках трансмісій і підвісок.

1.2 Основні напрямки модернізації БТР

Загально відомо, що одними з основних показників броньованої колісної техніки є її собівартість і паливна економічність [2], на показники яких суттєво впливає конструкція трансмісії (собівартість залежить від кількості і складності агрегатів трансмісії, а паливна економічність від коефіцієнту корисної дії (ККД) трансмісії. Слід також відмітити значні витрати пального бронетранспортерами.

Основні проблеми, стосовно українських бронетранспортерів, полягають в тому що вони мають відносно низькі показники паливної економічності і плавності ходу. Вирішенням проблеми може бути розроблення нових конструкцій бронетранспортерів на базі агрегатів автомобілів, що серійно виготовляються в Україні, а також використання в нових конструкціях сучасних технічних рішень в компоновках трансмісій і підвісок [2].

Аналіз конструкцій трансмісій показав наступне. Самими складними є трансмісії БТР-60ПБ, БТР-70, а більш сучасними БТР-80, БТР-3Е, БТР-4Е. Слід також відмітити значні витрати пального бронетранспортерами. Так, наприклад, БТР-4Е має нормативну витрату по асфальту 80 л/100 км і по бездоріжжю 150 л/100 км, тоді як автомобілі типу КРАЗ витрачають 30-35 л/100 км. Це вимагає пошук шляхів поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при переобладнанні і модернізації БТР.

Виготовлення та модернізація спеціальної колісної техніки (СКТ) у т.ч. і БТР, повинні проводитися з додержанням затверджених вимог, зокрема, щодо максимальної швидкості руху по шосе; мінімальної стійкої швидкості; максимального динамічного фактору на нижчій передачі у коробці передач і роздавальній коробці та на прямій передачі; маси буксируємого причепу; середньої швидкості руху по дорогам з твердим покриттям, по ґрунтовим і по дорогам, які розмоклі та засніжені або колонним шляхам; подолання труднопрохідних ділянок місцевості; подолання крутих підйомів, крутих спусків, косогорів, порогових перешкод та ровів [4].

Перелічені вимоги повинні виконуватися як при модернізації спеціальної колісної техніки, так і при її переобладнанні. Модернізація включає заміну двигун-трансмісія існуючої моделі на більш сучасну і прогресивну. Переобладнання стосується лише заміни двигунів або трансмісії.

При переобладнані СКТ заміні підлягають, як правило, тільки двигуни базової машини. Сама ідея подібного переобладнання техніки в Україні не нова і до початку бойових дій на Донбасі вже були вдало реалізовані проекти на ДП “Миколаївський бронетанковий завод” під назвою БТР-7 (БТР-70Ді), тоді штатні силові установки замінили 2 двигунами FPT IVECO Tector P4 потужність 150 к.с. кожний, що на 30 к.с. більше ніж в рідного двигуна марки ГАЗ. Також були і інші варіації ремоторизації машини. Так, вітчизняний ХБКМ

ім. Морозова у середині 2000-х років представив БТР-70 з встановленим двигуном вітчизняного виробництва УТД-20 на бронетранспортер [5,6].

З урахуванням розвитку світових тенденцій у ДП «ХКБМ ім. А.Морозова» останнім часом було спроектовано, модернізовано, доведено до дослідного зразка, а також серійно виготовлено близько десяти найменувань різних колісних БТР, оснащених вітчизняним озброєнням. Двигуни та АКП застосовувалися як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. Найбільш перспективним є модельний ряд бронетранспортерів БТР-4 і спецмашин на його базі, що мають різний склад і компонування силових установок: - БТР-4А з двигуном IVECO Cursor 10 (C10ENT C), вентиляторною системою охолодження (СО) та 5-ти ступінчастою АКП В1318.40.010сб-1; - БТР-4В з двигуном DEUTZ BF6M1015CP, вентиляторною СО та 6-ти ступінчастою автоматизованою коробкою передач (АКП) Allison 4500SP; - БТР-4Е з двигуном 3ТД-3А, ежекційної ЗІ та 5-ти ступінчастою АКП В1318Е.40.010сб [7]. Конструктивні особливості цих машин забезпечують їм високу рухливість і прохідність, можливість використання у взаємодії з іншими бойовими машинами. Бронетранспортери виконані плаваючими, мають високу прохідність, хорошу плавність ходу та раціональне компонування. Під компонуванням колісного бронетранспортера слід розуміти взаємне розміщення бойового розрахунку, озброєння, основних агрегатів та систем, підпорядковане задачі забезпечення заданих бойових та технічних властивостей. Основними компонованими відділеннями бронетранспортерів є відділення управління, бойове (десантне) відділення та моторно-трансмісійне відділення (МТО), що складається з відділення силової установки та трансмісійного відділення. Можна вважати, що описаний вище досвід був зважений спеціалістами ДП «Житомирський бронетанковий завод» та обрано варіант з встановленням на вже існуючу агрегатну базу дизелів виробництва марки General Motors потужністю 140 к.с. [5].

В мережі є інформація про автомобілі HMMWV, що обладнані двигунами General Motors об’ємом 6.2 літра потужністю 140 к.с. з ресурсом двигуна в 1 млн кілометрів. Якщо фахівці державного підприємства встановили на модернізований бронетранспортер саме цей двигун, то в подальшому це має спростити обслуговування і вже наявних автомобілів HMMWV.

Державний концерн «Укроборонпром», що об'єднує головні оборонні підприємства України, адаптував свою бронетехніку під натівський двигун Deutz (Німеччина) замість російських, постачання яких припинилося з початком військової агресії Росії на Донбасі. Як повідомила прес-служба, після закінчення випробувань сучасних українських БТР-4, укомплектованих двигунами Deutz, дана техніка була прийнята на озброєння української армії. Німецькі Deutz потужні, надійні, і, що дуже важливо в умовах війни, значно тихіші за російські двигуни, що встановлювалися на бронемашини раніше [8]. Українські військові отримають кращі зразки вітчизняної військової техніки, створеної відповідно до стандартів НАТО. Крім того, повідомляється, що концерн підписав контракт з Deutz AG на постачання даних двигунів. При цьому обсяг контракту в концерні не уточнили. «Партія нових моторів буде використана для комплектації бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 і новітніх бронеавтомобілів «Дозор-Б». Досі на техніку встановлювали морально застарілі двигуни російського виробництва», – додали в концерні, – «Компанія Deutz AG наддасть спеціальну ціну для України на партію двигунів. Заощаджені гроші, а мова про майже 25 мільйонів гривень, «Укроборонпром» направить на виготовлення нової техніки для української армії» [8].

Як повідомляв УНІАН, наприкінці жовтня концерн Deutz AG поставив держконцерну «Укроборонпром» 16 дизелів марки Deutz. Також в концерні неодноразово відзначали, що серійне виробництво бронемашин «Дозор» відтерміновувалося через відсутність відповідної дозвільної документації з боку Німеччини, що робило неможливим поставку до України двигунів Deutz [8] .

У ДП «ХКБМ» було виконано модернізацію виробів БТР-70 та БТР-80 з метою покращення їх тягово-швидкісних та експлуатаційних характеристик, які отримали в подальшому індекси позначення БТР-70М та БТР-3Е1, а також розроблено нові вироби БТР-3 та БТР-4Е. На виробі БТР-3Е1 замінили дизель ЯМЗ-238М2 потужністю 240 л. на дизель німецької фірми DEUTZ BF6M1015FC потужністю 326 л. і замінили механічну п'ятиступінчасту коробку передач на автоматичну гідромеханічну шестиступінчасту коробку передач американської фірми Allison MD 3066. двоступінчастою роздавальною коробкою. У зв'язку з цим дуже актуальним є питання про вибір ефективної моторно-трансмісійної установки, що встановлюється в бронетранспортер і відповідає всім вимогам замовника [9].

На виставці «Зброя і безпека-2018», крім абсолютно нових моделей та прототипів перспективних зразків озброєнь, представлено й досить велику кількість варіантів модернізації старої радянської техніки. Це передусім лінійка БМП (як БМП-1, і БМП-2), і навіть бронетранспортери БТР-60 і БТР-70 [5]. Усі представлені зразки модернізації у тому чи іншою мірою унікальні, проте деякі варто виділити. Так, дуже радикальним є варіант модернізації БТР-70 від Житомирського бронетанкового заводу. Нова бойова машина одержала назву БТР-70Д (GM) [5]. Цікава нестандартна бойова модель «Дельта» масою всього 350 кг, яка побудована навколо ствола 23-мм зенітного автомата (який застосовується на зенітній установці, що буксирується, ЗУ-23-2 і самохідної ЗСУ-23-4 «Шилка») [5]. Така гармата з темпом стрільби в 800-1000 пострілів за хвилину може застосовуватися як у наземних цілях (при цьому дальність стрільби становить 2 км), так і повітряних (на висоту до 2,5 км). При цьому боєкомплект складає 450 снарядів та максимальна довжина безперервної черги - 100 снарядів. Тобто такий бойовий модуль досить універсальний і в принципі може використовуватися як зброя для боротьби з невеликими безпілотниками. Тим більше, що до складу цифрової системи керування вогнем входить

тепловізор, телекамера та лазерний далекомір. Однак для кого розроблена ця модифікація на даний момент зовсім незрозуміло. Хоча ринок модернізації БТР-70 досить об'ємний [5].

Так, Україні після розпаду Союзу дісталося близько 1500 таких апаратів (включаючи спеціальні машини на її базі), проте їх дуже швидко відправили на зберігання (переважно на базу в Бахмуті). Серед претензій була нестабільна робота двох бензинових двигунів та апаратури синхронізації. Якусь частину (357 машин) БТРів було розпродано на зарубіжних ринках. У результаті на весну 2014 року у бойовому складі ЗСУ, Держприкордонслужби та Внутрішніх військ залишалося лише близько 450 машин [10]. З початку літа 2014 р. почалося масове постачання БТР-70, перш за все з баз зберігання бронетанкових заводів та з артемівської бази, яке вдалося відстояти у протистоянні з бойовиками. Причому в основному ця техніка пішла на озброєння переважно аеромобільних бригад (які зазнали втрат у БТР-80) і новостворених батальйонів територіальної оборони. У результаті за найскромнішими підрахунками сьогодні у строю близько 500 БТР-70. Однак, наскільки можна судити з відкритих матеріалів, Міністерство оборони і Національна гвардія свій вибір вже зробили [10]. Так, армійці не стали «винаходити велосипед» і пішли найпростішим шляхом – доопрацювали варіант від «Миколаївського ремонтно-механічного заводу» БТР-70Ді, тим більше, що його офіційно прийнято на озброєння ще в 2009 р. і отже можна обійти дуже дорогий і складний етап державних випробувань. Цей варіант БТРа свого часу отримав два двигуни IVECO у зборі зі зчепленням, механічну шестиступінчасту коробку передач та коробку відбору потужності на лебідку, протимінні сидіння, а також комплекс активного захисту «Заслон». Мало того, у 2011 р. до ЗСУ навіть було поставлено 13 бронетранспортерів. Крім того, армія отримала дві командно-штабні машини БТР-70Ді-02 «Світязь» [10]. Однак на 2015 р. ця модифікація вже застаріла і «миколаївці» просто доопрацювали свій бронетранспортер за

наслідками бойових дій на Донбасі. Що конкретно було доопрацьовано невідомо, але принаймні планувалося оснастити БТР системою дистанційного пуску двигуна, тепловізорами для водія та кулеметника, приладом супутникової навігації та парктроніком. На сьогодні кількість модернізованих машин невідома, але про переозброєння на БТР-70Ді вже говорить командування Корпусу морської піхоти, та й проходження у парадній коробці у 2018 році на День незалежності говорить багато про що. Водночас є відомості, що Національна гвардія України зробила свій вибір на користь варіанта від приватної компанії «Техімпекс» – БТР-70Т. На цих машинах радянські бензинові двигуни були замінені на білоруські дизельні Д245.30Е2, встановлені десантні люки від БТР-80, нові колеса з безкамерними шинами, а також нові цифрові радіостанції. Знову ж таки зазначимо, що про масштаби програми модернізації відомо небагато – так, восени 2015 р. модернізовано за цим варіантом як мінімум п'ять БТР-70. Таким чином, можна говорити, що на сьогодні модернізації подібні до тих, які представив Житомирський бронетанковий завод, можуть бути цікавими майже виключно закордонними замовниками. З наших силовиків це можуть бути хіба що прикордонники, якщо вони раптом вирішать модернізувати свої нечисленні машини [10].

Одним із перспективних напрямів підвищення тактико-технічних характеристик військових колісних машин (ВКМ) є розробка та впровадження гібридної силової установки (ГСУ) з електромеханічною трансмісією (ЕМТ) замість застосовуваних на ВКМ силових установок з дизелем та автоматизованої гідромеханічної трансмісією (ГМТ) [11]. Однак, серед великої кількості переваг ЕМТ має суттєвий недолік – менше значення (на 12..15%) коефіцієнта корисної дії (ККД) щодо передачі потужності від дизеля до ведучих коліс у порівнянні з величиною ККД автоматизованої ГМТ. З цієї причини у ВКМ з дизелем та ЕМТ величина запасу ходу буде менше ніж у ВКМ з дизелем та автоматизованою гідромеханічною трансмісією (ГМТ). Для усунення цього

недоліку необхідно ЕМТ розробляти та впроваджувати на ВКМ спільно з ГСУ [11,12]. У роботі [12] відмічається, що ГСУ з ЕМТ дозволяє зменшити витрату моторного палива та збільшити запас ходу ВКМ до 35% шляхом підтримки роботи дизеля в режимі мінімальної питомої витрати палива на всіх режимах руху ВКМ та використання рекуперованої кінетичної енергії, яка зберігається в накопичувачі електричної енергії (НЕЕ) під час виконання гальмування машини [13]. У даний час компанії Enstroj (Словенія), Yasa Motors Ltd (Англія), UniTek Industrie Electronic (Німеччина), Yunasko (Англія), Golden Motor (Китай) пропонують тягові електродвигуни (ТЕД), інвертори, НЕЕ відповідно, на основі яких можливо виконати розробку ГСУ та ЕМТ для ВКМ [14-17]. Створення даної конструкції необхідно починати з розробки електромеханічного приводу коліс, мотор-генератора, НЕЕ та їхньої загальної системи керування. Складність виконання розробки ЕМТ та ДСУ для ВКМ полягає в тому, що тягове електрообладнання вимагає застосування рідинної системи охолодження, забезпечення герметизації місць встановлення від попадання води або іншої рідини, захисту від впливу потужних електромагнітних імпульсів та механічних пошкоджень. Також потрібно виконання заходів щодо захисту екіпажу від впливу електромагнітних полів та ураження електричним струмом. Таким чином, для виконання розробки ГСУ з ЕМТ на ВКМ необхідне вирішення науково-технічних завдань побудови загальної структури даної конструкції та визначення напрямків подальших робіт з розробки складових частин ГСУ з ЕМТ для ВКМ [12].

На сьогодні вже створено бронетранспортер із гібридною силовою установкою. Машина під шифром «Кримськ» може рухатися абсолютно безшумно. У перспективі БТР можуть використовувати як безпілотник. «Військово-промислова компанія» розробила та випробувала бойову колісну машину з гібридною енергоустановкою та електротрансмісією на базі БТР-90 «Росток», яка може безшумно пересуватися та в перспективі може стати

безпілотною [18]. Бронетранспортер (шифр «Кримськ») з гібридною енергоустановкою може рухатися безшумно на молекулярних накопичувачах при непрацюючому двигуні внутрішнього згоряння. Поки що, на жаль, тільки на обмежену відстань, але при застосуванні нових типів накопичувачів енергії збільшити в десятки разів. Апаратні можливості електронних систем експериментального макетного зразка вже в даний час дозволяють реалізувати дистанційне керування ним, а при незначних доопрацюваннях та розробці відповідних алгоритмів керування та програм створити роботизовану платформу. Незважаючи на те, що потужність двигуна «Кримська» майже в 1,5 рази менша, ніж у попередника, на випробуваннях він показав значно кращі результати, зокрема 22-тонний макетний зразок розігнався до швидкості 80 км/год за 33 секунди. Максимальна швидкість становила 97 км/год, а запас ходу по паливу під час руху зі швидкістю 40 км/год становив 940 км, що майже півтора більше, ніж в прототипу при рівному обсязі паливних баків. Переваги рідкого водневого палива в порівнянні з дизельним величезні. По-перше, рідкий водень за своєю енергією згоряння в 3 рази перевищує дизель або бензин. По-друге, застосування паливних елементів відрізняється високим ККД до 80%, через це низька витрата палива і компактність. А АКБ у зв'язці з паливним елементом дозволить зменшити і без того низьку витрату водневого палива, ну і зробити його більш автономним у разі нестачі пального. По-третє, величезний запас потужності на новій машині, що становить близько 300 кВт, дозволяє встановити принципово нові види озброєння. Тому багато автомобілебудівних концернів, таких як Mersedes-Bence, Ford, а також японські фірми підключилися у виробництво таких автомобілів. Єдина проблема – це відсутність належної інфраструктури та дорожнеча як АКБ, так і паливних елементів [18].

Електричні трансмісії останнім часом знаходять все ширше поширення не тільки у цивільних автомобілях, а й у військовій техніці [13-22]. Це пов'язано з тим, що електричні трансмісії дозволяють забезпечити:

– безступінчаста зміна швидкості та тягового зусилля;

– легкість автоматизації трансмісії та забезпечення керування машиною будь-яким членом екіпажу та дистанційного керування;

– розширені можливості щодо рекуперації енергії уповільнення, повороту, коливань підресорених мас тощо;

– можливість короткочасного руху без працюючого ДВС;

– можливість короткочасного підсумовування потужності генераторної установки та накопичувачів енергії;

– простоту реалізації системи підтримки курсової стійкості та регулювання тяги для виключення буксування;

– відсутність жорстких механічних зв'язків між основними агрегатами, що полегшує компонування;

– високу блокову уніфікацію між машинами різних видів та класів;

– високу надійність за рахунок дублювання і швидкість заміни при пошкодженнях (для мотор-коліс);

– можливість підвищити мінну стійкість корпусу і збільшити динамічний хід підвіски (для мотор-коліс).

За два останні десятиліття відбувся революційний стрибок у розвитку накопичувачів електроенергії, різко скоротилися габарити і вага апаратури, що управляє, а також були створені тягові електродвигуни (ТЕД) з показниками, що дозволяють на їх основі створити електричну трансмісію для колісних бронетранспортерів не лише за мостовою схемою, а й за принципом мотор-колеса [23]. Крім того, класичні ступінчасті механічні трансмісії з гідродинамічними передачами практично повністю вибрали свій. технічний потенціал щодо підвищення питомої потужності та рухливості повноприводних машин. Невиправдана складність реалізації на багатовісних повноприводних машинах функцій системи підтримки курсової стійкості та регулювання тяги для виключення буксування без участі енергетично невигідного використання

гальмівної системи та АБС знижує їх функціональні можливості. Все це зробило завдання проектування електромеханічних трансмісій для колісних бронетранспортерів актуальним та своєчасним. Короткий аналіз проблеми, мета та постановка задачі. Характеристики сучасних асинхронних ТЕД з частотним регулюванням дозволяють отримувати гіперболічну характеристику постійної потужності близьку до ідеальної, проте її, як правило, все одно не вистачає для отримання електроприводу з безступінчастим регулюванням у всьому діапазоні, який потрібний для машин, що переміщаються не тільки дорогами з твердим покриттям, але і бездоріжжям. Це з обмеженням максимального крутного моменту ТЕД, яке диктується обмеженням за силою струму в обмотках і перегріву. У існуючих зарубіжних конструкціях зазвичай для вирішення цієї проблеми використовують ТЕД з великим запасом потужності, яка взагалі не може бути забезпечена сумарною потужністю генератора і накопичувача. Це призводить до невиправданого збільшення ваги та габаритів такої трансмісії та знижує разом ті переваги, які можна було б отримати при впровадженні електроприводу для колісної бронетехніки [22]. Проте це у перспективі. На сьогодні при модернізації БТР основною залишається механічна трансмісія.

Як показали останні події в новітній світовій історії, в тому числі і в Україні, найбільш затребуваним засобом для цих цілей є сучасні колісні бронетранспортери (БТР), що мають посилене бронювання, автоматичну коробку передач (АКП) та сучасні комплекси озброєння. При вирішенні поставлених завдань вони здатні долати будь-які дорожні перешкоди за різних погодних умов та водні перешкоди без попередньої підготовки . З урахуванням розвитку світових тенденцій у ДП «ХКБМ ім. О.О.Морозова» останнім часом було спроектовано, модернізовано, доведено до дослідного зразка, а також серійно виготовлено близько десяти найменувань різних колісних БТР. Двигуни та АКП застосовувалися як вітчизняного, і зарубіжного виробництва. Найбільш перспективним є модельний ряд бронетранспортерів БТР-4 і спецмашин на його

базі, що мають різний склад і компонування силових установок: - БТР-4А з двигуном IVECO Cursor 10 (C10ENT C), вентиляторною системою охолодження (СО) та 5-ти ступінчастою АКП В1318.40.010сб-1; - БТР-4В з двигуном DEUTZ BF6M1015CP, вентиляторною СО та 6-ти ступінчастою АКП Allison 4500SP; - БТР-4Е з двигуном 3ТД-3А та 5-ти ступінчастою АКП В1318Е.40.010сб. Питомі витрати пального для дизелів, застосованих у модельному ряді бронетранспортерів БТР-4, на режимах максимальної потужності мало різняться між собою і знаходяться в межах 211...216 г/кВт·год, що в цілому свідчить про однаково високий рівень їх виготовлення застосуванням сучасних технологій на підприємствах-виробниках Італії, України та Німеччини відповідно [7].

Тому основним на сьогодні при модернізації БТР залишається заміна бензинових двигунів дизелями з відповідною трансмісією [19].

1.3 Вплив передаточних відношень трансмісії на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності БТР

Зміна показників зовнішньої роботи при заміні бензинових двигунів дизелями обумовлює зміну показників тягово-швидкісних властивостей БТР-70. Якщо тягові властивості можна скоригувати досить просто введенням у трансмісію автомобіля знижувальної передачі, то швидкісні властивості потребують більш детальної оцінки шляхом аналізу добору передаточних чисел проміжних передач.

Одним із реальних шляхів поліпшення тягово-швидкісних якостей і паливної економічності автомобілів є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії (кількості ступенів і передаточних чисел). Для цього необхідно розробити достовірний метод визначення ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля, що враховував би можливість обладнання БТР-70

різними типами двигунів [23].

У роботах з теорії автомобіля [24, 29 - 32] вказується, що проміжні передачі в коробці передач повинні забезпечувати:

1) здатність автомобіля долати максимальний опір дороги;

2) здатність автомобіля швидко розганятися;

3) здатність автомобіля мати можливо високу швидкість руху у тяжких дорожніх умовах і на підйомах;

4) експлуатацію автомобіля в умовах, що не дозволяють використовувати високі швидкості руху (ожеледь, вибита дорога, затримка перед світлофорами, рух у колонах тощо);

5) забезпечення оптимальних показників тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля при заданій зовнішній швидкісній характеристиці двигуна;

6) гальмування двигуном на крутому і тривалому гірському спусках.

Існуючі методики підбору ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля зводяться до розрахунку ряду передаточних чисел коробки передач за математичними законами, за умови забезпечення високих показників техніко-експлуатаційних властивостей, у тому числі розгінних якостей та паливної економічності, за аналогією з безступінчастою трансмісією тощо [23].

При проектуванні або модернізації автомобіля йому надають певних властивостей, які називають потенційними. Такі функціональні властивості забезпечують автомобілю можливість виконувати функції, визначені його транспортним призначенням.

Система «двигун-трансмісія» визначає ступінь пристосованості автомобіля до найбільш ефективного його використання, тобто ступінь реалізації його потенційних властивостей у конкретних умовах експлуатації. Останнім часом ця проблема все частіше розглядається під кутом зору тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності і екологічної безпеки [24].

Тягово-швидкісні властивості, паливна економічність і екологічна безпека формуються, в основному, за рахунок системи «двигун-трансмісія». У трансмісії можливі три якісно різні варіанти або рівні: «двигун-ступінчаста механічна коробка передач», «двигун-безступінчаста трансмісія», «двигун-безступінчаста трансмісія-акумулятор».

При ступінчастій коробці передач, яка отримала найбільше розповсюдження, чим більше число передач, тим вище ступінь використання потужності двигуна. До характеристик двигуна, числа і чисельних значень передаточних чисел, режимів переключення передач встановлені певні вимоги, що залежать від умов експлуатації автомобіля. І тут є ще невикористані резерви, зокрема за рахунок більш точного добору характеристик системи «двигун-трансмісія» конкретним умовам експлуатації [24].

Паливна економічність автомобіля безпосередньо залежить від умов експлуатації і швидкості його руху. Вона дає оцінку ефективності використання автомобіля, тому що безпосередньо визначає енергетичні витрати на транспортний процес.

Одним із шляхів оптимізації параметрів системи «двигун - трансмісія» автомобілів є пошук рішень, які дозволили б так узгодити вихідні параметри двигуна та передаточні числа трансмісії, щоб при комплектуванні автомобіля різними типами двигунів і різними трансмісіями показники тягових властивостей автомобіля, динаміки його розганяння та певною мірою технічна швидкість і паливна економічність були близькими між собою і знаходилися у певних допустимих межах. Для цього необхідно розробити достовірний метод визначення ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля, який враховував би заміну двох бензинових двигунів на дизелі, що передбачено модернізацією автомобіля БТР-70.

У роботі [25] розглянуті варіанти переобладнання БТР-70 шляхом встановлення на шасі цього автомобіля замість двох двигунів ЗМЗ-4905 двох

дизелів провідних автомобілебудівників. В основу порівняльного аналізу покладено основні показники тягово-швидкісних властивостей, що отримані шляхом розв'язки диференціального рівняння руху, вихідними даними для якого слугують масові та геометричні параметри автомобіля та умови експлуатації. Вибір кращого варіанту виконано на основі порівняння кожного показника тягово-швидкісних властивостей з еталоном, у якості якого прийнято кращий показник із усіх можливих варіантів [27]. За результатами розрахунків встановлено, що показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля з двигунами IVECO Tector P4, Д245.30Е2 і двома двигунами DEUTZ TCD 2013 майже однакові і змінюються від найбільшого значення (двигуни Д245.30Е2) до найменшого (два двигуни DEUTZ TCD 2013) в межах 4%, не зважаючи на те, що їх потужність змінюється на 11,3%. Подальшим напрямком досліджень стало вибір і обгрунтування типу коробки передач, за якого забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей.

У роботах [6,27] для типових умов експлуатації автомобіля визначені мінімальне і максимальне передаточне відношення трансмісії автомобіля, а також передаточні відношення додаткової коробки передач. Показано, що кращі окремі показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля БТР-70 досягаються за різних коробок передач. Проте, кращим варіантом є застосування на БТР коробки передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7, якій дещо поступається 8-ми ступенева коробка МАЗ за рахунок збільшення кінематичних показників – часу, шляху розгону внаслідок збільшення часу перемикання передач. Проте і цю коробку передач можна рекомендувати при модернізації автомобіля БТР-70. Остаточний вибір трансмісії автомобіля БТР-70 необхідно проводити з урахуванням показників паливної економічності. У роботі [27] встановлено, що паливну економічність автомобіля БТР-70 з різними типами коробок передач доцільно оцінювати за паливною характеристикою усталеного руху, контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і

середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям і в складних дорожніх умовах. За контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону автомобіля і середньокілометровій витраті палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335.

У розглянутих роботах показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності визначалися для існуючих коробок передач, передаточні відношення яких не можна вважати кращими при модернізації автомобіля, так як умови експлуатації автомобіля БТР-70 відрізняються від тих, для яких вибиралися ці коробки передач. Тому дуже важливим є вибір передаточних відношень коробки передач при модернізації автомобіля БТР-70, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при експлуатації цього автомобіля.

Паливна економічність автомобіля безпосередньо залежить від умов експлуатації і швидкості його руху. Вона дає оцінку ефективності використання автомобіля, тому що безпосередньо визначає енергетичні витрати на транспортний процес.

У роботі [23] встановлено, що паливну економічність автомобіля БТР-70 з різними типами коробок передач доцільно оцінювати за паливною характеристикою усталеного руху, контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям і в складних дорожніх умовах.

Паливна економічність автомобіля безпосередньо залежить від умов експлуатації і швидкості його руху. Вона дає оцінку ефективності використання автомобіля, тому що безпосередньо визначає енергетичні витрати на транспортний процес.

Поряд з механічними трансмісіями при модернізації БТР можна використовувати і гідромеханічні і електричні трансмісії.

Так, існуюча схема трансмісії колісних бронетранспортерів серії БТР-4 містить комплексну гідродинамічну передачу ГТК - XV від БМП-3, що працює спільно з двигуном 3ТД-3, п'ятиступінчасту планетарну коробку передач (ПКП), двоступінчасту роздавальну коробку, головні передачі та колісні редуктори. Під час проведення заводських стендових і полігонних випробувань та дослідної експлуатації бронетранспортерів розробниками було отримано певні зауваження, пов'язані з жорсткою динамікою перемикання низки передач. У зв'язку з цією проблемою, відсутністю у доступних джерелах дієвих рекомендацій щодо розбивки передавальних відношень трансмісій для військової техніки авторами статті розроблені методики комплексної оцінки динамічності військових гусеничних та колісних машин [33], випробуваної на прикладі розробки ВКП БМ «Оплот».

У даний час у літературі описані та використовуються в розрахунках багато різних способів розбивки передавальних чисел трансмісій та способи їх корекції [2, 34, 48, 49, 54, 56-60, 62-65, 68-70, 72, 74, 76]. Однак для військової колісної техніки, яка експлуатується як на дорогах з твердим покриттям, так і на повному бездоріжжі, за умови пріоритетності тягово-швидкісних показників порівняно з паливно-економічними та екологічними проблематично використовувати напрацювання, орієнтовані на легкові та вантажні автомобілі загальнотранспортного призначення [37, 41]. Разом з тим, для двигуна 3ТД-3, що працює разом із комплексною гідродинамічною передачею ГТК – XV від БМП-3, були підібрані оптимальні значення ПКП та роздавальної коробки, що забезпечують найшвидший розгін на зовнішній характеристиці двигуна [37].

Поряд з визначенням передаточних відношень коробки передач за різними законами і методиками у роботі [49] розглядається розрахунок оптимальних передаточних чисел трансмісії автомобіля як задача

багатокритеріальної оптимізації.

Застосовувані методи оптимізації параметрів, як відомо, повинні забезпечувати високу вірогідність одержуваних результатів, малу трудомісткість досліджень, простоту аналізу результатів і ґрунтуватися на кількісних показниках. Методи визначення оптимальних передаточних чисел трансмісії автомобіля повинні враховувати, і цей головний, кількісний вплив показників швидкісних якостей і паливної економічності на ефективність роботи автомобіля при зміні його конструктивних параметрів [48].

Процедура оптимізації передаточних чисел трансмісії складається з наступних етапів [49]:

1. Вибір цільової функції.

2. Вибір методу оптимізації.

3. Розрахунок показників швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля з певним рядом передатних чисел.

4. Вибір параметрів системи «двигун-трансмісія» при переобладнанні автомобіля й заміні бензинового силового агрегату дизельним.

Розглянемо кожний етап оптимізації більш детально.

На першому етапі складність вибору цільової функції полягає в тому, що будь-який технічний об'єкт, автомобіль у тому числі, має векторний характер критеріїв оптимальності (багатокритеріальність). Причому, поліпшення одного з вихідних параметрів, як правило, приводить до погіршення іншого, тому що всі вихідні параметри в більшому або меншому ступені є функціями тих самих керованих параметрів і не можуть змінюватися незалежно один від одного [18].

Аналіз робіт різних авторів показав, що провести оптимізацію передаточних чисел трансмісії можна, приймаючи за критерії наступні параметри: прискорення, час і шлях розгону до заданої швидкості, максимальний долає мий підйом на першій та останній передачі, середня швидкість руху на дорозі змінного поздовжнього профілю, середня швидкість

руху на асфальтобетонній дорозі і дорозі з перехідними типами покриття, опір якої задано ймовірносним законом розподілу, контрольна витрата палива, середня витрата палива в заданих умовах руху, витрата палива при усталеному русі з різними швидкостями, витрата палива у міському їздовому циклі, витрата палива на асфальтобетонній дорозі та дорозі з перехідними типами покриття тощо [6, 23-27 та ін.].

На другому етапі вибирається метод оптимізації. Існує два підходи до рішення завдань оптимізації. Перший підхід орієнтовано на пошук безумовного екстремуму функції. Тому його застосування вимагає, щоб завдання було попередньо зведене до завдання безумовної оптимізації. У другому підході реалізуються методи, спеціально орієнтовані на рішення умовної оптимізації з обмеженнями. Постановка завдання вибору оптимальних параметрів системи «двигун-трансмісія» при переобладнанні автомобілів така, що його можна вирішувати тільки методами нелінійного програмування багатомірного пошуку [48]. Це пояснюється тим, що цільова функція й обмеження описуються нелінійними залежностями від вектору керованих параметрів, для визначення яких застосовують методи безумовної оптимізації, які, в свою чергу, підрозділяють на методи нульового, першого й другого порядку [48]. У методах нульового порядку (прямих методах) використаються тільки значення самої цільової функції. Для методів першого порядку необхідно обчислювати як значення цільової функції, так й її перші часткові похідні (градієнтні методи). У методах другого порядку пошук екстремуму здійснюється за допомогою значень цільової функції, її перших і других похідних. При цьому необхідно виконати обґрунтований вибір методів умовної або безумовної оптимізації параметрів системи «двигун – трансмісія» при переобладнанні автомобілів, що можуть експлуатуватися у різних дорожніх умовах [48].

На третьому етапі розрахунок показників швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля здійснюється з метою визначення основних

часткових критеріїв оптимальності. Із цих часткових критеріїв складаються узагальнені адитивний і мультиплікативний критерії.

На четвертому етапі вибір параметрів системи «двигун-трансмісія» при модернізації БТР-70 шляхом заміни бензинових двигунів дизелями зводиться до пошуку такої коробки передач і головної передачі, які б із заданою точністю забезпечили необхідні показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності, які отримані з використанням оптимізаційних методів для системи «двигун-трансмісія». Оптимізація надалі проводиться методами умовної й безумовної оптимізації [48].

1.4 Висновки до розділу

Розглянуті вище методи використаємо для оптимізації параметрів системи «двигун-трансмісія» БТР-70 при заміні штатних бензинових двигунів дизелями.

На основі аналізу літературних джерел сформульовані мета і завдання дослідження.

Метою роботи є вибір типу та складу силової установки і передаточних відношень трансмісії, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Для досягнення поставленої мети задачі дослідження сформульовані наступним чином:

– вибрати та обґрунтувати показники для оцінки тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

– вибрати та обґрунтувати тип та склад силової установки при модернізації БТР-70, за якої забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей;

– визначити передаточні відношення коробки передач за обраної силової установки, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

– розробити методику проведення експериментальних досліджень автопоїзда для перевірки адекватності математичних моделей щодо визначення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70;

– розробити практичні рекомендації щодо поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Результати досліджень першого розділу дисертації опубліковані в роботі Кайдалов Р.О., Страшний І.Л., Маренко Г.М., Диких О.В. Дослідження раціональних варіантів модернізації бронетранспортера БТР-70. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. Харків, 2021. Вип. 1 (37). С. 60-69. ISSN 2409-7470. DOI: https://doi.org/10.33405/2409-7470/2021/1/37/237850

URL: http://znp.nangu.edu.ua/article/view/237850/236521

РОЗДІЛ 2. ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ ТИПУ ДВИГУНА ПРИ ПЕРЕОБЛАДНАННІ БТР-70 ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

2.1 Вихідні положення

Виготовлення та модернізація спеціальної колісної техніки (СКТ), до якої можна віднести і БТР-70, повинні проводитися з додержанням затверджених вимог, зокрема щодо максимальної швидкості руху по шосе, не менше 85-100 км/год;

– мінімальна стійка швидкість – 2-3 км/год;

– максимальний динамічний фактор на нижчій передачі у КПП та РК – 0,7-0,9, а на прямій передачі – 0,06-0, 15;

– маса буксируємого причепа до 70 % від повної маси автомобіля;

– середня швидкість руху по дорогам з твердим покриттям – 40-50 км/г, по ґрунтовим – 30-40 км/год;

– середня швидкість руху по дорогам, які розмоклі та засніжені або колонним шляхам – 15-20 км/год;

– впевнено подолання труднопрохідних ділянок місцевості;

– подолання крутих підйомів до 35^0, затяжних спусків, косогорів до 25^0 , порогових перешкод висотою 0,8-1,0 та ровів шириною 1,0-1,3 радіуса колеса.

Перелічені вимоги повинні виконуватися як при модернізації спеціальної колісної техніки, так і при її переобладнанні. Модернізація включає заміну двигун-трансмісія існуючої моделі на більш сучасну і прогресивну. Переобладнання стосується лише заміни двигунів або трансмісії. Проте як при переобладнанні, та і при модернізації необхідно добиватися того, що б за тягово-швидкісними властивостями і паливною економічністю [50,52, 54, 55, 66, 67, 71-78] модернізований автомобіля не поступався існуючому.

При переобладнані СКТ заміні підлягають, як правило, тільки двигуни базової машини. Сама ідея подібної модернізації техніки в Україні не нова і до початку бойових дій на Донбасі вже були вдало реалізовані проекти на ДП “Миколаївський бронетанковий завод” під назвою БТР-7(БТР-70Ді), тоді штатні силові установки замінили 2 двигунами FPT IVECO Tector P4 потужність 150 к.с. кожний, що на 30 к.с. більше ніж в рідного двигуна марки ГАЗ. Також були і інші варіації ремоторизації машини, так вітчизняний ХБКМ ім. Морозова у середені 2000х років представив БТР-70 з встановленим двигуном вітчизняного виробництва УТД-20 на бронетранспортер [9].

Можна вважати, що описаний вище досвід був зважений спеціалістами ДП «Житомирський бронетанковий завод» та обрано варіант з встановленням на вже існуючу агрегатну базу дизелів виробництва марки General Motors та потужністю 140 к.с. [7].

Як при модернізації, так і при переобладнанні СКТ не до кінця вирішеним є питання потужності силової установки, яка задовольнила б усім вимогам, що висуваються до подібної техніки.

2.2 Визначення потужності двигуна при переобладнанні БТР-70

Як відомо, показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля визначаються типом та потужністю двигуна, типом та передаточними відношеннями трансмісії і її ККД, а також параметрами рушія.

Потрібну ефективну потужність двигуна автомобіля визначають за вказаними величинами максимальної швидкості руху V_{max} і коефіцієнта опору кочення f_v із рівняння потужнісного балансу при русі автомобіля з максимальною швидкістю [29]:

$$N_v \eta_m = \frac{f_v G_a V_{\max} + K_B F V_{\max}^3}{1000}, \ кВт \tag{2.1}$$

де f_v - коефіцієнт опору дороги за максимальної швидкості $V_{\max}$ автомобіля;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

K_B - коефіцієнт опору повітря, Н×с^2/м^4;

F - площа Міделя (для автомобілів приймається рівною площі проекції автомобіля на площину, що перпендикулярна його поздовжній осі),

F =В×Н, $м^2$; В – колія, Н – висота автомобіля;

η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобіля.

Сила опору кочення P_f, потужність опору кочення N_f прямо пропорційно залежать від коефіцієнта опору кочення f.

Запропоновано декілька емпіричних залежностей для визначення коефіцієнта f_v при високих швидкостях руху. Наведемо деякі з них [25]:

$$f_v = 0{,}01\left(1 + \frac{V}{160}\right); \tag{2.2}$$

$$f_v = f\left[1 + (0{,}006V)^2\right]; \tag{2.3}$$

$$f_v = f_o + k_f V^n, \tag{2.4}$$

$$f_v = a_f + b_f (0{,}01V)^{2,5}; \tag{2.5}$$

де f - коефіцієнт опору кочення при малій швидкості;

a_f, b_f, k_f - коефіцієнти, значення яких визначають для кожного типу і розміру шини в залежності від внутрішнього тиску в шині; для шин повнопривідних автомобілів a_f=0,015; b_f=0,012;

V - швидкість автомобіля, $км/год$.

На рис. 2.1 наведена залежність коефіцієнта опору кочення від швидкості руху автомобіля, що обчислені за виразами (2.2-2.5).

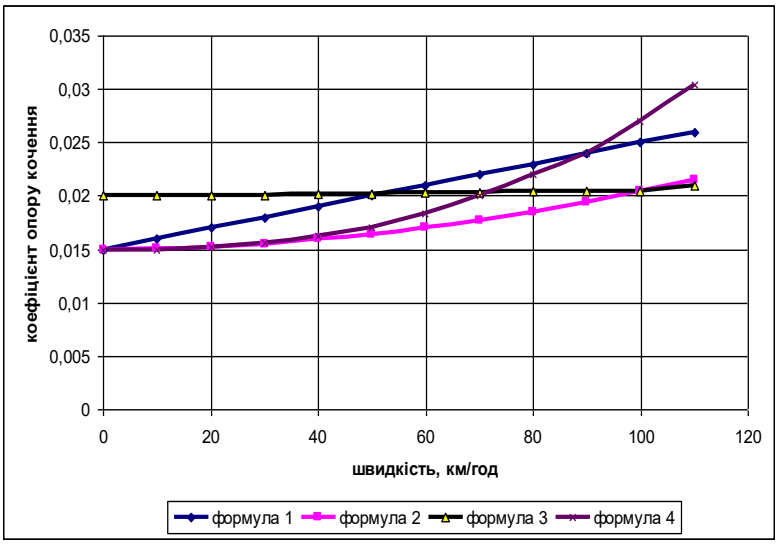


Рисунок 2.1 – Залежність коефіцієнта опору кочення від швидкості руху автомобіля

Якщо врахувати, що коефіцієнт опору кочення прогресивно зростає зі швидкістю руху, то більш точні результати дають формули (2.3) і (2.5). Зважаючи на те, що формула (2.3) відноситься до шин неповнопривідних автомобілів, то коефіцієнт опору кочення у подальшому будемо визначати за формулою (2.5).

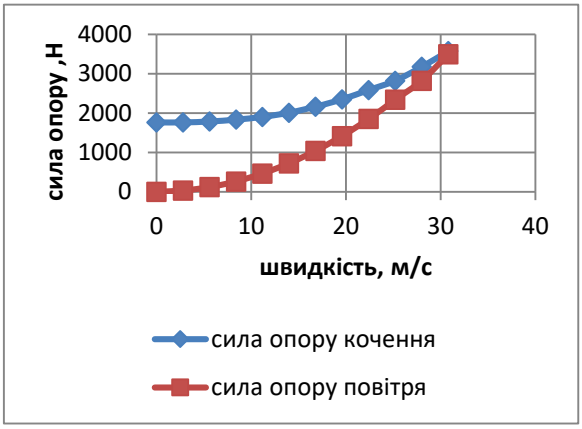
Сила опору повітря P_n, що визначає собою потужність опору повітря N_n руху автомобіля, виникає внаслідок його взаємодії з навколишнім середовищем і визначається як

$$P_n = k_v FV^2 \tag{2.6}$$

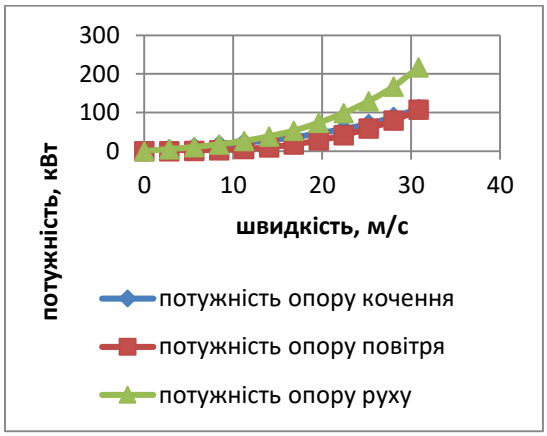
У роботі [4] наведені значення коефіцієнта опору повітря $k_п$ = 0,65 Н×с^2/м^4 , висоти машини Н=2,36 м, колії В=2,4 м.

На рис. 2.2а наведені залежності сили опору кочення і сили опору повітря від швидкості руху автомобіля, а на рис.2.2б – залежність потужностей опору кочення і повітря, а також сумарної потужності опору руху від швидкості автомобіля.

З рис. 2.2б слідує, що для забезпечення швидкості руху автомобіля 25 м/с (90 км/год) потужність на ведучих колесах $N_v \eta_m$ повинна бути рівною 129 кВт, а при русі зі швидкістю 30 м/с (108 км/год) – 200 кВт.



а)



б)

Рисунок 2.2 – Залежність сили опору кочення і сили опору повітря (а) і потужностей опору кочення і повітря, а також сумарної потужності опору руху (б) від швидкості автомобіля

Механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) залежить від кількості і властивостей кінематичних пар, що передають механічну енергію від колінчастого валу двигуна до ведучих коліс автомобіля:

$$\eta_m = \eta_{kn} \times \eta_{pk} \times \eta_{kpn} \times \eta_{гп} \times \eta_{kp}, \qquad (2.7)$$

де $\eta_m, \eta_{kn}, \eta_{pk}, \eta_{kpn}, \eta_{гп}, \eta_{kp}$ - відповідно ККД трансмісії, коробки передач, роздавальної коробки, карданного шарніру, головної передачі, колісного редуктора.

У роботі [2] для проектних розрахунків рекомендуються наступні значення ККД окремих механізмів: коробки передач – $\eta_{КП}$ = 0,96…0,98; роздавальної коробки – $\eta_{РК}$ = 0,96…0,98; карданного шарніру – $\eta_{КШ}$ = 0,96…0,98; карданної передачі $\eta_{КРП} = \eta_{кш}^{n}$, де n – кількість шарнірів у передачі; головної передачі – $\eta_{ГП}$ = 0,93…0,97. колісного редуктора – $\eta_{КР}$ = 0,96…0,98; ККД коробки передач під час роботи на прямій передачі, тобто ККД від гідравлічних втрат – $\eta_{ГВ}$ = 0,98…0,99.

Характерною особливістю трансмісії БТР-70 є наявність двох двигунів, кожний з яких з'єднується зі своєю трансмісією, яка включає коробку передач, роздавальну коробку, карданну передачу, головну передачу, колісний редуктор.

За кількості карданних шарнірів у приводі двох мостів, з'єднаних з одним двигуном (n=14), ККД трансмісії за нижчих значень для окремих механізмів 0,96 при русі на прямій передачі в коробці передач складе η_m = 0,665, а за вищого значення 0,98 - η_m =0,817, що суттєво відрізняються між собою.

У роботі [24] пропонується ККД трансмісії визначати за виразом

$$\eta_m = 0{,}98^k\, 0{,}97^l\, 0{,}995^m\, 0{,}999^n, \qquad (2.8)$$

де k - кількість пар циліндричних шестерень, через які передається в трансмісії крутний момент, коли автомобіль рухається на певній передачі; l - кількість пар конічних (гіпоїдних) шестерень у трансмісії; m - кількість карданних шарнірів у трансмісії; n - кількість шліцевих з'єднань у трансмісії.

Для трансмісії БТР при роботі одного двигуна η_m=0,837, а при роботі одного двигуна на усі осі автомобіля - η_m=0,701.

Таким чином, при роботі двох двигунів сумарна їх потужність повинна бути не меншою N_Σ за швидкості 25 м/с – 184 кВт, а за швидкості 30 м/с – 285

кВт. Разом з тим, при роботі тільки одного двигуна з приводом тільки на два мости необхідна потужність складе: за швидкості 25 м/с – 154 кВт, а за швидкості 30 м/с – 240 кВт.

Отримане значення потужності необхідно перевірити за умови подолання автомобілем максимального підйому (трансмісія автомобіля залишається незмінною). За технічних вимог величина максимального підйому складає 30^0. При цьому сила опору підйому визначиться як

$$P_h = G_a \times sin\alpha\,, \tag{2.9}$$

а сила опору дороги

$$P_\psi = Ph + Pf = Ga \times sin\alpha + Ga \times cos\,\alpha \times f\,. \tag{2.10}$$

За кута підйому 30^0 реальна дорога може бути тільки грунтовою, для якої опір кочення можна прийняти рівним f=0,03...0,035 (коефіцієнт зчеплення 0,4...0,5) [24]. Тоді сила опору дороги складе P_ψ=61804 Н, а необхідна потужність при русі зі швидкістю 5 км/год N_ψ=85,84 кВт, тобто визначальною є потужність, що визначена за умови руху автомобіля з максимальною швидкістю.

Для задоволення вимог щодо тягово-швидкісних властивостей БТР вітчизняними виробниками розглядалися різні варіанти заміни бензинових двигунів дизелями різної потужності. Пропонувалися як один дизель УТД-20 потужністю 229,8 кВт (300 к.с.), так і два двигуни сумарною потужністю 229,8 кВт (300 к.с.), 206 кВт (280 к.с.) і 230 кВт (312,8 к.с.). [2], тобто дві принципово різні схеми.

Основним недоліком такої конструкції силової установки, що включає два двигуни і дві паралельні трансмісії у всіх режимах роботи, є відносно низький ККД трансмісії 0,701 у порівнянні з силовою установкою з одним двигуном і однією трансмісією на два ведучі мости, за яких забезпечується рух з максимальною швидкістю. При цьому втрачається 30 кВт потужності при русі зі швидкістю 25 м/с і 45 кВт – при 30 м/с. Тому розглянемо можливість заміни двох двигунів однакової потужності на два двигуни різної потужності, один з яких забезпечує рух з максимальною швидкістю, а два – при русі машини у складних дорожніх умовах.

При роботі одного двигуна необхідна потужність для руху зі швидкістю 27,8 м/с (100 км/год) складе 161,23 кВт, що може забезпечити двигун фірми DEUTZ- двигун TCD 2013 L4 4V Truck потужністю 161 кВт при частоті 2300 хв$^{-1}$, максимальним крутним моментом 816 Нм при частоті обертання 1700 хв$^{-1}$, нормі викидів EU III, EU IV, V EEV..

Окрім руху з максимальною швидкістю силова установка автомобіля повинна забезпечити і можливість руху в складних дорожніх умовах, для руху в яких максимальний динамічний фактор на нижчій передачі у коробці передач (КП) та роздавальній коробці (РК) повинен бути в межах $Д_{мах}$=0,7-0,9. За незмінної трансмісії БТР з урахуванням узгоджуючого редуктора з передаточним відношенням $U_{ур}$=0,72 максимальний динамічний фактор при роботі одного двигуна TCD складе:

$$D_{мах} = \frac{P_{мах} - P_n}{G_a}, \tag{2.11}$$

де

$$P_{max} = \frac{M_{emax} \times \eta_m \times u_{ód} \times u_{k1} \times u_{pk1} \times u_0 \times u_{kp}}{r_d}, \tag{2.12}$$

де M_{emax} – максимальний крутний момент двигуна, M_{emax} = 816 Нм;

η_m - ККД трансмісії, η_m=0,837;

$u_{ур}$ – передаточне відношення узгоджуючого редуктора, $u_{ур}$=0,72;

$u_{к1}$ – передаточне відношення першої передачі в коробці передач, $u_{к1}$=6,65;

$u_{рк1}$ – передаточне відношення нижчої передачі в роздавальній коробці, $u_{рк1}$=1,89;

u_0 – передаточне відношення головної передачі, u_0=1,846;

$u_{кр}$ – передаточне відношення колісного редуктора, $u_{кр}$=4,33.

За швидкості до 5 м/с силу опору повітря можна не враховувати (див. рис.2а). Тоді

$$D_{мах} = \gamma_{\max} = \frac{P_{мах}}{G_a} = 0,922\,, \qquad (2.13)$$

тобто умова руху за динамічним фактором забезпечується.

При русі в складних дорожніх умовах при значних величинах опору руху і відносно низьких коефіцієнтів зчеплення ψ=0,3; φ=0,4 – грунтові дороги у період бездоріжжя [24] автомобіль повинен бути повноприводним. Зважаючи на те, що для повноприводного автомобіля у даних умовах сила опору руху менше за силу зчеплення, то необхідний крутний момент на колесах кожної осі повинен визначатися за умови подолання опору руху. Сила опору руху визначиться як

$$P_{\psi} = \psi_{\max} \times G_{a2} \times g\,, \qquad (2.14)$$

де G_{a2} – навантаження на дві інші (неведучі) осі автомобіля. G_{a2}=6000 кг.

Приймаючи навантаження на усі осі автомобіля однаковими (без урахування перерозподілу нормальних опорних реакцій на осях автомобіля), отримаємо

$$P_{\psi}=0,3\times6000\times9,8=17640 \text{ Н},$$

а необхідний крутний момент на обох осях - $M_{\psi}= P_{\psi}\times r_d$= 9349,2 Нм.

За однієї і тієї трансмісії крутний момент, що створюється другим двигуном визначиться як

$$M_{e\max} = \frac{M_{\psi}}{\eta_m \times u_{k1} \times u_{pkн} \times u_0 \times u_{кр}} = 111{,}2 \text{ Нм} \qquad (2.15)$$

За умови установки на автомобілі двигунів однієї фірми з однаковими частотними параметрами як для потужності, так і крутного моменту, у якості додаткового можна прийняти двигун D 914L3 потужністю 43 кВт за частоти обертання 2300 хв$^{-1}$ і максимального крутного моменту 204 Нм за частоти обертання 1700 хв$^{-1}$.

Сумарна потужність двох двигунів складе 204 кВт, тобто на 26 кВт менше за потужність двох двигунів Д245.30Е2, проте задані показники тягово-швидкісних властивостей забезпечуються.

Для остаточного прйняття рішення стосовно заміни двигунів необхідно визначити і інші показники тягово-швидкісних властивостей БТР-70 при установці різних типів двигунів.

2.3 Визначення показників тягово-швидкісних властивостей БТР-70 з двигунами різної потужності

Розрахунок показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля базується на його характеристиках та умовах експлуатації. При цьому порівняльний аналіз показників тягово-швидкісних властивостей проводиться для одного і того ж автомобіля з різними силовими установками. Такий аналіз проводиться, як правило, шляхом розв’язку диференціального рівняння руху,

вихідними даними для якого слугують масові та геометричні параметри автомобіля та умови експлуатації, що наведені у роботі [25].

У цій же роботі розглянута можливість встановлення на автомобілі таких двигунів як два двигуни ЗМЗ-4905, два двигуна General Motors, два двигуни IVECO Tector P4, два двигуна Д245.30Е2 і два двигуна різної потужності.

У табл. 2.1 наведена коротка технічна характеристика пропонованих двигунів.

Таблиця 2.1 – Коротка технічна характеристика двигунів

Тип двигуна	Максимальна потужність, кВт/ при частоті обертання хв$^{-1}$	Максимальний крутний момент, Нм/ при частоті обертання хв$^{-1}$
ЗМЗ-4905	88,3/3300	284/2300
General Motors	103/2700	470/1700
IVECO Tector P4	110,4/2700	504/1700
Д245.30Е2	115/2400	526/1500
DEUTZ TCD 2013 L4 4V	161/2300	816/ 1700
D 914L3	43/2300	204/1700

За відсутності експериментальних зовнішніх характеристик двигунів, у подальших розрахунках криву крутного моменту двигуна будемо апроксимувати поліномом другого ступеня виду

$$M_к = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \tag{2.16}$$

де a, b, c - сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа [24]:

$$a = \frac{M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$$

$$b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min}) \cdot M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$$

$$c = \left(M_{e\min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e\max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right), \qquad (2.17)$$

де $A_{11}=\omega^2_{min}-\omega_{min}(\omega_N+\omega_M)+\omega_N\cdot\omega_M$;

$A_{12}=\omega^2_M+\omega_M(\omega_N+\omega_{min})+\omega_N\cdot\omega_{min}$;

$A_{13}= \omega^2_N+\omega_N(\omega_M+\omega_{min})+\omega_M\cdot\omega_{min}$;

ω_{min}, $M_{к.min}$ – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості;

$M_{к.max}$, ω_M – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, що йому відповідає;

M_N, ω_N – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності.

У табл. 2.1 наведені результати розрахунку апроксимуючих коефіцієнтів для двигунів, що розглядаються.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти апроксимуючого поліному

№	M_{min}/ω_{min}	M_N/ω_N	M_{max}/ω_M	A_{11}	A_{12}	A_{13}	a	b	c
1	215/990	228/3300	284/2300	0,280	1,70	2,210	$-5,74*10^{-5}$	0,252	21,95
2	405/810	409/270	470/170	0,231	1,5169	2,119	$-7,31*10^{-5}$	0,257	244,8
3	430/810	438/270	504/170	0,231	1,5169	2,1190	$-4,1*10^{-4}$	1,10	194,5
4	440/720	457/2400	526/1500	0,2275	1,5031	2,1175	$-4,1*10^{-7}$	0,110	360,4
5	690/690	710/2300	816/ 1700	0,308	1,8096	2,2620	$-1.9*10^{-4}$	0,570	385,2
6	165/690	178/2300	204/1700	0,308	1,8096	2,2620	$-1,4*10^{-4}$	0,378	-28,15

Похибка визначення максимального крутного моменту за рівнянням (2.16) не перевищує 1,5%.

Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля за різних типів двигуна виконаємо при незмінній трансмісії базового автомобіля з параметрами: коробка передач – чотирьох ступенева з передаточними відношеннями передач: u_{k1}=6,65; u_{k2}=3,09; u_{k3}=1,71; u_{k1}=1,00; додаткової коробки передач: $u_{дk1}$=1,00; $u_{дk2}$=1,89; головної передачі: u_0=1,846; колісного редуктора u_{0k}=4,33.

Диференціальне рівняння, яке використовується в теорії автомобіля, справедливе для прямолінійного руху і тому може бути використане для моделювання руху на ЕОМ в умовах визначення основних оцінних показників тягово-швидкісних властивостей [24]:

$$\frac{dv}{dt} m_a \delta_{об} = P_{ко}(v) - P_o(v, v^2) \pm G_a \sin\alpha, \qquad (2.18)$$

де m_a – маса автомобіля;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт, що враховує обертові маси автомобіля;

$P_{ко}(v)$ – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля;

$P_o(v, v^2)$ – сума сил опору руху автомобіля, що залежать від швидкості його руху;

$G_a \sin\alpha$ – сила опору підйому;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля;

α – кут нахилу поверхні дороги;

v – швидкість руху автомобіля;

$\frac{dv}{dt}$ - прискорення автомобіля.

Повна колова сила на ведучих колесах автомобіля $P_{ко}$ визначиться як [24]:

$$P_{KO} \approx P_T = \frac{M_K U_T \eta_m}{\tau_\partial}, \tag{2.19}$$

де $M_к$ – момент двигуна;

$U_Т$ – загальне передаточне число трансмісії;

η_m – ККД трансмісії автомобіля;

r_d – динамічний радіус колеса.

Зв'язок між швидкістю руху БТР на *i*-ій передачі визначиться як

$$V = \frac{\omega r_к}{U_T} \tag{2.20}$$

З урахуванням залежностей $M_к = f(\omega)$ та $V = f(\omega)$ тягова сила на ведучих колесах визначиться [24]:

$$P_T = A_i V^2 + B_i V + C_i, \tag{2.21}$$

де $A_i = a \frac{U_i^3 \eta_m}{r_\partial r_к^2}$,

$B_i = b \frac{U_i^2 \eta_m}{r_\partial r_к}$,

$C_i = c \frac{U_i \eta_m}{r_\partial}$,

U_i – передаточне відношення трансмісії на і-ій передачі за прямої передачі у додатковій коробці передач: u_1=53,15; u_2=24,7; u_3=13,67; u_4=7,99.

Коефіцієнт обертових мас АТЗ $\delta_{об}$, що входить у рівняння (1), визначається із виразу [24]:

$$\delta_{об} = 1 + \sigma_1 \times u_{ki}^2 + \sigma_2 \ , \tag{2.22}$$

де σ_1, σ_2 – сталі коефіцієнти, які для автомобіля, що розглядається, знаходяться в межах - 0, 03…0,05.

Динамічний радіус колеса (в першому наближенні) дорівнює статичному радіусу [20], тобто $r_д = r_c$ і для шин 340/80R18 складає 0,465 м.

У табл. 2.2 наведені значення коефіцієнтів A_i, B_i, C_i для вищої передачі в додатковій коробці передач автомобіля з двигунами, що розглядаються.

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти A_i, B_i, C_i для вищої передачі в додатковій коробці передач автомобіля з двигунами, що розглядаються

Двигун	Коефіцієнти			Коефіцієнти для усіх передач			
	a	*b*	*c*	передача	A_i	B_i	C_i
1	2	3	4	5	6	7	8
1	$-5,7*10^{-5}$	0,252	21,95	1	-60,09	2307,91	1758,55
				2	-6,03	498,44	817,33
				3	-1,02	152,67	452,34
				4	-0,20	52,16	264,39
2	$-7,3*10^{-5}$	0,257	244,8	1	-76,52	2369,20	19614,61
				2	-7,69	508,33	9115,29
				3	-1,30	155,70	5044,78
				4	-0,26	53,19	2948,63
3	$-4,1*10^{-4}$	1,100	194,5	1	-423,96	10074,21	15580,75
				2	-42,5	2173,77	7241,54
				3	-7,2	666,41	4007,73
				4	-1,41	227,68	2342,49

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8
4	$-4{,}1*10^{-7}$	0,110	360,4	1 2 3 4	-0,430 -0,043 -0,007 -0,0014	1007,42 219,31 67,16 22,95	28873,87 13420,56 7427,42 4341,28
5	$-1.9*10^{-4}$	0,570	385,2	1 2 3 4	-194,71 -19,55 -3,31 -0,65	5220,27 1130,36 346,53 118,39	30857,09 14338,25 7935,31 460,33
6	$-1{,}4*10^{-4}$	0,378	-28,15	1 2 3 4	-148,64 -14,91 -2,53 -0,496	3461,86 749,19 229,75 78,49	-2256,17 -1046,69 -579,28 -33,60

Примітка. Номер двигуна відповідає типу, наведеному у табл. 2.1.

З урахуванням сил опору руху автомобіля диференціальне рівняння записується у вигляді [24]:

$$\frac{dv}{dt} m_a \delta_{об} = A_1 v^2 + B_1 v + C_1 - P_0(v, v^2) \pm G_a \sin\alpha, \qquad (2.23)$$

де $P_0(v,v^2)$ – сили опору кочення і повітря автомобіля;

α – кут підйому (спуску) дороги.

Рівняння (2.23) дозволяє визначити різні показники тягово-швидкісних властивостей як тих, які нормовані, так і тих, що рекомендовані різними

дослідниками, зокрема такими, що наведені у роботі [8] і використані у роботі [25]:

Основні показники тягово-швидкісних властивостей при роботі автомобіля з різними двигунами наведені у роботі [25]. При цьому середня швидкість руху на заданому маршруті, як узагальнюючий показник тягово-швидкісних властивостей автомобіля, визначалася за методикою, наведенню в роботах [24, 25].

При розрахунках середньої швидкості руху приймають наступні припущення [24]:

– ділянка маршруту долається тільки на *i*-іти передачі, на якій виконується умова

$$D_{i+1} \le \psi < D_i \ . \tag{2.24}$$

– при виконанні умови (4.54) швидкість на передачі змінюється в межах

$$V_{i-1} \le V_i < V_{i+1} \ , \tag{2.25}$$

де D_{i+1}, D_i та V_{i-1}, V_{i+1}, V_i – динамічний фактор та швидкість руху на відповідних передачах; ψ – коефіцієнт сумарного опору дороги;

– переключення з *i*-ой передачі на більш високу або нижчу обумовлюється тільки коефіцієнтом сумарного опору дороги;

– переключення на більш високу передачу здійснюється в точці маршруту, де існує рівність $D_{i+1} = \psi$. При цьому на наступній ділянці має місце нерівність $D_{i+1} > \psi$. Перехід на більш низьку передачу виконується при $D_i = \psi$, якщо в наступному $D_i < \psi$;

– час переключення передач не враховується.

Ці припущення дозволяють спростити розв’язок задачі та визначають можливість порівняння тягових сил на ведучих колесах з силами опору руху.

На основі даних щодо автомобіля будують його динамічну характеристику та визначають вихідні дані за наступними виразами [8]:

– швидкість автомобіля при заданій частоті обертання двигуна

$$V = \frac{\omega r_к}{u_Т} ; \tag{2.26}$$

– тягова сила на ведучих колесах

$$P_Т = \frac{M_К u_Т \eta_m}{r_д} ; \tag{2.27}$$

– сила опору повітря

$$P_П = K_В F V^2 ; \tag{2.28}$$

– динамічний фактор

$$D = \frac{P_Т - P_П}{G_a} ; \tag{2.29}$$

– питома сила тяги

$$\gamma_p = \frac{P_Т}{G_a} . \tag{2.30}$$

За ймовірнісного методу розрахунку величини опору руху визначають на основі даних про маршрут та описують нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху, тобто [24]

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_\psi \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\psi - m_\varphi)^2}{2\sigma_\psi^2}} , \tag{2.32}$$

де m_ψ та σ_ψ – математичне очікування та середнє квадратичне відхилення коефіцієнта опору дороги ψ ; m_ψ =0,02; σ_ψ =0,012 для доріг з твердим покриттям і рівнинній місцевості [24].

За обраного закону розподілу коефіцієнта опору дороги визначаються

дільниці S_i , що долаються на *i*-іти передачі.

Для цього позначимо через K_i відносний шлях руху АТЗ на i-іти передачі

$$K_i = \frac{S_i}{S} \ . \tag{2.33}$$

Довжина дільниці S_i , для якої умови сприяють руху на *i*-іти передачі, буде залежати від імовірності попадання величини коефіцієнта сумарного опору дороги ψ в межі можливостей *i*-ой передачі, тобто [24]

$$S_i = SP(D_{i+1} \le \psi < D_i) \ , \tag{2.34}$$

де $P(D_{i+1} \le \psi < D_i)$ – імовірність попадання величини ψ в межі можливостей i-ой передачі.

З урахуванням цього

$$K_i = \int_{i+1}^{i} f(\psi) d\psi \ , \tag{2.35}$$

або

$$S_i = K_i S \ . \tag{2.36}$$

Проте знання довжини дільниці S_i ще не дозволяє визначити швидкість АТЗ. На цій дільниці величина швидкості може прийняти будь-яке значення в межах від V_{i-1} до V_i При цьому кожне окреме значення швидкості представляється випадковою величиною. Як і всяка випадкова величина, що підпорядковується будь-якому закону розподілу, величина швидкості може бути охарактеризована середнім значенням, тобто [24]

$$V = \int_{V_{i-1}}^{V_i} V f_i(V) dV \ . \tag{2.37}$$

При нормальному законі розподілу швидкості на передачі [24]

$$V_{cp_i} = 0,5\left(1 + \frac{1}{q_i}\right)V_i = l_i V_i \ , \qquad (2.38)$$

де $f_i(V)$ – закон розподілу швидкості на передачі;

$$q_i = \frac{V_i}{V_{i-1}} \ ,$$

V_i, V_{i-1} – максимальні швидкості на *i*-іти та $i-1$ передачах;

l_i – коефіцієнт, який ураховує тип закону розподілу швидкості на передачі.

Середня швидкість руху автомобіля на всьому маршруті [24]

$$V_c = \frac{0,27 N_{уд} \eta_m \sum_{i=1}^{n} K_i d_i}{\frac{\gamma_{piN} \sum K_i d_i}{l_i}} \ , \qquad (2.39)$$

де $N_{уд} = \frac{N_{\max}}{G_a}$ – питома потужність автомобіля;

γ_{piN} – питома сила тяги на *i*-іти передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності.

Основні розрахункові формули для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля наведені у табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Основні розрахункові формули для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля [24]

Параметр	Розрахункова формула
1	2
Рівняння руху при розгоні	$\frac{dV}{dt} m_a \delta_o = aV^2 + bV + c_i$
Час розгону, с	$\tau = M_a \delta_o \int_{V_н}^{V_к} \frac{dV}{aV^2 + bV + c_i}$
Шлях розгону, м	$S = m_a \cdot \delta_o \cdot \left\{ \frac{1}{2a_i} \ln \left\| aV^2 + bV + c_i \right\|_{V_н}^{V_к} - \frac{b_i}{2 \cdot a_i} \int_{V_н}^{V_к} \frac{dV}{aV^2 + bV + c_i} \right\}$
Рівняння руху при вибігу	$\frac{dV}{dt} \cdot m_a \cdot \delta_o' = -m_a \cdot g(f_0 K_f V) - K_В \cdot F \cdot V^2 - P_{fx}$
Мінімальна усталена швидкість, м/с	$V_{\min y} = -\frac{m_a g f_0 A_i - K_В F C_i}{m_a g K_f A_i - K_В F B_i} + \sqrt{\left(\frac{m_a g f_0 A_i - K_В F C_i}{m_a g K_f A_i - K_В F B_i}\right)^2 - \frac{m_a g (f_0 B_i - K_f C_i)}{m_a g K_f A_i - K_В F B_i}}$
Максимальна швидкість, м/с	$V_{\max} = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}$
Середня швидкість на заданому маршруті, м/с	$V_c = \frac{0,27 N_{yo} \eta_m \sum_{i=1}^{n} K_i d_i}{\frac{\gamma_{piN} \sum K_i d_i}{l_i}}$
Максимальне прискорення при розгоні, м/с^2	$j_{\max} = \frac{1}{G_a \delta_i} \left(c_i - \frac{b_i^2}{4a_i} \right)$
Середнє прискорення при розгоні, м/с^2	$j_{cpi} = \frac{1}{G_a \delta_i} \left[\frac{a_i}{3} (V_К^2 + V_К V_Н + V_Н^2) + \frac{b_i}{2} (V_К + V_Н) + c_i \right]$

Продовження таблиці 2.3

1	2
Максимальний долає мий підйом	$\sin\alpha_{\max} = \frac{1}{G_a\delta}\left(C_i - G_a g f_0 \cos\alpha - \frac{(B_i - G_a g K_f \cos\alpha)^2}{4A_i}\right)$
Швидкість на підйомі, м/с	$V_{усm} = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}$
Максимальна сила тяги на гаку, Н	$P_{\text{КР}_{\max}} = C_i - \frac{b_i^2}{4a_i}$
Середня швидкість на маршруті, м/с	$V_c = \frac{0,27 N_{уд}\eta_m \sum_{i=1}^{n} K_i d_i}{\frac{\gamma_{piN}\sum K_i d_i}{l_i}}$
Коефіцієнти рівнянь	$a_i = A_i - K_{\text{В}} \cdot F, \quad b_i = B_i - K_f \cdot m_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_a \cdot m_a \cdot g$; $A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_м}{r_д r_к^2}$, $B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_м}{r_д \cdot r_к}$, $C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_м}{r_д}$, $a = \frac{M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}}$, $b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M)\cdot M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min})\cdot M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M)\cdot M_{eN}}{A_{13}}\right]$, $c = \left(M_{e\min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e\max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}}\right)$; $\delta_i = 1 + \sigma_1 \times u_{ki}^2 + \sigma_2$;

Продовження таблиці 2.3

1	2
	$$P_{fx} = (2 + 0,025 \cdot V) \cdot m_a \cdot g \cdot 10^{-3}, \quad H$$ f_0 – коефіцієнт опору кочення за швидкості 1 м/с; f_a – коефіцієнт опору кочення при заданій швидкості; K_a – коефіцієнт, що враховує приріст коефіцієнта f від швидкості руху; $K_В$ – коефіцієнт опору повітря; F – площа поперечного перерізу автобуса; $m_а$ – маса автобуса; g – прискорення вільного падіння; $V_К$, $V_Н$ – кінцева і початкова швидкість в процесі розгону; $N_{уд}$ – питома потужність автобуса; $\eta_м$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії. K_i – відносний шлях руху автобуса на i-ій передачі γ_{piN} – питома тягова сила на i-ій передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності; l_i – коефіцієнт, що враховує тип закону розподілу швидкості на передачі; $$d_i = \frac{V_i}{V_{i-1}},$$ V_i, V_{i-1} – максимальні швидкості на i-ій та $i-1$ передачах

У відповідності з наведеним алгоритмом розрахунку визначені показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля за різних двигунів, табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Вихідні параметри для розрахунку показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля

Двигун	Параметри										
	P_{Mmax},Н	V_M, м/с	P_{MN}, Н	V_N, м/с	Пере-дача	Pf,Н	Pw,Н	J_M, м/с^2	J_N, м/с^2	T, с	S, м
1	45511	2,1	36537	3,0	1	1750	0	1,31	1,04	1,8	4,6
	21150	4,54	16980	6,5	2	1750	0	1,15	0,90	3	16,5
	11705	8,2	9387	11,7	3	1900	400	0,72	0,61	6,5	65,8
	6842	14,02	5487	20,0	4	2400	1500	0,396	0,29	10,5	180
	5474	17,53	4390	25,0	5(0,8)	2710	1680	0,09	0	166	3486
2	81647	1,55	69469	2,46	1	1750	0	2,39	2,02	2,46	2,8
	37943	3,36	28102	5,33	2	1750	0	1,56	1,56	5,33	8,6
	20999	6,09	15535	9,69	3	1850	400	1,34	0,96	9,69	33,2
	12275	10,37	9081	16,8	4	2100	900	0,72	0,47	16,8	158
	8249	15,43	6102	25,0	5(0,672)	2710	1680	0,30	0,14	25,0	908
3	87526	1,55	73777	2,46	1	1750	0	2,56	2,15	2,46	2,82
	40675	3,36	29844	5,33	2	1750	0	2,30	1,66	5,33	9,3
	22510	6,09	16498	9,69	3	1850	400	1,47	1,03	9,69	44,1
	13159	10,37	9969	16,8	4	2100	900	0,79	0,54	16,8	135
	8843	15,43	6480	25,0	5(0,672)	2710	1680	0,35	0,16	25,0	766
4	91377	1,38	77023	2,19	1	1750	0	2,68	2,25	2,19	1,1
	42468	3,29	31157	4,74	2	1750	0	2,41	1,74	4,74	7,0
	23500	5,42	17224	8,62	3	1850	400	1,54	1,08	8,62	24,5
	13738	9,23	10408	14,95	4	2100	900	0,84	0,58	14,95	111
	8243	13,27	6040	25,0	5(0,60)	2710	1680	0,30	0,13	25,0	1065
5	70909	1,56	59770	2,10	1	1750	0	2,07	1,74	2,10	2,4
	32955	3,72	24188	4,55	2	1750	0	1,85	1,33	4,55	6,3
	18236	6,12	13366	8,28	3	1850	400	1,16	0,81	8,28	22,7
	10661	10,43	8077	14,35	4	2100	900	0,60	0,40	14,35	114,8
	6130	15,64	4492	25,0	5(0,575)	2710	1680	0,14	0,01	25,0	2367
6	92565	1,56	78024	2,10	1	1750	0	2,72	2,28	2,10	2,1
	43020	3,72	31562	4,55	2	1750	0	2,44	1,76	4,55	5,8
	23806	6,12	17448	8,28	3	1850	400	1,56	1,10	8,28	19,3
	13917	10,43	10543	14,35	4	2100	900	0,85	0,59	14,35	80,6
	8002	15,64	5864	25,0	5(0,575)	2710	1680	0,28	0,10	25,0	877,5

Примітка: У табл. 2.4 позначено: P_{Mmax}, P_{MN}, V_M, V_N; J_M, J_N – тягова сила на ведучих колесах, швидкість і прискорення автомобіля на *i*-ій передачі за частоти обертання колінчастого валу двигуна, що відповідає максимальному крутному моменту і максимальній потужності; *Pf*, *Pw* – сили опору кочення і повітря; T, S – час і шлях розгону автомобіля на і-ій передачі.

Зважаючи на те, що потужності двигунів різняться між собою, то і максимальна їх швидкість буде різною. Цю швидкість можна визначити з графіка, рис. 2.3 [6].

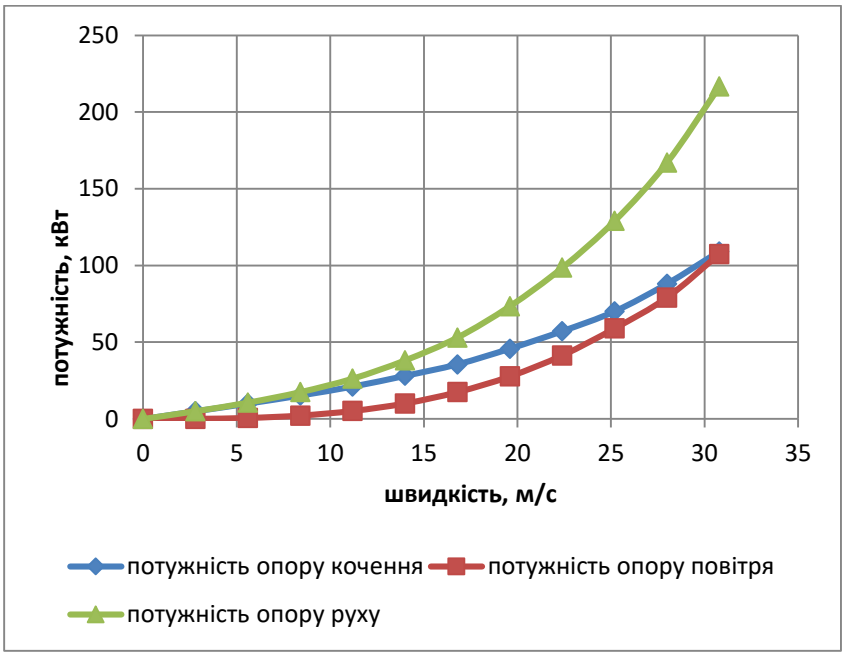


Рисунок 2.3 – Залежність потужностей опору кочення і повітря, а також сумарної потужності опору від швидкості автомобіля [6]

Для автомобіля з різними двигунами максимальна швидкість БТР-70 за енергетичними можливостями склала:

25 м/с для автомобіля з двигунами ЗМЗ;

26,3 м/с – з двигунами General Motors;

27,5 м/с– з двигунами IVECO Tector P4;

27,9 м/с – двигунами Д245.30Е2;

25,7 м/с–з двигуном DEUTZ TCD 2013 L44V;

26,2 м/с– з двигунами DEUTZ TCD 2013 L44V і D 914L3.

У зв’язку з цим розганяння автомобіля з різними двигунами визначалося до швидкості 25 м/с (90 км/год).

Вибір кращого варіанту двигуна при модернізації БТР-70 наведено у роботі [25], в основу якого покладено порівняння показників тягово-швидкісних властивостей БТР з конкретним двигуном з кращими показниками, що досягаються з певним двигуном.(еталоном). Кращі значення показників (максимальне/мінімальне) наведено у табл. 2.5.

Таблиця 2.5– Показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля

п/п	Назва показника	Оціночні показники автомобіля з двигунами						
		ЗМЗ-4905	General Motors	IVECO Tector P4	Д245.30Е2	DEUTZ TCD 2013 L4 4V	DEUTZ TCD 2013 L4 4V + D 914L3	Еталон
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	час розгону до V=90 км/год	187,8	64,72	57,3	71,6	148,2	61,0	57,3
	шлях розгону до V=90 км/год, м	3752,9	1110,6	957,2	1208,6	2513,2	984,3	957,2
	шлях вибігу з v=90 км/год, м	1021,6	1021,6	1021,6	1021,6	1021,6	1021,6	1021,6
2	час розгону на останній передачі, с	166	45,5	38,3	56	133	49,3	38,3
	шлях розгону на останній передачі, м	3486	908	766	1065	2367	877,5	766

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	час розгону на передостанній передачі, с	10,5	11,7	10,0	9,1	9,2	6,5	6,5
	шлях розгону на передостанній передачі	180	158	135	111	114,8	80,6	80,6
3	середня швидкість, м/с	15,07	19,26	19,53	20,06	19,31	19,34	20,06
4	максимальна швидкість за енеретичними можливостями, м/с	25,0	26,3	27,5	27,9	25,7	27,1	27,9
5	max. прискорення при розгоні, м/с^2	1,31	2,39	2,56	2,68	2,07	2,72	2,72
6	умовна максимальна швидкість, м/с	28,8	30,5	31,6	32,1	30,7	30,1	32,1
7	Час розгону на шляху: 400 м	23,14	22,54	22,12	20,58	22,42	20,84	20,58
	1000 м.	60,5	-	-	55,6	54,8	-	-
8	час розгону на шляху 2000 м, с	122,27	-	-	118,27	115,76	-	-

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	мінімальна стійка швидкість, м/с	2,10	1,55	1,55	1,38	1,55	1,55	1,38
10	максимальн ий долаємий підйом, %	21,66	45,04	49,85	53,17	37,19	54,26	54,26
11	усталена швидкість на затяжних підйомах (3%), м/с	14,87	21,23	22,02	22,39	21,98	22,76	22,76
12	max. сила тяги на гаку, кН	43,761	79,897	85,776	89,627	69,159	90,815	90,815
13	довжина динамічно долаємого підйому (3%), м	1128	1186	1232	1259	1216	1376	1376

Порівняння автомобілів за показниками тягово-швидкісних властивостей за різних типів двигунів виконаємо за допомогою відносних показників

$$k_i = \frac{A_{ii}}{A_e}, \tag{2.40}$$

де A_i – значення показника для БТР з обраним типом двигуна;

A_e – значення показника для еталонного автомобіля, кожний показник якого є кращим із показників автомобіля з різними типами двигунів, що розглядаються.

У табл. 2.6 наведені результати розрахунку відносних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля з двигунами, що розглядаються.

Таблиця 2.6 – Відносні показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля з двигунами, що розглядаються

п/п	Назва відносного показника	Оціночні показники автомобіля з двигунами						
		ЗМЗ-4905	General Motors	IVECO Tector P4	Д245.30Е2	DEUTZ TCD 2013 L4 4V	DEUTZ TCD 2013 L4 4V + D 914L3	Еталон
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	час розгону до V=90 км/год	0,31	0,89	1,00	0,80	0,39	0,94	57,3
	шлях розгону д V=90 км/год,м	0,26	0,86	1,00	0,79	0,38	0,97	957,2
	шлях вибігу з v=90 км/год,м	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1021,6
2	час розгону на останній передачі	0,23	0,84	1,00	0,68	0,29	0,78	38,3
	шлях розгону н останній передачі	0,22	0,84	1,00	0,72	0,32	0,87	766
	час розгону на передостанній передачі	0,62	0,56	0,65	0,71	0,71	1,00	6,5
	шлях розгону н передостанній передачі	0,45	0,51	0,60	0,73	114,8	1,00	80,6
3	середня швидкість	0,75	0,96	0,97	1,00	0,96	0,96	20,06
4	максимальна швидкість за енергетичними можливостями, м/с	0,90	0,94	0,99	1,00	0,92	0,96	27,9

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
5	max. прискорення при розгоні	0,48	0,88	0,94	0,99	0,76	1,00	2,72
6	умовна максимальна швидкість	0,90	0,95	0,98	1,00	0,96	0,96	32,1
7	Час розгону на шляху: 400 м	0,89	0,91	0,93	1,00	0,92	0,99	20,58
	1000 м.	60,5	-	-	55,6	54,8	-	-
8	час розгону на шляху 2000 м	122,27	-	-	118,27	115,76	-	-
9	мінімальна стійка швидкість	0,66	0,89	0,89	1,00	0,89	0,89	1,38
10	максимальний долаємий підйом	0,40	0,83	0,92	0,98	0,69	1,00	54,26
11	усталена швидкість на затяжних підйомах (3%), м/с	0,65	0,93	0,97	0,98	0,98	1,00	22,76
12	max. сила тяги на гаку, кН	0,48	0,88	0,94	0,99	0,76	1,00	90,815
13	довжина динамічно долаємого підйому (3%), м	0,82	0,86	0,90	0,91	0,88	1,00	1376
	∑Пі	10,02	14,53	15,69	15,33	12,77	16,35	

Як слідує з табл. 2.6, кращим за показниками тягово-швидкісних властивостей є автомобіль з двома двигунами DEUTZ TCD 2013 L4 4V + D

914L3. Дещо поступаються цьому варіанту варіанти з двома двигунами IVECO Tector P4 і Д245. 30Е2. Проте за середньою швидкістю руху, яка є узагальнюючим показником тягово-швидкісних властивостей усі варіанти заміни бензинових двигунів дизелями є майже однаковими. Тому для остаточного вибору типу двигуна необхідно розглянути модернізацію БТР-70, яка передбачає заміну не тільки двигуна, а системи двигун-трансмісія.

2.4 Висновки до розділу

Розглянуті варіанти переобладнання БТР-70 заміною штатних бензинових двигунів ЗМЗ-4905 дизелями. При цьому:

1. Запропоновано вибір типу двигуна визначати за показниками тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Розглянуті варіанти заміні штатних бензинових двигунів двома дизелями однакової потужності General Motors потужністю 193,4 кВт (140 к.с.), IVECO Tector P4 потужністю 110.4 кВт (150 к.с.), Д245.30Е2 потужністю 115 кВт (156,4 к.с.).і двома дизелями різної потужності DEUTZ TCD 2013 L4 4V потужністю 161 кВт (219 к.с.) + дизель D 914L3 потужністю 43 кВт (58,5 к.с.), а також і одним дизелем DEUTZ TCD 2013 L4 4V.

2. Встановлено, що порівняння показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля доцільно проводити за відносними показниками. Показано, що кращим за відносними показниками є варіант установки двох дизелів фірми DEUTZ різної потужності. При цьому потужність (161 кВт) від основного двигуна DEUTZ TCD 2013 L4 4V передається тільки на першу і другу вісь, збільшуючи ККД трансмісії до 0,837, шо забезпечує режим руху з максимальною швидкістю. Другий двигун D 914L3 потужністю 43 кВт поряд з першим двигуном забезпечує рух БТР в складних дорожніх умовах при значних

величинах опору руху і відносно низьких коефіцієнтів зчеплення (ψ=0,3; φ=0,4 – грунтові дороги у період бездоріжжя).

3. Показано, що за узагальнюючим показником тягово-швидкісних властивостей - середньою швидкістю руху усі варіанти заміни бензинових двигунів дизелями є майже однаковими. Тому для остаточного вибору типу двигуна необхідно розглянути модернізацію БТР-70, яка передбачає заміну не тільки двигуна, а системи двигун-трансмісія.

Результати досліджень другого розділу роботи опубліковані:

1. Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В., Стельмащук В.В., Онищук В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2020. №2 (15). С. 134-146. ISSN 2313-5425. DOI: https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.401

URL: https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/401

2. Сахно В.П., Диких О.В., Гуляєв А.В., Скрипник М.А., Глазкова С.В. До вибору двигунів при модернізації БТР-70. *Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту озброєння та військової техніки ЗСУ*. 2021. № 1(80) С. 376-385. (інв. № 5777т) ISSN 2414-0651, № 409 від 17.03.2020.

3. Сахно В.П., Диких О.В. До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач. *Вісник Національного транспортного університету*. Київ, 2021. Вип. 3 (50). С. 198-209. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-3-50-198-209

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/198-209.pdf

4. Сахно В.П., Диких О.В. До питання створення причіпного автобусного поїзда. *Науково-технічний збірник «Автомобільні дороги і дорожнє будівництво»*. Київ, 2022. Вип. 111/112. С. 67-63. DOI: 10.33744/0365-8171-2022-111-260-268.

РОЗДІЛ 3. ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ШВИДКІСТНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ І ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ БТР-70

3.1 Вибір передаточних відношень трансмісії при модернізації автомобіля БТР-70

У попередньому розділі розглянуті варіанти переобладнання БТР-70 шляхом встановлення на шасі цього автомобіля замість двох двигунів ЗМЗ-4905 двох дизелів. В основу порівняльного аналізу покладено основні показники тягово-швидкісних властивостей. Вибір кращого варіанту виконано на основі порівняння кожного показника тягово-швидкісних властивостей з еталоном, у якості якого прийнято кращий показник із усіх можливих варіантів [26]. При цьому встановлено, що показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля з розглянутими двигунами майже однакові. Тому у подальшому при модернізації трансмісії БТР-70 за основу взято два двигуни Д245.30Е2 однакової потужності і два двигуни DEUTZ TCD 2013 різної потужності, для яких необхідно обрати трансмісію.

Зважаючи на різний швидкісний діапазон цих двигунів, заміні підлягає і трансмісія автомобіля, що включає коробку передач, роздавальну коробку і головну передачу.

Загально відомо, що мінімальне і максимальне передаточне відношення трансмісії визначають за умови руху автомобіля з максимальною швидкістю і подолання автомобілем максимального опору руху. Так, максимальна швидкість автомобіля БТР-70 з двигунами Д245.30Е2 склала за енергетичними можливостями 27,9 м/с (за частоти обертання колінчастого валу n=2400 хв$^{-1}$), а з двигунами DEUTZ TCD 2013 – 27,2 (n=2300 хв$^{-1}$.

За максимальною швидкістю руху визначимо мінімальне передаточне відношення трансмісії автомобіля

$$U_{\min} = \frac{\pi \cdot n \cdot r_k}{V_{\max} \cdot 30}, \tag{3.1}$$

де r_k – радіус кочення колеса, r_k=0,465 м [2];

За різної частоти обертання двигунів різними будуть і значення мінімального передаточного відношення трансмісії. За частоти обертання дизеля 2400 хв$^{-1}$ мінімальне передаточне відношення трансмісії склало $U_{\min}$=3,998, а за частоти обертання 2300 хв$^{-1}$ – $U_{\min}$=4,100. Для поліпшення тягових властивостей автомобіля бажано обирати більше мінімальне передаточне число трансмісії, тобто $U_{\min}$=4,100. Похибка у визначенні максимальної швидкості руху з автомобіля з дизелями Д245.30Е2 не перевищить 2,5%.

Зважаючи на те, що максимальна частота обертання дизелів вантажних автомобілів значно менша у порівнянні з бензиновими двигунами, то останню передачу в коробці передач (КП) обирають прискорюючою. Передаточне відношення для цієї прискорюючої передачі лежить в межах 0,66 – 0,73, зокрема для коробки передач Mercedes-Benz: ZF S5,42/5,72 - 0,76; для коробки G 85-6/6,7 – 0,73; для коробки передач з двигуном ЯМЗ-236 – 0,66; для коробки передач з двигуном ЯМЗ-238Е – 0,71 [27]..

Приймемо для подальших розрахунків $U_{пр}$=0,73 [27]. Тоді передаточне відношення головної передачі визначиться як

$$U_0 = \frac{U_{\min}}{U_{пр}} = 5,476 \tag{3.2}$$

Максимальне передаточне відношення трансмісії визначають або за умови подолання автомобілем максимального опору дороги ψ, або за умови

подолання максимального підйому, що є визначальним для спеціальних автомобілів. Згідно технічних вимог [4] величина максимального підйому складає 30^0. При цьому сила опору підйому визначиться як

$$P_h = G_a \times \sin\alpha, \tag{3.3}$$

а сила опору дороги

$$P_\psi = P_h + P_f = G_a \times \sin\alpha + G_a \times \cos\alpha \times f = G_a \times \psi. \tag{3.4}$$

За кута підйому 30^0 реальна дорога може бути тільки грунтовою, для якої опір кочення можна прийняти рівним f=0,05 (коефіцієнт зчеплення 0,4...0,5) [20]. Тоді сила опору дороги і момент сил опору дороги, а відповідно і сила опору руху і момент опору руху (Pw=0) складуть відповідно P_ψ=63433,8 Н і M_ψ= 29496,45 Н×м.

Максимальний крутний момент двигунів TCD 2013 L64V Truck складає 1020 Н×м, а двигунів Д245.30Е2 – 1052 Нм. Тому у подальших розрахунках приймемо M_{emax}=1020 Нм (похибка при цьому для двигунів Д245.30Е2 не перевищить 3,04%.

Максимальне передаточне відношення трансмісії визначиться як

$$U_{\max} = \frac{P_\psi \times r_d}{M_k} = \frac{M_{\psi\max}}{M_{e\max} \times \eta_m} = 39{,}176 \tag{3.5}$$

При цьому передаточне відношення першої передачі визначиться як

$$U_1 = \frac{U_{\max}}{U_k} = 4{,}235$$

Ще однією обов’язковою умовою для спеціальних автомобілів є така трансміся автомобіля, що забезпечує максимальне значення динамічного фактора подаланя максимального підйому система двигун-трансмісія повинна в

межах $D_{мах}$=0,7-0,9 [4]. При цьому при D_{max}=0,9 необхідний крутний момент на колесах усіх осей визначиться як:

$$M_{мах} = D \times G_a \times r_d \tag{3.6}$$

і необхідне передаточне відношення трансмісії визначиться як

$$U^1_{max} = \frac{M_{max}}{M_k} = \frac{M_{max}}{M_{e\,max} \times \eta_m} = 65{,}415 \tag{3.7}$$

При цьому передаточне відношення першої передачі визначиться як

$$U_{k1} = \frac{U_{k\,max}}{U_0} = 7{,}154$$

Відношення передаточних відношень U^1_{max} і U_{max} визначить собою передаточне відношення нижчої ступені РК, тобто

$$U_{дк1} = \frac{U^1_{max}}{U_{max}} = 1{,}669 \tag{3.8}$$

Передаточне відношення вищої ступені РК приймемо рівним 1,0.

При виборі типу коробки передач слід врахувати також вимогу щодо мінімальної стійкої швидкості руху, яка не повинна бути більшою за 2,5-3,5 км/год. За цієї умови (v_{min}=3,0 км/год) визначимо передаточне відношення першої передачі в коробці передач при русі автомобіля на знижувальній передачі в роздавальній коробці. Отримаємо

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot r_k}{V_{min} \cdot 30} = 7{,}52 \tag{3.9}$$

Визначені передаточні відношення трансмісії автомобіля забезпечують йому необхідний рівень показників тягово-швидкісних властивостей. Проте методика вибору передаточних відношень трансмісії автомобіля, за якої забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей, повинна бути доповнена аналізом показників паливної економічності автомобіля і за необхідності відкоректована за кращих показників тягово-швидкісних властивостей.

3.2. Визначення показників паливної економічності БТР-70

В літературі і нормативних документах із методів випробувань паливної економічності автотранспортних засобів рекомендуються вісім показники (з розмірністю витрати палива у літрах, віднесеної до 100 км шляху) [24].

Для спеціальних транспортних засобів, у тому числі і БТР-70, основними є паливна характеристика усталеного руху, контрольна витрата палива, витрата палива в неусталеному русі та середньокілометрова витрата палива.

Визначимо ці показники.

1. Паливна характеристика усталеного руху

Паливну характеристику усталеного руху автомобіля будують на вищій передачі при русі по горизонтальній дорозі з твердим, гладким покриттям за виразом [20]:

$$Q_S = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6\eta_m\rho_n} \cdot \left(m_a g\psi + \frac{K_B F V^2}{3,6^2} \right), \qquad (3.10)$$

де $\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha$ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

ρ_n – густина палива;

q_e – питома ефективна витрата палива двигуна.

У вираз (3.10) входить питома витрата палива, яка змінюється в залежності від частоти обертання та навантаження на двигун. При відомій питомій витраті палива в режимі максимальної потужності (із технічної характеристики двигуна) поточну питому витрату палива визначають за виразом [29]:.

$$q_e = q_{eN} \cdot K_{об} \cdot K_И, \tag{3.11}$$

де q_{eN} – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна $N_{\max}$, г/кВт·год. ;

$K_{об}$ – емпіричний коефіцієнт, що визначає вплив на значення q_e відносної кутової швидкості X_i обертання колінчастого валу;

$K_И$ – емпіричний коефіцієнт впливу на значення q_e ступеню використання $И$ потужності двигуна.

Питома витрата палива двигуна Д245.30Е2, яка відповідає максимальній потужності $N_{\max}$, складає q_{eN} = 240 г/кВт·год, двигуна DEUTZ TCD 2013 - 210 г/кВт·год.

Безрозмірний коефіцієнт $K_{об}$ для дизелів обчислюється за емпіричним рівнянням:

$$K_{об} = 1,25 - 0,99X_i + 0,98X_i^2 - 0,24X_i^3, \tag{3.12}$$

а безрозмірний коефіцієнт $K_И$ – за рівняннями:

$$K_И = 3,27 - 8,22И + 9,13И^2 - 3,18И^3 \tag{3.13}$$

де X_i – відносна кутова швидкість колінчастого валу;

$И$ – ступінь використання потужності двигуна.

Ступінь використання потужності двигуна визначається як

$$И = \frac{N_i}{N^{/}},$$

де N_i - потужність двигуна, що необхідна для руху із заданою швидкістю v_i при заданому опорі дороги,

$$N = \frac{m_a g(\sin\alpha + f\cos\alpha)V + K_B F V^3}{1000\eta_m}. \qquad (3.14)$$

N' - потужність, яку може розвинути двигун при повній подачі палива і заданій частоті обертання колінчастого валу (визначається за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна)..

На рис. 3.1 наведена паливна характеристика усталеного руху БТР-70 з різними типами коробок передач при ψ=0,03. При цьому враховано, що до швидкості 70 км автомобіль працює на одному двигуні і крутний момент передається на першу та третю вісь. При збільшенні швидкості руху понад 70 км/год працюють два двигуни і потужність передається на усі чотири осі.

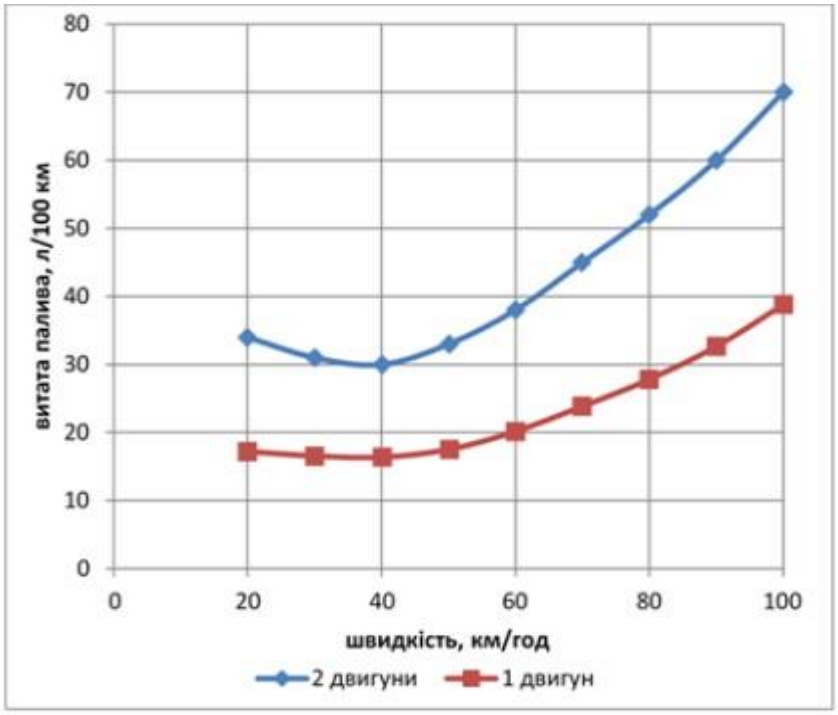


Рисунок 3.1 – Паливна характеристика усталеного руху БТР-70

2. Контрольна витрата палива автомобіля

Контрольна витрата палива визначається з рис. 3.1 і складає 30 л/100 км (два двигуни) і 18,3 л/100 км - при роботі одного двигуна [27].

Автомобіль БТР-70 призначений для роботи в складних дорожньо-експлуатаційних умовах, де переважає неусталений рух. В залежності від швидкості руху автомобіля і сил опору руху використання потужності двигуна може бути або повним, або не повним.

3. Витрата палива в неусталеному русі

Витрату палива при розгоні БТР-70 визначимо за методикою, наведеною в роботі [27], в якій послідовність визначення витрати палива записана у вигляді:

$$Q_{oc} = a_{Qc} v^2 + b_{Qc} v + c_{Qc} \tag{3.15}$$

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{G_a \delta_{об}} (a_i v^2 + b_i v + c_i),$$

де Q_{0c} - секундна витрата палива двигуном;

a_{Qc}, b_{Qc}, c_{Qc} – коефіцієнти апроксимуючого полінома, що описує криву питомої витрати палива двигуном;

a_i, b_i, c_i – коефіцієнти апроксимуючого полінома, що описує криву крутного моменту двигуна.

Відповідно,

$$Q = G_a \delta_{об} \int_{v_n}^{v_к} \frac{a_{Qc} v^2 + b_{Qc} v + c_{Qc}}{a_i v^2 + b_i v + c_i} dv$$

або

$$Q = G_a \delta_{об} \left[a_{Qc} \int_{v_n}^{v_к} \frac{v^2 dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} + b_{Qc} \int_{v_n}^{v_к} \frac{v dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} + c_{Qc} \int_{v_n}^{v_к} \frac{dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} \right] \quad (3.16)$$

Після відповідних перетворень [27] формула витрати палива на ділянці зі змінною швидкістю в діапазоні $v_n \ldots v_к$ прийме вигляд:

$$Q_i = a_{Qc} G_a \delta_{об} \left(\frac{v_к - v_n}{a_i} - \frac{b_i}{2a_i^2} \ln \left| \frac{a_i v_к^2 + b_i v_к + c_i}{a_i v_n^2 + b_i v_n + c_i} \right| \right) + \tau_i (c_{Qc} + a_{Qc} \frac{b_i^2 - 2a_i c_i}{2a_i^2}) + b_{Qc} S_i \quad (3.17)$$

У формулу секундної витрати палива (3.15) та в формулу (3.16) входять коефіцієнти апроксимуючого рівняння секундної витрати палива a_{Qc}, b_{Qc}, c_{Qc}, які визначаються наступним чином. Вихідною є графічна характеристика питомої витрати палива g_e в залежності від кутової швидкості колінчастого валу двигуна ω_e, яка визначається з графіку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, рис.3.2.

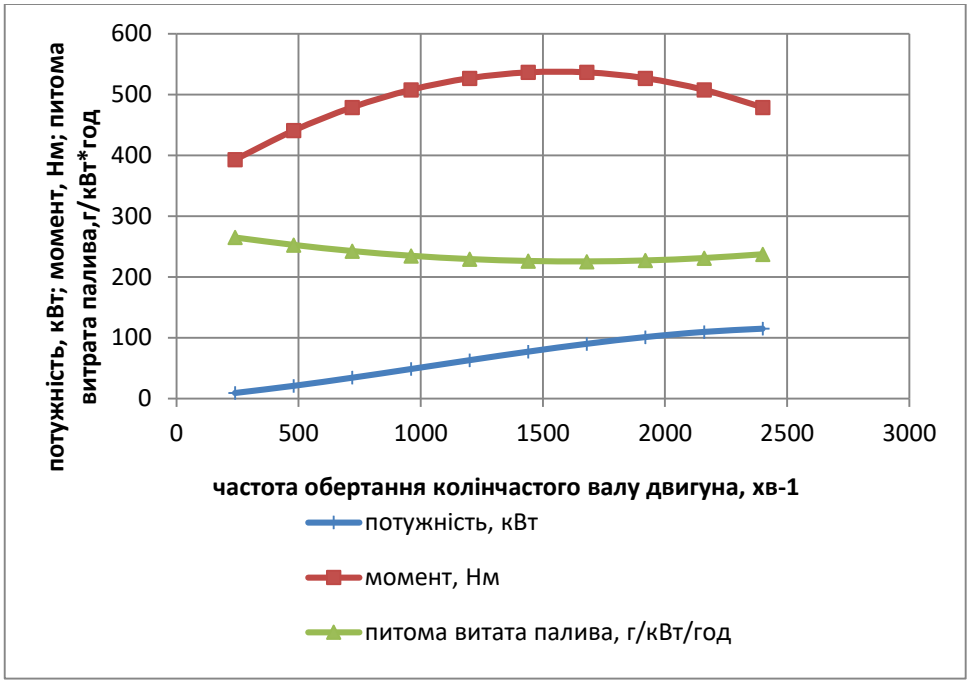


Рисунок 3.2 – Швидкісна зовнішня характеристика двигуна Д245.30Е2

Далі за допомогою формули $Q_0 = g_e N_e / 1000$ розраховуємо годинну витрату палива Q_0 при певній кутовій швидкості валу двигуна. Аналітично ця залежність описується поліномом другого ступеня:

$$Q_0 = a_Q \omega_e^2 + b_Q \omega_e + c_Q , \tag{3.18}$$

в якому коефіцієнти a_Q, b_Q і c_Q визначаємо за інтерполяційною формулою Лагранжа [24]:

$$a_Q = \frac{g_{\min}}{A_{11}} + \frac{g_{M\ \max}}{A_{12}} + \frac{g_N}{A_{13}},$$

$$b_Q = \frac{(\omega_N + \omega_M)\, g_{\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_N)\, g_{M\ \max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_M + \omega_{\min})\, g_N}{A_{13}},$$

$$c_Q = g_{\min} \frac{(\omega_N + \omega_M)}{A_{11}} + g_{M\ \max} \frac{(\omega_{\min} + \omega_N)}{A_{12}} + g_N \frac{(\omega_M + \omega_{\min})}{A_{13}},$$

де - $A_{11} = \omega^2{}_{\min} - \omega_{\min}\left(\omega_N + \omega_M\right) + \omega_M \omega_N$,

$A_{12} = \omega^2{}_M - \omega_M\left(\omega_{\min} + \omega_N\right) + \omega_N \omega_{\min}$,

$A_{13} = \omega^2{}_N - \omega_N\left(\omega_M + \omega_{\min}\right) + \omega_M \omega_{\min}$.

За допомогою рівняння зв'язку $\omega_e = \frac{v \cdot r_к}{u_{тр}}$ переводимо рівняння (3.18) в рівняння секундної витрати палива (3.16), у якого коефіцієнти рівні:

$$a_{Qc} = \frac{a_Q u_i^2}{3600 r_к^2}; \quad b_{Qc} = \frac{b_Q u_i}{3600 r_к}; \quad a_{Qc} = \frac{c_Q}{3600} \tag{3.19}$$

Після визначення усіх необхідних коефіцієнтів визначаємо годинну витрату палива в процесі розгону автомобіля за формулою (3.16).

Витрату палива при частковому використанні потужності визначимо за методикою, наведеною в роботі [54]. Витрата палива при частковому використанні потужності визначається на основі математичної моделі двигуна, яка може бути побудована на основі дванадцяти відомих (опорних) значень годинної витрати палива двигуна, виміряних при випробуваннях двигуна за Правилом ЄЕК № 49 [54] в умовах випробувального циклу ESC.

Аналітична інтерпретація зазначеної математичної моделі базується на розв’язанні системи з 12 умов [54,55]:

$G(n_A, M_{100A}) = G^A_{100}$, $G(n_B, M_{50B}) = G^B_{50}$, $G(n_B, M_{75B}) = G^B_{75}$, $G(n_A, M_{50A}) = G^A_{50}$, $G(n_A, M_{75A}) = G^A_{75}$

$, G(n_A, M_{25A}) = G^A_{25}$

$G(n_B,M_{100B})=G^B_{100}$, $G(n_B,M_{25B})=G^B_{25}$ $G(n_C,M_{100C})=G^C_{100}$, $G(n_C,M_{25C})=G^C_{25}$, $G(n_C,M_{75C})=G^C_{75}$

$G(n_C,M_{50C})=G^C_{50}$,

де $G(n_i, M_j)$ – значення годинної витрати палива, визначене за допомогою математичної моделі для режиму роботи двигуна, який характеризується частотою обертання n_i та крутним моментом M_j,

G^Y_X – годинна витрата палива, виміряна при випробуваннях двигуна в режимі циклу ESC, за якого встановлені крутний момент – X, а частота обертання – Y.

Годинна витрата палива визначається за двовимірною функцією виду [24]:

$$G(n,M)=A(M)\cdot n^2+B(M)\cdot n+C(M), \text{ кг/год.} \quad (3.20)$$

Коефіцієнти $A(M)$, $B(M)$, $C(M)$ залежать лише від поточного крутного моменту та опорних частот обертання [54]:

$$A(M) = K_{a1}\cdot X_1(M) + K_{a2}\cdot X_2(M) + K_{a3}\cdot X_3(M), \text{ кг}\cdot\text{с}^2\text{/год},$$

$$B(M) = K_{b1}\cdot X_1(M) + K_{b2}\cdot X_2(M) + K_{b3}\cdot X_3(M), \text{ кг}\cdot\text{с/год}, \quad (3.21)$$

$$C(M) = K_{c1}\cdot X_1(M) + K_{c2}\cdot X_2(M) + K_{c3}\cdot X_3(M), \text{ кг/год},$$

де

$$K_{a1} = \frac{(n_B - n_C)}{(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)}, \text{ с}^2,$$

$$K_{a2} = \frac{(n_C - n_A)}{(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)}, \text{ с}^2,$$

$$K_{a3} = \frac{(n_A - n_B)}{(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)}, \text{ с}^2$$

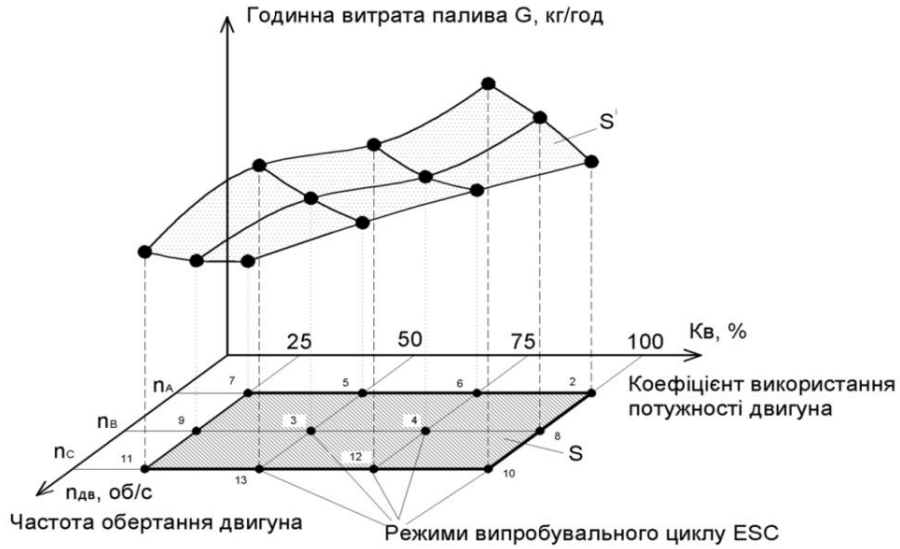


Рисунок 3.3 – До визначення годинної витрати палива [54]

$$K_{b1} = \frac{n_A n_B^2 - n_B^2 n_C - n_A n_C^2 + n_C^3}{(n_C - n_A)\cdot(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)}, \text{ с},$$

$$K_{b2} = \frac{n_A^2 n_C - n_C^3 - n_A^3 + n_C^3 + n_A n_C^2}{(n_C - n_A)\cdot(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)}, \text{ с},$$

$$K_{b3} = \frac{n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^3}{(n_C - n_A)\cdot(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)}, \text{ с},$$

$$K_{c1} = \frac{n_B^2 n_C^2 - n_A n_B^2 n_C - n_B n_C^3 + n_A n_B n_C^2}{(n_C - n_A)\cdot(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)},$$

$$K_{c2} = \frac{n_A^3 n_C - n_A n_C^3 - 2 n_A^2 n_C^2}{(n_C - n_A)\cdot(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)},$$

$$К_{c3} = \frac{n_A^2 n_B n_C - n_A^3 n_B - n_A n_B^2 n_C + n_A^2 n_B^2}{(n_C - n_A)\cdot(n_B^2 n_C - n_A n_B^2 - n_A^2 n_C + n_A^2 n_B - n_B n_C^2 + n_A n_C^2)}, \quad \text{кг/год,}$$

$$X_2(M) = a_2\left(\frac{M}{M_0}\right)^3 + b_2\left(\frac{M}{M_0}\right)^2 + c_2\left(\frac{M}{M_0}\right) + d_2, \text{ к } X_1(M) = a_1\left(\frac{M}{M_0}\right)^3 + b_1\left(\frac{M}{M_0}\right)^2 + c_1\left(\frac{M}{M_0}\right) + d_1 \text{ кг/год,}$$

$$X_3(M) = a_3\left(\frac{M}{M_0}\right)^3 + b_3\left(\frac{M}{M_0}\right)^2 + c_3\left(\frac{M}{M_0}\right) + d_3, \text{ кг/год,} \qquad (3.22)$$

де M_0 – крутний момент на валу двигуна в режимі повного навантаження. Коефіцієнти при поточних значеннях крутних моментів [54]:

$$a_1 = -10{,}667X_{25}^A + 32X_{50}^A - 32X_{75}^A + 10{,}667X_{100}^A, \text{ кг/год,}$$

$$a_2 = -10{,}667X_{25}^B + 32X_{50}^B - 32X_{75}^B + 10{,}667X_{100}^B, \text{ кг/год,}$$

$$a_3 = -10{,}667X_{25}^C + 32X_{50}^C - 32X_{75}^C + 10{,}667X_{100}^C, \text{ кг/год,}$$

$$b_1 = 24X_{25}^A - 64X_{50}^A + 56X_{75}^A - 16X_{100}^A, \text{ кг/год,}$$

$$b_2 = 24X_{25}^B - 64X_{50}^B + 56X_{75}^B - 16X_{100}^B, \text{ кг/год,}$$

$$b_3 = 24X_{25}^C - 64X_{50}^C + 56X_{75}^C - 16X_{100}^C, \text{ кг/год,}$$

$$c_1 = -17{,}333X_{25}^A + 38X_{50}^A - 28X_{75}^A + 7{,}333X_{100}^A, \text{ кг/год,}$$

$$c_2 = -17{,}333X_{25}^B + 38X_{50}^B - 28X_{75}^B + 7{,}333X_{100}^B, \text{ кг/год,}$$

$$c_3 = -17{,}333X_{25}^{C} + 38X_{50}^{C} - 28X_{75}^{C} + 7{,}333X_{100}^{C}, \text{ кг/год},$$

$$d_1 = 4X_{25}^{A} - 6X_{50}^{A} + 4X_{75}^{A} - X_{100}^{A}, \text{ кг/год},$$

$$d_2 = 4X_{25}^{B} - 6X_{50}^{B} + 4X_{75}^{B} - X_{100}^{B}, \text{ кг/год},$$

$$d_3 = 4X_{25}^{C} - 6X_{50}^{C} + 4X_{75}^{C} - X_{100}^{C}, \text{ кг/год}. \quad (3.23)$$

У рівняння (3.20), що визначає годинну витрату палива, входять коефіцієнти, величина яких залежить від значень крутного моменту і питомої витрати палива при роботі двигуна на часткових навантаженнях.

Витрату палива на холостому ходу можна отримати за допомогою оборотної економічної характеристики [24]. Для цього необхідно мати значення годинної витрати палива Q_0, кг/год, та ефективної потужності N_e двигуна, зафіксованої відповідно до кількості обертів n_e колінчастого валу. Для кожного із значень n_e буде обчислено ряд відповідних витрат палива q_0 за один оберт валу, розрахованих як відношення Q_0 до кількості обертів валу n_e, хв$^{-1}$ [24]:

$$q_0 = \frac{16{,}7Q_0}{n_e}, \text{ г/об} \quad (3.24)$$

Відповідний до значення q_0 крутний момент двигуна визначається як $M_e = 1000N_e / n_e$, що дозволяє побудувати оборотну економічну характеристику. Для неї, за наслідками математичної обробки експериментальних даних із випробувань різних моделей двигунів, встановлена така емпірична залежність [24]:

$$q_0 = q_{0x} + \nu M_e \quad (3.25)$$

де q_{ox} – витрата палива при холостому ході двигуна, г/об;

M_e – крутний момент на валу, кНм;

v – емпіричний коефіцієнт.

Значення q_{ox} та v отримуємо шляхом апроксимації оборотної характеристики $q_0(M_e)$ лінійним рівнянням.

Секундну витрату палива на холостому ході можна визначити за формулою, кг/с [24]:

$$Q_{cx} = \frac{q_{0x} n_x}{60 \cdot 1000} \tag{3.26}$$

де n_x – кількість обертів валу двигуна на холостому ходу, хв$^{-1}$.

Витрата палива при роботі на холостому ходу за певний час, кг [24]:

$$Q_{xx} = Q_{cx} \cdot t_{xx} \tag{3.27}$$

де t_{xx} – час, який двигун працює на холостому ходу, с.

4. Середньо кілометрова витрата палива

Середню кілометрову витрату палива на заданому маршруті, опір руху якого визначається нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху, визначаємо за формулою [24].

$$q_{kcp} = \frac{1}{\rho_m} \times \sum_{i=1}^{n} \frac{Q_{Ticp} \times k_i}{V_{icp}} \tag{3.28}$$

де ρ_m – густина палива;

Q_{Ticp} – середня витрата палива на i-ій передачі;

k_i – відносний шлях руху автомобіля на i-ій передачі, $k_i = \frac{S_i}{S}$;

S_i - довжина дільниці, для якої умови сприяють руху автомобіля на і-й передачі;

S –загальна довжина маршруту;

V_{icp} – середня швидкість руху автомобіля на *i*-ій передачі.

Довжина дільниці S_i, визначається як [24]

$$S_i = SP(D_{i+1} \le \psi < D_i), \tag{3.29}$$

де $P(D_{i+1} \le \psi < D_i)$ – імовірність попадання величини ψ в межі можливостей і-ї передачі.

З урахуванням цього

$$K_i = \int_{i+1}^{i} f(\psi)d\psi \tag{3.30}$$

або

$$S_i = K_i S. \tag{3.31}$$

Проте знання довжини ділянки S_i ще не дозволяє визначити швидкість АТЗ. На цій дільниці величина швидкості може прийняти будь-яке значення в межах від v_{i-1} до v_i. При цьому кожне окреме значення швидкості представляється випадковою величиною. Як і всяка випадкова величина, що підпорядковується будь-якому закону розподілу, величина швидкості може бути охарактеризована середнім значенням, тобто [24]

$$v = \int_{v_{i-1}}^{v_i} v f_i(v)dv. \tag{3.32}$$

При нормальному законі розподілу швидкості на передачі [24]

$$v_{cp_i} = 0,5\left(1+\frac{1}{q_i}\right)v_i = l_i v_i; \tag{3.33}$$

$$q_i = \frac{v_i}{v_{i-1}}, \tag{3.34}$$

де $f_i(v)$ – закон розподілу швидкості на передачі;

v_i, v_{i-1} – максимальні швидкості на і-й та і-1 передачах;

l_i – коефіцієнт, який ураховує тип закону розподілу швидкості на передачі.

Середня швидкість руху автомобіля на всьому маршруті

$$v_{сер} = \frac{0,27 N_{пит}\eta_{тр}\sum_{i=1}^{n} K_i d_i}{\gamma_{тiN}\sum \frac{K_i d_i}{l_i}}, \tag{3.35}$$

де $N_{пит} = \frac{N_{e\max}}{G_a}$ – питома потужність автомобіля;

$\gamma_{тiN}$ – питома сила тяги на і-й передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності.

Середня годинна витрата палива на *i*-ій передачі визначається як [24]

$$Q_{Ticp} = \frac{\int_{Q_{T\min}}^{Q_{T\max}} Q_T f(Q_T)dQ_T}{\int_{Q_{T\min}}^{Q_{T\max}} f(Q_T)dQ_T}, \tag{3.36}$$

де Q_{Ticp} – поточне значення витрати палива, кг;

$f(Q_T)$ – закон розподілу витрати палива на *i*-ій передачі;

Q_{Tmin} – мінімальна витрата палива двигуна при роботі у заданому режимі;

Q_{Tmax} – максимальна витрата палива двигуна при роботі у заданому режимі.

Приймаючи поточне значення та закон розподілу витрати палива на *i*-ій передачі з роботи [24], визначаємо середньокілометрову витрату палива автомобілем у заданих умовах експлуатації.

За наведеною у другому розділі методикою визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля і методикою розрахунку показників паливної економічності можна провести порівняльний аналіз автомобілів з різними передаточними відношеннями коробки передач (визначеними за різними законами і методиками) і обрати найбільш раціональний.

3.3 Вибір і обгрунтування передаточних відношень коробки передач

Сьогодні існує багато методів і методик розрахунку ряду передаточних чисел механічної ступінчастої трансмісії автомобіля. У табл. 3.1 наведені основні закони і методики вибору передаточних відношень проміжних передач за умови, що передаточне відношення першої передачі і головної передачі залишаються незмінними [27].

Таблиця 3.1 – До визначення передаточних відношень коробки передач

п/п	Закон або методика	Передаточні відношення	
1	2	3	
1.	Геометрична прогресія	$u_{km} = \sqrt[n-1]{u_1^{n-m}}$	u_{k2}=4,54; u_{k3}=2,74; u_{k4}=1,66; u_{k5}=1,00;
2.	Арифметична прогресія	$u_{km} = u_1 - (m-1) \cdot \frac{u_1 - u_5}{n-1}$	u_{k2}=5,89; u_{k3}=4,26; u_{k4}=2,63; u_{k5}=1,00;
3.	Динамічний ряд	$\frac{u_4}{u_5} \approx \frac{4}{3}; \quad \frac{u_3}{u_4} \approx \frac{3}{2};$ $\frac{u_2}{u_3} \approx 2,0$	u_{k2}=4,00; u_{k3}=2,00; u_{k4}=1,33; u_{k5}=1,00;

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	
4.	Гармонійний ряд	$u_{km} = \dfrac{u_1}{1 + \dfrac{(m-1)\cdot(u_1 - u_5)}{u_5 \cdot (n-1)}}$	u_{k2}=2,86; u_{k3}=1,77; u_{k4}=1,28; u_{k5}=1,00;
5.	За мінімальною витратою палива	$u_{km} = \dfrac{13,87}{V_{авт}^{0,54}}$	u_{k2}=2,77; u_{k3}=2,19; u_{k4}=1,72; u_{k5}=1,00;
6.	За мінімального шляху розгону	$u_{km} = \dfrac{15,33}{V_{Nm}^{0,54}}$	u_{k2}=3,07; u_{k3}=2,43; u_{k4}=1,91; u_{k5}=1,00;
7.	За методикою А.А.Токарєва	$U_{km} = \dfrac{C_0}{V_{Nm}}$	u_{k2}=2,65; u_{k3}=1,85; u_{k4}=1,41; u_{k5}=1,00;
8	Вихідні величини	n – кількість передач; m – порядковий номер передачі; $V_{авт} = V_{N5} - (m-1)\cdot\dfrac{V_{N5} - V_{N1}}{n-1}$, $V_{N1} = \dfrac{270 \cdot N_{e\max} \cdot \eta_{тр} \cdot k_M}{m_a \cdot g \cdot \lambda_{\max}}$, k_M – коефіцієнт пристосовності двигуна по крутному моменту; $\lambda_{\max}$ – максимальний приведений коефіцієнт дорожнього опору з урахуванням паливної економічності, $\lambda_{\max}$ =0,065. V_{N1}, V_{N5} – максимальні швидкості руху відповідно на першій і п’ятій передачі; C_0=22,828 [27]; U_{k1}=7,52; U_0=5,476.	

При виборі критеріїв для оцінки передаточних відношень трансмісії або закону вибору цих відношень необхідно добиватися того, щоб абсолютні значення критеріїв були одного порядку, що зроблено в роботі [27]. У відповідності до цієї роботи для оцінки тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля приймемо наступні критерії:

K_1– відносний час розгону до V=90 км/год;

K_2 – відносний шлях розгону до V=90 км/год, м;

K_3 – відносний час розгону на четвертій передачі, с;

K_4 – відносний шлях розгону на четвертій передачі, м;

K_5 – відносна середня швидкість, м/с;

K_6 – відносне max. прискорення при розгоні, м/с^2;

K_7 – відносний max. динамічний фактор на четвертій передачі;

K_8 – відносна усталена швидкість на затяжних підйомах (3%), м/с;

K_9 – відносна довжина динамічно долаємого підйому (3%), м;

Q_1 – контрольна витрата, л/1 км;

Q_2 – витрата палива в процесі розгону до максимальної швидкості руху, л;

Q_3 – середня кілометрова витрата палива на заданому маршруті, m_ψ=0,022; σ_ψ=0,012, л;

Q_4 – середня кілометрова витрата палива на заданому маршруті, m_ψ=0,12; σ_ψ=0,02, л.

Такий вибір показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності обумовлений тим, що всі вони, крім середньої швидкості руху і середньої витрати палива на заданому маршруті, можуть бути отримані шляхом розв’язку диференціального рівняння руху автомобіля і рівняння витрати палива.

Зауважимо, що вибрані критерії не є обов’язковими при модернізації різних автомобілів і в залежності від цілей, які ставить перед собою дослідник і умов експлуатації, ці критерії можуть змінюватися. Проте, при таких обраних критеріях, як показує аналіз, критерії K_5 – K_9 повинні досягати свого максимального значення, а критерії K_1, K_2, K_3, K_4, Q_1, Q_2, Q_3, Q_1 – свого мінімального значення. Кожний із перелічених критеріїв є функцією передаточних відношень коробки передач, тобто $K_i=f_1(u_{k1}, u_{k2},....u_{kn})$ і $Qi=f_2(u_{k1},$

$u_{k2}, \ldots u_{kn}$). При цьому для різних рядів передаточних відношень ці критерії будуть різними [23].

За результатами розрахунків, наведених у роботі [23] обрані критерії для оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобіля БТР-70 з коробкою передач, передаточні числа якої підібрані за різними законами і методиками, табл.3.2.

Таблиця 3.2 – Показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля

п/п	Назва показника	Відносне значення показника						
		1	2	3	4	5	6	7
1	час розгону до V=90 км/год, м	0,99	0,61	0,99	0,93	0,84	0,94	1,00
2	шлях розгону до V=90 км/год, м	0,99	0,71	0,99	0,92	0,83	0,93	1,00
3	час розгону на четвертій передачі, с	0,87	0,95	0,41	0,40	1,00	0,94	0,60
4	шлях розгону на четвертій передачі, м	0,89	0,95	0,33	0,32	1,00	0,68	0,46
5	середня швидкість, м/с	0,75	0,66	0,97	1,00	0,96	0,96	1,00
6	max. прискорення при розгоні, м/с^2	1,00	0,96	0,86	0,88	0,85	0,90	0,82
7	max.динамічний фактор на четвертій передачі	0,611	1,00	0,515	0,473	0,649	0,724	0,522
8	усталена швидкість на затяжних підйомах (3%), м/с	0,81	0,49	1,00	0,99	0,74	0,68	0,91
9	довжина динамічно долаємого підйому (3%), м	0,82	0,86	0,90	0,91	0,88	0,95	1,00

Примітка: 1 – геометрична прогресія, 2 – арифметична прогресія, 3 – динамічний ряд, 4 – гармонійний ряд, 5 – за мінімальною витратою палива, 6 – за мінімального шляху розгону, 7 – за методикою А.А.Токарєва

У табл. 3.3 наведені критерії паливної економічності для автомобіля БТР-70 з коробкою передач, передаточні числа якої підібрані за різними законами і методиками (табл.3.2).

Таблиця 3.3 – Показники паливної економічності автомобіля

п/п	Назва показника	Відносне значення показника						
		1	2	3	4	5	6	7
1	- контрольна витрата палива, л/км	0,99	0,61	0,99	0,93	0,84	0,94	1,00
2	-витрата палива при розгоні V=90 км/год, л	0,99	0,71	0,99	0,92	0,83	0,93	1,00
3	- витрата палива на маршруті, m_ψ=0,022; σ_ψ=0,012, л;	0,87	0,95	0,41	0,40	1,00	0,94	0,60
4	- витрата палива на маршруті, m_ψ=0,12; σ_ψ=0,02	0,89	0,95	0,33	0,32	1,00	0,68	0,46

Приймаючи до уваги ідеї роботи [48], розглянемо методику визначення оптимального закону вибору передаточних відношень коробки передач. Для цього необхідно визначити найбільш важливі критерії. Це було зроблено за допомогою методу експертних записок [27].

На думку експертів вагові коефіцієнти критеріїв тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля склали: K_1=0,05; K_2=0,05; K_3=0,05; K_4=0,05; K_5=0,12; K_6=0,05; K_7=0,10; K_8=0,08; K_9=0,05; Q_1=0,15; Q_2=0,05; Q_3=0,12; Q_4=0,08.

Для автомобіля, що розглядається, найбільш важливими є такі критерії: із тягово-швидкісних – K_5, K_7, K_8 а із паливної економічності – Q_1 і Q_3.

З урахуванням питомої ваги і важливості кожного із критеріїв визначимо узагальнюючий критерій оптимальності – цільову функцію К.

У загальному вигляді цільова функція визначається як

$$K(u_{k1}, u_{k2}, \ldots u_{kn}) = \sum_{j=1}^{n1} \gamma_j A_j K_j(u_{k1}, u_{k2}, \ldots u_{kn}) + \sum_{l=1}^{n2} A_l Q_l(u_{k1}, u_{k2}, \ldots u_{kn}), \quad (3.37)$$

де $A_{i,j}$;$Q_{i,j}$ – питома вага критеріїв тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля;

j, i – порядкові номера окремих критеріїв тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності відповідно;

n_1, n_2 – число прийнятих критеріїв; γ=+1, якщо мінімізується значення окремого критерія (наприклад, витрата палива автомобілем при швидкості 90 км/год);

γ =–1, якщо максимізується значення окремого критерія (наприклад, величина прискорення на передостанній передачі).

У таблиці 3.4 наведені значення цільової функції для усіх варіантів визначення передаточних чисел коробки передач, які визначені за допомогою програмного забезпечення Mathcad 14.

Таблиця 3.4 – Значення цільової функції для оптимізації ряду передаточних чисел коробки передач

Критерії оптимальності	Закони вибору передаточних чисел трансмісії автомобіля						
	1	2	3	4	5	6	7
$\sum K_i$	0,198	0,214	0,205	0,217	0,223	0,214	0,212
$\sum Q_i$	0,314	0,309	0,325	0,334	0,351	0,311	0,316
K	0,116	0,095	0,086	0,076	0,128	0, 097	0,104

Примітка: 1 – геометрична прогресія, 2 – арифметична прогресія, 3 – динамічний ряд, 4 – гармонійний ряд, 5 – за мінімальною витратою палива, 6 – за мінімального шляху розгону, 7 – за методикою А.А.Токарєва.

Аналіз даних таблиці 3.4 показує, що кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності забезпечуються за умови вибору передаточних чисел коробки передач за методикою, що визначає мінімальну витрату палива, що потребує створення нової коробки передач.

Розглянемо питання щодо раціонального вибору коробки передач при модернізації автомобіля БТР-70. На сьогодні найбільше розповсюдження на вантажних автомобілях отримали пяти-, і восьми ступеневі коробки передач, що використовуються на сімействі автомобілів КрАЗ, і шестиступеневі коробки передач, що використовуються з двигунами TCD 2013 L64V Truck. . Для цих коробок передач отримаємо такий ряд передаточних чисел:

- для пятиступеневої коробки передач

U_{k1}=5,26; U_{k2}=2,90; U_{k3}=1.52; U_{k4} =1,00; U_{k5} =0,66;

- для восьмиступеневої коробки передач

U_{k1}=7,73; U_{k2}=5,52; U_{k3}=3,94; U_{k4} =2,80; U_{k5} =1,96; U_{k6}=1,39; U_{k7} =1,00; U_{k8} =0,71);

- для шестиступеневої коробки передач

U_{k1}=6,70; U_{k2}=3,81; U_{k3}=2,29; U_{k4} =1,48; U_{k5} =1,00; U_{k6}=0,73.

При цьому передаточне відношення головної передачі в усіх варіантах залишається незмінним, U_0=6,76.

У табл. 3.5 наведені показники тягово-швидкісних властивостей, а у табл. 3.6 показники паливної економічності автомобіля БТР-70 з п’яти, шести і восьмиступеневою коробкою передач.

Таблиця 3.5 – Показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля

п/п	Назва показника	6-ти ступенева КП	8-ти ступенева КП	5-ти ступенева КП	Еталон
1	2	3	4	5	6
1	час розгону до V=90 км/год	57,8 1,00	94,7 0,61	57,9 0,99	57,8
2	шлях розгону до V=90 км/год, м	867,9 1,00	1210,6 0,71	868,6 1,00	867,9
3	- час розгону на четвертій (п’ятій, шостій) передачі, с	6,37 0,82	5,24 1,00	13,52 0,39	5,24
4	- шлях розгону на четвертій передачі, м	55,2 0,94	51,8 1,00	78,4 0,66	51,8
5	середня швидкість, м/с	15,07 1,00	13,26 0,88	13,53 0,90	15,07
6	max. прискорення при розгоні, м/с^2	1,24 1,00	1,19 0,96	1,07 0,86	1,24
7	max. динамічний фактор на четвертій (п’ятій, шостій) передачі	0,081 0,861	0,094 1,000	0,069 0,734	0,094
8	усталена швидкість на затяжних підйомах (3%), м/с	11,87 0,99	7,75 0,65	11,92 1,00	11,92
9	довжина динамічно долаємого підйому (3%), м	1128 0,92	1186 0,96	1232 1,00	1232
	∑ki	8,421	7,77	7,534	

Таблиця 3.6 – Витрата палива автомобіля БТР-70 у різних режимах руху

Тип коробки передач	Контрольна витрата, л/100 км	Витрата палива в процесі розгону, л	Середня кілометрова витрата палива на заданому маршруті, л	
			m_ψ=0,022; σ_ψ=0,012	m_ψ=0,12; σ_ψ=0,02
5-ти ступенева	30,1	0,485	0,353	0,752
8-ми ступенева	30,1	0,473	0,349	0,698
6-ти ступенева	30,1	0,469	0,338	0,714

Аналіз даних, табл. 3.6, показує, що за показниками паливної економічності при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335 [27].

З урахуванням показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності цільова функція склала, табл. 3.7.

Таблиця 3.7 – Значення цільової функції для оптимізації ряду передаточних чисел коробки передач

Критерій оптимальності	6-ти ступенева	8-ми ступенева	5-ти ступенева
$\sum K_i$	0,208	0,197	0,191
$\sum Q_i$	0,337	0,312	0,299
K	0,129	0,115	0,108

Як слідує з табл. 3.7, кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності забезпечуються при модернізації БТР-70 його

комплектацією двома двигунами різної потужності і 6-ти ступеневою трансмісією.

3.4. Висновки до розділу

1. Встановлено, що паливну економічність автомобіля БТР-70 з різними двигунами і різними типами коробок передач доцільно оцінювати за паливною характеристикою усталеного руху, контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям і в складних дорожніх умовах. При цьому контрольна витрата палива БТР-70 з двигунами Д245.30Е2 і DEUTZ TCD 2013 L4 4V майже однакова, проте зі збільшенням швидкості руху (в роботу вступають два двигуни) витрата палива з двигунами Д245.30Е2 збільшується і за швидкості 90 км/год сягає майже 33%.

2. Встановлено, що оптимізацію задачі вибору передаточних відношень коробки передач при модернізації автомобіля БТР-70 слід розглядати як багатокритеріальну.

3. Запропоновані критерії для оцінки впливу передаточних відношень коробки передач на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації автомобіля БТР-70.

4. Визначено узагальнюючий критерій оптимальності – цільову функцію. За отриманими значення цільової функції для усіх варіантів визначення передаточних чисел коробки передач встановлено, що кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності забезпечуються за умови вибору передаточних чисел коробки передач за скорегованим законом геометричної прогресії і за мінімальною витратою палива.

Результати третього розділу роботи опубліковані в роботах:

1. Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В., Стельмащук В.В., Онищук В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2020. №2 (15). С. 134-146. ISSN 2313-5425. DOI: https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.401

URL: https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/401

2. Сахно В.П., Диких О.В., Гуляєв А.В., Скрипник М.А., Глазкова С.В. До вибору двигунів при модернізації БТР-70. *Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту озброєння та військової техніки ЗСУ*. 2021. № 1(80) С. 376-385. (інв. № 5777т) ISSN 2414-0651, № 409 від 17.03.2020.

3. Сахно В.П., Диких О.В. До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач. *Вісник Національного транспортного університету*. Київ, 2021. Вип. 3 (50). С. 198-209. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-3-50-198-209

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/198-209.pdf

4. Сахно В.П., Диких О.В. До питання створення причіпного автобусного поїзда. *Науково-технічний збірник «Автомобільні дороги і дорожнє будівництво»*. Київ, 2022. Вип. 111/112. С. 67-63. DOI: 10.33744/0365-8171-2022-111-260-268.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БТР-70Т

4.1. Мета експериментальних досліджень

Аналітичні дослідження тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобілів БТР зі штатними бензиновими силовими агрегатами та після переобладнання їх дизельними силовими агрегатами проведені при деяких допущеннях, зокрема, про характер протікання швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, величину питомої витрати палива в режимі максимальної потужності, величину коефіцієнта опору кочення і ін. Тому метою експериментальних досліджень явилася перевірка адекватності математичних моделей і вихідних положень, покладених в основу розрахунку параметрів тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності модернізованих автомобілів БТР-70.

При проведенні експериментальних досліджень БТР-70 визначалися основні оціночні показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності.

4.2 Програма і методика проведення експериментальних досліджень

Для досягнення мети досліджень в програму експериментальних досліджень входило:

1. Визначення масових і компонувальних параметрів БТР-70Т.

2. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей, зокрема швидкісної характеристики «розгін-вибіг», швидкісної характеристики на останній і передостанній передачах, максимальної швидкості, прискорення при

розгоні, часу розгону на шляху 400 і 1000 м, часу розгону до заданої швидкості, мінімальної стійкої швидкості руху.

3. Визначення показників паливної економічності автомобіля, зокрема, паливної характеристики усталеного руху, контрольної витрати палива, витрати палива в неусталеному русі, середньокілометрової витрата палива на заданому маршруті.

4.3 Об’єкти експериментальних досліджень

Об`єкт експериментальних досліджень є модернізований БТР-70 до зразка БТР-70Т, виготовлений та укомплектований Товариством з обмеженою відповідальністю «Науково-виробнича компанія «Техімпекс (далі – ТОВ «НВК «Техімпекс»), відповідно до комплекту робочої конструкторської документації (далі - РКД). Комплектність зразка відповідає технічній документації на зразок, умовам експлуатації.

Рисунок 4.1 – Загальний вигляд БТР-70Т

Коротка технічна характеристика БТР-70Т наведена у табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Коротка технічна характеристика БТР-70Т

Характеристики	Заявлені виробником характеристики БТР-70Т
1	2
Тип машини	Колісна
Корпус	Броньований, герметичний
Екіпаж	(водій, командир, десант)
Повна маса, кг	Не більше 12000
Габаритні розміри машини, мм:	
Довжина	7560
Висота по башті при повній масі	2800
Ширина	2250
Максимальна швидкість, км/год.	75
Витрати палива, л/100 км:	Не більше 50
Паливні баки основні (2шт.), л.	2х145
Запас ходу, км:	
по шосе	550
Силова установка	
Двигун*:два	
- тип	Дизельний, чотирьохтактний, з турбонагнітачем. Два Євро 2
- марка	Д245.30Е2.
- потужність, к.с.	два по 115 к.с. при 2400 об./хв.
Паливо	Дизельне ДСТУ 3868-99
Максимальний повздовжній кут нахилу.	30° (60%)
Максимальний поперечний кут нахилу.	20° (40%)

Продовження таблиці 4.1

1	2
Комплектація силового агрегату*	
Зчеплення в зборі	В залежності від двигуна
Коробка передач	Механічна, 5-ти ступенева з передаточними відношеннями: U_{k1}=5,63; U_{k2}=2,64; U_{k3}=1,48; U_{k4}=1,00; U_{k5}=0,83; $U_{kзх}$=5,36
Роздаточна коробка	U_{pk1}=1,00; U_{pk2}=1,89
Головна передача	U_0=1,846
Колісний редуктор	$U_{кр}$=4,33
Тип і розмір шин	13.00-18″
Статичний радіус колеса	0,465 м

4.4 Прилади та обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень

Прилади і обладнання, які застосовувалися під час проведення експериментальних досліджень, наведені у табл. 4.2

Таблиця 4.2 – Прилади і обладнання, що застосовувалися при проведенні експериментальних досліджень

Назва ВО, тип (марка), заводський номер	Назва випробувань та (або) характеристик (параметрів) продукції, матеріалу, що визначаються	Виробник (країна, підприємство, фірма)	Основні технічні характеристики
1	2	3	4
Рулетка типу РЗ-20	Довжина Ширина	Україна ЗахідПрилад	Довжина 20м ціна поділки 0,01 м

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4
Ваги автомобільні «ЕрМак Вас-60-1-20» зав. №1955 (ГОСТ 9483-81)	Маса та її розподіл між колесами КТЗ	Україна Вісова компания "МІКА"	Межа вимірювань від 0,4 до 60 т, ціна поділки 20 кг.
Лінійка ДСТ 427-75	Довжина Ширина	Україна ЗахідПрилад	Ціна поділки 1 мм
Нівелір Н 3-К	Визначення перепадів висот між точками на земній поверхні	Україна ІПЗ	Ціна поділки 1′
Квадрант оптичний КО-30М	Вимірювання кутів нахилу плоских і циліндричних поверхонь	Україна ІПЗ	Ціна поділки 30″
Висотомір	Вимірювання висоти об'єкта над фіксованим рівнем	Україна ІПЗ	Ціна поділки 1 мм
Висок	Позначення в натурі вискової лінії (вертикалі).	Україна ЗахідПрилад	Ціна поділки 1 мм
Секундомір СДСпр-1-2-00 зав. № 308363	Відрахування часу з точністю до секунд	ЗЧЗ	Діапазон вимірювання інтервалів часу: 0-1800с Ціна поділки: 0,2 с
Мірні ємності для заправлення маслом F-887C005	Об’єм мастила	Тайвань FORSAGE	Об’єм 5 л Ціна поділки:50 гр.
Мірник для палива М2р-200Гр	Об’єм палива	Україна	Об’єм 20 л Похибка ±0,1 Ціна поділки 0,2 дм.куб
Термометр ртутний ГОСТ 2823 ТТ, № 77	Температура повітря	ВО «Термоприбор»	(-30÷ +50) ^{O}C ± 1^{O}C
Барометр-анероїд контрольний М 67, № 924	Атмосферний тиск	ВАТ СЗ»Гидрометп рибор»	(600-800)мм рт.ст. ± 0,02 мм рт.ст.
Термогігрометр AR827 №00588368	Температура Відносна вологість	Китай SMART SENSOR	-10 °C~50 °C ±0,1 °C Точність ±1,5 °C 10~99% RH ± 0,1% Точність ±5% (10~30% RH), ±3% (30~99% RH)

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4
Термометр скляний КШ 14/23 № 181	Температура	Україна ВАТ «Термоприбор»	Діапазон +200...+300 Ціна поділки 0,1
Манометр МО ГОСТ 6521-72 № 5332	Тиск робочого тіла	МВО «Манометр»	(0-400) кгс/см^2 ± 0,15% (0-40) МПа ± 0,15%
Мішки баластні	Навантаження КТЗ	Україна, ТОВ «Техімпекс»	25кг
Міжнародний міжвідомчий багатопрофільний центр підготовки підрозділів НГУ	Ділянка №1. Визначення тягово-швидкісних властивостей., паливної економіності, подолання перешкод.	Україна с. Старе Київська область	Бездоріжжя Косогори 25 ˚ Рів до 2 м Брід 1, 4 м
Горизонтальна ділянка шляху (ділянка дороги Яготин-Переяслав Хмельницький	Ділянка №2. Визначення тягово-швидкісних властивостей та паливної економіності	Україна	поздовжній ухил : (0,17 ± 0,3)% ширина - 12 м, довжина - 15000 м, покриття - асфальт

4.5 Умови проведення випробувань

Експериментальні випробування БТР проводились з 13 по 25 вересня на полігоні ТОВ «НВК «Техімпекс» с. Засупоївка та ВАТ «Яготинське ХПП» м. Яготин, а також при русі по шосе під час перегону з ТОВ «НВК «Техімпекс» с. Засупоївка до села Старе, в якому проводилися також випробування щодо подолання БТР максимального опору дороги в максимального долаємого підйому.

На випробування був залучений водій від ТОВ «НВК «Техімпекс», який пройшов навчання та інструктаж по мірам безпеки.

Метеорологічні умови, за яких були проведені випробування:

– опади відсутні;

– температура повітря від + 10 °С до + 21 °С;

– відносна вологість повітря від 40 % до 67%;
– атмосферний тиск від 744 до 757 мм. рт. ст.

4.6 Методика і результати проведення випробувань

4.6.1 Визначення повної маси зразка

Зразок повинен бути повністю укомплектований і заправлений пально-мастильними матеріалами відповідно до технічної документації на зразок. Наявність членів екіпажу та десанту імітується вантажем кожного члена екіпажу масою не менше 100 кг, який встановлюється на кожне місце їх розташування. Вимірювання проводиться шляхом встановлення зразка перед платформою ваг на горизонтальному майданчику, розташованому на одному рівні з платформою ваг. Зразок переміщується своїм ходом з малою швидкістю. Зважування здійснюється наступним чином: зразок повністю заїжджає на платформу ваг і проводиться визначення повної маси.

Рисунок 4.2 – БТР-70 на вагах платформних

У табл. 4.3 наведені результати випробувань із визначення маси БТР.

Визначення спорядженої мас проводиться три рази. Остаточні значення параметрів визначаються як середньоарифметичне значення.

Таблиця 4.3 - Результати зважування зразка

Спроба 1	Спроба 2	Спроба 3	Середнє значення
10990 кг	10990 кг	10990 кг	10990 кг

Споряджена маса БТР-70Т склала 10990 кг.

Для підрахунку повної маси БТР-70Т використовували технологічний вантаж із розрахунку 100 кг на 1 військовослужбовця, тому повна маса БТР-70Т склала 11990 кг.

4.6.2 Визначення габаритних розмірів

Довжина і ширина зразка за результатами вимірювань становлять відповідно 7535 мм та 2800 мм.

Визначення висоти бронетранспортера БТР-70Т проводилось прямим вимірюванням, рис.4.3.

Рисунок 4.3 = Визначення висоти бронетранспортера БТР-70Т

Під час визначення висоти та маси Зразка для доведення його до спорядженої маси використовувався технологічний вантаж масою 230 кг який імітував масу відсутнього озброєння.

Вимірювання висоти бронетранспортера БТР-70Т проводилось при тиску в шинах 0,52 мПа, встановленому на горизонтальному майданчику з ухилом 0,3 град.

Результати вимірювання висоти зразка наведені у таблиці 4.4 .

Таблиця 4.4 – Результати вимірювання висоти зразка

Назва випробування	Спроба 1	Спроба 2	Спроба 3	Середнє значення
По башті	2250 мм	2250 мм	2249 мм	2250 мм*
По гнізду приладу спостереження	2335 мм	2334 мм	2335 мм	2335 мм*

4.6.3. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей

4.6.3.1. Визначення максимальної швидкості руху.

Максимальна швидкість руху V_{max} визначається на мірній ділянці дороги довжиною не менше 1000 м при максимальній частоті обертання колінчастого вала двигуна. Сталий режим руху на вищій передачі має бути досягнутий за 50-100 м до початку визначеної віхами (кілометражними стовпчиками) мірної ділянки. Максимальна швидкість руху визначається пройденим шляхом (мірна ділянка) за вимірюваний інтервал часу, рис. 4.4. Випробування проводяться 3-4 рази в протилежних напрямках руху зразка. Результатом випробувань є середнєарифметичне значення швидкості руху.

Рисунок 4.4 – До визначення максимальної швидкості руху БТР

4.6.3.2. Визначення мінімальної швидкості руху.

Мінімальна швидкість руху V_{min} визначається на мірній ділянці дороги довжиною не менше 100 м при мінімальній експлуатаційній частоті обертання колінчастого валу двигуна. Сталий режим руху на першій передачі має бути досягнутий за 10 м до початку мірної ділянки. Мінімальна швидкість руху визначається пройденим шляхом (мірна ділянка) за вимірюваний інтервал часу. Випробування проводяться 3-4 рази. Результатом випробувань є середнєарифметичне значення швидкості руху.

4.6.3.3. Визначення часу розгону з місця до максимальної швидкості руху

Зразок встановлюється на вихідну лінію мірної ділянки довжиною 1000 м, на якій розташовуються віхи з інтервалом 100 м. Розгін здійснюється до встановленого швидкісного режиму на вищій передачі. Розгін на кожній передачі має здійснюватися при повністю натиснутій педалі подачі пального. Вмикання наступної передачі проводиться при досягненні максимальної експлуатаційної частоти обертання колінчатого валу двигуна. Рух у встановленому режимі на проміжних передачах не допускається. Здійснюється 5-6 заїздів у протилежних напрямках. Під час випробувань фіксуються час і

швидкість проходження контрольних віх мірної ділянки (час вимірюється секундоміром, швидкість - за показниками спідометра). Результатом випробувань є середнєарифметичне значення часу розгону.

4.6.3.4. Визначення максимального кута підйому дроги, що може подолати БТР

Кут підйому, що долається, має складати не більше 30°. Довжина підйому має бути не менше 50 метрів. Випробування проводити на сухому задернованому ґрунті. Зразок встановлюється на вихідну лінію на відстані 10 метрів від перешкоди. Підйом подолати без зупинки. Повторити подолання підйому три рази, рис. 4.5.

Рисунок 4.5 – Подолання БТР максимального підйому

Результати випробувань наведені у табл. 4.5

Таблиця 4.5 – Результати випробувань тягово-швидкісних властивостей БТР

Параметр	Номер виміру			Середньо-арифметичне значення
	1	2	3	
Максимальна швидкість руху (V_{max}), км/год.	75	76	75	75,3
Максимальна швидкість руху на першій передачі (V_{1max}), км/год.	10	9	9,5	9,5
Мінімальна швидкість руху на першій передачі (V_{1min}), км/год.	3,4	3,3	3,5	3,4
Час розгону з місця до максимальної швидкості руху (T_p (V_{max}), с	43	39	40	42
Середня швидкість руху машини в різних дорожніх умовах (V_{cp}), км/год.				
Шосе	46	47	42	45
грунтова дорога	35	39	37	37
Бездоріжжя				25
максимальний кут підйому, градуси	30	30		30

4.6.4 Визначення показників економічності зразка

Випробування проводяться у три етапи:

- перший етап – пробіг зразка сухою ґрунтовою дорогою не менше 100 км;
- другий етап - пробіг зразка бездоріжжям довжиною не менше 100 км;
- третій етап – пробіг зразка із середньою швидкістю 70 км/год. дорогою з асфальтним покриттям до повної витрати пального.

Випробування у кожному етап проводиться не менше трьох разів.

Після закінчення кожного етапу випробувань зразок встановлюється на рівний горизонтальний майданчик і заправляється пальним до мірних відміток

на заправних горловинах баків. Кількість заправленого пального записуються в шляховий лист і журнал випробувань. Під час проведення випробувань усі зупинки зразка фіксуються в журналі випробувань із зазначенням часу початку припинення руху, часу початку руху, показання спідометра.

Результати випробувань наведені у табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Результати випробувань паливної економічноств БТР

Дата пробігу	Дорожні умови	Пройдений шлях, км	Загальна витрата пального, л	витрати пального на 1 кілометр шляху в різних дорожніх умовах, л	Середня швидкість руху, км/год
16.09.2019	Рух шосе	112	33,8	0,3	13,5
16.09.2019		100	35,0	0,35	15,8
23.09.2019		110	34,5	0,31	14,0
17.09.2019	Рух по бездоріжжю (пісок)	105	79,7	0,76	19,0
17.09.2019		105	79,0	0,75	18,6
24.09.2019		106	79,1	0,75	18,6
18.09.2019	Рух по ґрунтовій дорозі	110	45,2	0,41	15,2
18.09.2019		107	42,5	0,39	14,4
25.09.2019		108	43,3	0,40	14,8
23.09.2019	Рух по шосе	107,3	34,4	0,32	14,4
24.09.2019	Рух по бездоріжжю (пісок)	105,3	79,3	0,75	18,6
25.09.2019	Рух по ґрунтовій дорозі	108,3	43,7	0,40	14,8

Для підтвердження адекватності математичних моделей, що

використовувалися для розрахунку показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності БТР-70 при його модернізації були проведені такі розрахунки за вихідними даними, отриманими при випробуваннях дослідного зразка.

Так, показники тягово-швидкісних властивостей визначалися за наступними виразами:

- максимальна швидкість руху

$$V_{\max} = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i};$$

- мінімальна стала швидкість

$$V_{\min\ y} = -\frac{m_a g f_0 A_i - K_{\text{В}} F C_i}{m_a g K_f A_i - K_{\text{В}} F B_i} + \sqrt{\left(\frac{m_a g f_0 A_i - K_{\text{В}} F C_i}{m_a g K_f A_i - K_{\text{В}} F B_i}\right)^2 - \frac{m_a g (f_0 B_i - K_f C_i)}{m_a g K_f A_i - K_{\text{В}} F B_i}};$$

- середня швидкість руху

$$V_c = \frac{0{,}27 N_{yo} \eta_m \sum_{i=1}^{n} K_i d_i}{\frac{\gamma_{piN} \sum K_i d_i}{l_i}};$$

- час розгону з місця до швидкості

$$\tau = M_a \delta_o \int_{V_{\text{Н}}}^{V_{\text{К}}} \frac{dV}{aV^2 + bV + c_i};$$

- максимальний кут підйому

$$\sin\alpha_{\max} = \frac{1}{G_a \delta}\left(C_i - G_a g f_0 \cos\alpha - \frac{(B_i - G_a g K_f \cos\alpha)^2}{4A_i}\right),$$

де $a_i = A_i - K_{\text{В}} \cdot F, \quad b_i = B_i - K_f \cdot m_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_a \cdot m_a \cdot g$;

$$A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_м}{r_д r_к^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_м}{r_д \cdot r_к}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_м}{r_д},$$

$$a = \frac{M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$$

$$b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min}) \cdot M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$$

$$c = \left(M_{e\min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e\max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right);$$

$$\delta_i = 1 + \sigma_1 \times u_{ki}^2 + \sigma_2;$$

$$f = f_0 + k_a v^2$$

f_0 – коефіцієнт опору кочення за швидкості 1 м/с;

f_a – коефіцієнт опору кочення при заданій швидкості;

K_a – коефіцієнт, що враховує приріст коефіцієнта f від швидкості руху;

$K_В$ – коефіцієнт опору повітря;

F – площа поперечного перерізу БТР;

$m_а$ – маса БТР;

g – прискорення вільного падіння;

$V_К$, $V_Н$ – кінцева і початкова швидкість в процесі розгону;

$N_{уд}$ – питома потужність БТР;

$\eta_м$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

K_i – відносний шлях руху БТР на i-ій передачі

γ_{piN} – питома тягова сила на i-ій передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності;

l_i – коефіцієнт, що враховує тип закону розподілу швидкості на передачі;

V_i, V_{i-1} – максимальні швидкості на i-ій та $i-1$ передачах.

$d_i = \frac{V_i}{V_{i-1}}$,

V_i, V_{i-1} – максимальні швидкості на i-ій та $i-1$ передачах

Витрата палива в усталеному русі визначалася як

$$Q_S = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6\eta_m \rho_n} \cdot \left(m_a g\psi + \frac{K_B F V^2}{3,6^2} \right),$$

де $q_e = q_{eN} \cdot K_{об} \cdot K_И$,

ρ_n – густина палива;

q_e – питома ефективна витрата палива двигуна.

q_{eN} – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна $N_{\max}$, г/кВт·год;

$K_{об}$ – емпіричний коефіцієнт, що визначає вплив на значення q_e відносної кутової швидкості X_i обертання колінчастого валу;

$K_И$ – емпіричний коефіцієнт впливу на значення q_e ступеню використання $И$ потужності двигуна.

$K_{об} = 1,25 - 0,99X_i + 0,98X_i^2 - 0,24X_i^3$,

$K_И = 3,27 - 8,22И + 9,13И^2 - 3,18И^3$;

X_i – відносна кутова швидкість колінчастого валу;

$И$ – ступінь використання потужності двигуна.

Результати як розрахунків, так і випробувань наведені в табл.4.7

Таблиця 4.7 – Порівняльний аналіз результатів аналітичних і експериментальних досліджень

№ з/п	Найменування характеристик	Результати вимірювань	Розбіжність, %
1	2	3	4
1	Повна маса, кг	11990	-
2	Площа поперечного перерізу, м^2	5,6	-

Продовження таблиці 4.7

1	2	3	4
3	Коефіцієнт опору повітря, $Нс^2/м^4$	-	-
4	ККД трансмісії	-	-
5	Максимальна потужність, кВт при частоті $хв^{-1}$	-	-
6	Максимальний крутний момент, Нм при частоті $хв^{-1}$	-	-
7	Максимальна швидкість руху	75,3	0,8
8	Мінімальна стала швидкість, км/год	3,4	5,6
9	Середня швидкість руху машини в різних дорожніх умовах ($С_{ер}$), км/год.		
10	шосе	45	6,8
11	грантова дорога	37	5,6
12	Час розгону з місця до швидкості 75 км/год, с.	42	5,7
13	Витрата палива на 100 км по дорогах з твердим покриттям, л	32	7,5
14	Витрата палива на 100 км по ґрунтових дорогах, л	40	7,0

Продовження таблиці 4.7

1	2	3	4
15	Витрата палива на 100 км при русі по бездоріжжю, л	75	9,1
16	Максимальний кут підйому, град	30	13,8

4.7. Висновки до розділу

Аналіз результатів розрахунків і випробувань БТР-70 показав наступне:

- максимальна розбіжність у визначенні показників тягово-швидкісних складає 9,4% при русі по бездоріжжю, 13,8% - при подоланні максимального підйому і 7,5% - у всіх інших випадках. Розбіжність у визначенні швидкості руху по бездоріжжю пояснюється тим, що визначити точно опір руху у цьому вибадку не представляється можливим. Розбіжність у визначенні кута підйому пояснюється неможливістю знайти випробувальний майданчик з такими кутами підйому;

- максимальна розбіжність у визначенні показників паливної економічності не перевищує 9,1% при русі по бездоріжжю і 7,5% - у всіх інших випробуваннях.

Таким чином, можна вважати доведеним адекватність математичних моделей, що використовувалися для розрахунків показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності БТР, а відповідно і рекомендацій щодо вибору типу силової установки і передаточних відношень трансмісії.

Матеріали четвертого розділу дисертації опубліковані в роботі:

1. Сахно В.П., Диких О.В. Експериментальні дослідження БТР-70П. *І Всеукраїнська науково-технічна інтернет конференція «АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ БОЙОВОГО ЗАСТОСУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ І РЕМОНТУ ЗРАЗКІВ ОЗБРОЄННЯ ТА ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ»,* м. Вінниця, 17-18 листопада 2022 року.

URL: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/apozbt/apozbt2022/paper/viewFile/16615/13875

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача поліпшення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності БТР-70 при його модернізації шляхом заміни двох бензинових двигунів однакової потужності двома дизелями різної потужності і пропонованою трансмісією.

2. Вибрані та обгунтовані показники для оцінки тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

3. Запропоновано вибір типу силової установки проводити шляхом порівняння відносних показників тягово-швидкісних властивостей БТР-70 і вибором кращого з них. Показано, що кращим за відносними показниками є варіант установки двох дизелів фірми DEUTZ різної потужності. При цьому потужність (161 кВт) від основного двигуна DEUTZ TCD 2013 L4 4V передається тільки на першу і другу вісь, збільшуючи ККД трансмісії до 0,837, шо забезпечує режим руху з максимальною швидкістю. Другий двигун D 914L3 потужністю 43 кВт поряд з першим двигуном забезпечує рух БТР в складних дорожніх умовах при значних величинах опору руху і відносно низьких коефіцієнтів зчеплення (ψ=0,3; φ=0,4 – грунтові дороги у період бездоріжжя), а також при подоланні максимальних підйомів.

4. Показано, що за узагальнюючим показником тягово-швидкісних властивостей - середньою швидкістю руху усі варіанти заміни бензинових двигунів дизелями є майже однаковими. Тому для остаточного вибору типу двигуна необхідно розглянути модернізацію БТР-70, яка передбачає заміну не тільки двигуна, а системи двигун-трансмісія.

5. Встановлено, що паливну економічність автомобіля БТР-70 з різними двигунами і різними типами коробок передач доцільно оцінювати за паливною характеристикою усталеного руху, контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі

автомобіля по дорогам з твердим покриттям і в складних дорожніх умовах. При цьому контрольна витрата палива БТР-70 з двигунами Д245.30Е2 і DEUTZ TCD 2013 L4 4V майже однакова, проте зі збільшенням швидкості руху (в роботу вступають два двигуни) витрата палива з двигунами Д245.30Е2 збільшується і за швидкості 90 км/год сягає майже 33%.

6. Розглянуті різні методики і закони добору передаточних відношень коробки передач БТР-70 за умови установки на ньому двох двигунів DEUTZ TCD 2013. Показано, що кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності забезпечуються за умови вибору передаточних чисел коробки передач за методикою, що визначає мінімальну витрату палива, що потребує створення нової коробки передач.

7. Проаналізована можливість обладнання БТР-70 за умови використання двигунів DEUTZ TC коробками передач, найбільше розповсюджених на вантажних автомобілях. Визначена цільова функція, за допомогою якої встановлено, що за контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335. Пояснюється це тим, що в складних дорожніх умовах збільшення кількості передач призводить до кращого використання потужності двигуна і тягово-швидкісних властивостей автомобіля, зменшуючи тим самим витрату палива.

8. Проведеними експериментальними дослідженнями БТР-70П доведена адекватність математичних моделей, що використовувалися для розрахунків показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності БТР, а відповідно і рекомендацій щодо вибору типу силової установки і передаточних відношень трансмісії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бронетранспортер БТР-70: веб-сайт. URL: https://mil.in.ua/uk/articles/bronetransporter-btr-70/ (дата звернення: 15.07.2020).

2. Мазін С.П., Маренко Г.М., Скиба А.Г., Франков В.М. Пропозиції щодо вдосконалення конструкцій бронетранспортерів Національної гвардії України. *Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ»*. Луцьк, 2017. Випуск № 60 (111). С. 86.

3. Пісарєв В.П., Горбунов А.П. Визначення впливу конструкції і характеристик пружних елементів підвіски на властивості бойової колісної машини. *Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України*. Харків, 2009. Вип. 2 (14). С. 36- 39.

4. Літвінов О.В. Експериментальне оцінювання показників динаміки та опору руху спеціалізованої колісної техніки. *Механіка та машинобудування*. Харків, 2017. №1. С. 278-288.

5. Режим доступу: http://www.ukrrudprom.com /digest /Radikalnaya _modernizatsiya _Kak_iz_starogo_sovetskogo_BTR

6. Сахно В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70 /В.П.Сахно, О.В. Диких//Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту Озброєння та Військової техніки Збройних Сил України. – 2021. - Ст. 376 - 385.

7. Бобер А.В., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьминский В.А., Федянин А.В. Сравнительная оценка силовых установок БТР-4 с различными двигателями. *Механіка та машинобудування*. Харків 2014, № 1. С. 58-67. URL: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/16938/1/MM_2014_1_Bober_Sravnitelnaya.pdf (дата звернення: 08.09.2020).

8. Кайдалов Р.О., Страшний І.Л., Маренко Г.М., Диких О.В. Дослідження раціональних варіантів модернізації бронетранспортера БТР-70. *Збірник*

наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків, 2021. Вип. 1 (37). С. 60-69. ISSN 2409-7470. DOI: https://doi.org/10.33405/2409-7470/2021/1/37/237850

9. Стримовский С.В., Слюсаренко Ю.А., Соловьев В.М. Анализ трансмиссий современных легкобронированных колесных военных машин и их влияние на параметры подвижности. *Інтегровані технології та енергозбереження*. Харків, 2014. Вип. 3’2014. С. 97-110. URL: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/16669/1/ITE_2014_3_Strimovskiy_Analiz_transmissiy.pdf (дата звернення: 24.09.2020).

10. Жирохов М. Пристрасті за БТРами: у чому головна проблема української оборонки: веб-сайт. URL: https://www.dsnews.ua/ukr/politics/na-nemetskih-motorah-pochemu-ukrainskie-btr-demonstriruyut-05022018080000 (дата звернення: 04.02.2019).

11. Стримовский С.В. Перспективные направления повышения тягово-скоростных и топливо-экономичных характеристик военных машин. *Механіка та машинобудування*. Харків, 2012. №2. С. 165-177.

12. Стримовский С.В. Разработка гибридной силовой установки с электромеханической трансмиссией для военных колесных машин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування*. Харків, 2018. № 29 (1305) 2018. С. 100-107.

13. Поторока А.В., Решетило Е.И., Гращенков Г.П., Липовец В.В., Евтушенко В.В., Бондарь А.И. Применение электромеханических трансмиссий для машин класса бронетранспортеров. *Механіка та машинобудування*. Харків, 2012. №2. С. 152-158.

14. Гнатов А., Архун С., Понікаровська С. Енергозберігаючі технології для міського автобусного транспорту. International Journal of Automotive and

Mechanical Engi- пильство. 2017. Вип. 14, № 4. С. 4649–4664. (Scopus, квартиль Q2)

15. Двадненко В., Архун С., Богаєвський А., та ін. Поліпшення економічного та екологічні характеристики автомобіля з системою старт-стоп. Міжнародний журнал електричних і гібридних транспортних засобів. 2018. Вип. 10, № 3. С. 209–222. (Scopus, Web of Science, квартиль Q3)

16. Гнатов А., Архун Щ., Дзюбенко О., та ін. Вибір електродвигунів схеми з'єднання в електричному машинному блоці пристрою вироблення електроенергії. Majlesi журнал електротехніки. 2018. Вип. 12, № 4. С. 85–93. (Scopus)

17. Dynamics Hybrid Vehicle Driven with Electric Motor Driving Wheels from Batteries Bazhinov, A., Bazhinova, T., Podrigalo, M., ...Haiek, Y., Sierikova, I. SAE Technical Papersthis link is disabled, 2022, (2022)

18. О. Клименко (2020). Результати дослідження знижених викидів забруднюючих речовин дорожніми транспортними засобами різних екологічних класів «Євро» як основа маркування екологічної небезпеки. Східно-Європейський журнал корпоративних технологій, Випуск 1/10(103) 2020, сторінки 42-52. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.196985 (журнал індексовано в Scopus).

19. Erkhart P. Elektrische Kraftübertragung – Technologie und praktische Anwendung, Soldat und Technik, Mai, 2003, pp. 22–27. – Available at : http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. (accessed 03.03.2016).

20. Walentynowicz Je. Hybrid and electric power drive combat vehicles. Journal of KONES Powertrain and Transport, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 471–478.

21. Jelektricheskie transmissii dlja sovremennyh boevyh mashin [Electrical transmissions for modern combat vehicles] / Ron Hjer, Alan Lose, representatives of the group "Derens Systems" FMC company. – Available at : http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. (accessed 04.01.2017).

22. Gnatov A. V., Argun Shh. V., Trunova I. S. Teoriya elektropry`vodutransportny`x zasobiv: pidruchny`k [The theory of electric vehicles: a textbook] / Kharkiv, Kharkiv National Automobile and Highway University publ., 2015, 292 p.

23. Сахно В.П., Диких О.В. До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач. *Вісник Національного транспортного університету*. Київ, 2021. Вип. 3 (50). С. 198-209. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-3-50-198-209

24. Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посіб. Київ: КВІЦ, 2004. 174 с.

25. Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В., Стельмащук В.В., Онищук В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2020. №2 (15). С. 134-146. ISSN 2313-5425. DOI: https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.401

26. Грицук І., Волков В., Матейчик В., Грицук Ю. та ін. «Інформаційна модель V2I системи дистанційного моніторингу та контролю технічного стану автомобіля в умовах експлуатації», SAETechnical Paper 2018-01. -0024, 2018. URL: https://saemobilus.sae.org/content/2018-01-0024/

27. Сахно В.П., Савостін-Косяк Д.О., Диких О.В. До вибору передаточних відношень коробки передач при модернізації автомобіля БТР-70. *Transport Means Engineering. Operation, Fuels and Safety. Monograph, series: Mechanical Engineering*. 2022. С. 29-36. ISSBN 978-83-7934-606-6.

28. Лютенко В. Є., Чеверда О. В., Похожай А. А., Криворот А. І., Горбан О. В. Аналіз методів розрахунку передаточних чисел трансмісії вантажних автомобілів // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. Редкол.: О. Г. Онищенко (гол. ред.) та ін. – Вип. 20. – Полтава: ПолтНТУ, 2007. – С. 26-30.

29. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: [навчальний посібник] /В.П.Сахно, А.П.Костенко, М.І.Загороднов та ін.–Донецьк:Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.
ISBN 978-617-579-925-3 (Ч. 1)

30. Abdulgazic A. New approach to assessment of vehicles traction dynamics. / A. Abdulgazic, M.Podrigalo // YCMT MTE 2020. IOP Cont. Series: Material Science and Engineering. 2020 – 052coo
doi:1088/1757-899x/971/5/052100. – с. 1-7.

31. Сахно В.П., Сирота В.І. та ін. Автомобілі. Теорія: [навчальний посібник] – Одеса: Військова академія, 2017. -414 с.

32 Волков В. П. Основи теорії експлуатаційних властивостей автомобіля : навч. посіб. / В. П. Волков, Кравченко О. П. Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2009. 248 с.

33. Волонцевич Д.О., Веретенніков Є.О. Методика комплексної оцінки динамічності військових гусеничних та колісних машин на етапі структурно-параметричного синтезу їх трансмісій. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування*. Харків, 2011. №8. С. 50-56.

34 С.П. Мазін, В.М. Франков, О.В. Пархомчук. Дослідження напрямків удосконалення силових установок і трансмісій та пропозиції щодо нової конструкції автомобіля з гібридною силовою установкою для спец підрозділів ВВ МВС України. Зб. наук. праць Академії внутрішніх військ МВС України /редкол.: О.О.Морозов та ін. – Х . : Акад. ВВ МВС України, 2009. – Вип. 2 (14). – 104 с.

35. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Сєріков С.А., Гнатов А.В., Колєсніков А.В. Гібридні автомобілі. – Харків, ХНАДУ, 2008. – 327 с.

36. Сахно В.П., Диких О.В., Гуляєв А.В., Скрипник М.А., Глазкова С.В. До вибору двигунів при модернізації БТР-70. *Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту озброєння та військової техніки ЗСУ*. 2021. № 1(80) С. 376-385. (інв. № 5777т) ISSN 2414-0651, № 409 від 17.03.2020.

37. Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О., Мормило Я.М., Яремченко А.С., Карпов В.О. Тяговый баланс перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування*. Харків, 2017. № 5 (1227). С. 168-172.

38. Захарчук В. Вибір раціонального типу палива для технологічних транспортних засобів / Захарчук В., Грицук І., Захарчук О., Головань А. та ін. // SAE Technical Paper 2018-01-1759. , 2018. (Scopus). КДПУ. - 2002. - Вип. 3(14). - С. 105 – 107/

39. Пилипчук М.М. Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель: автореф. дис. на соиск. ученной степени канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобили и тракторы” / М. М. Пилипчук. Укр. трансп. ун-т. - К., 1997 - 24 с.

40 Пилипчук М.М. Метод определения передаточных чисел коробки передач, обеспечивающих высокие разгонные качества автомобіля / М.М. Пилипчук // Автошляховик України - 1997. - № 1. - С. 19 - 21.

41. Захарчук В. Когнітивна модель двигуна внутрішнього згоряння / В. Вичузанін, І. Грицук. та ін., // Технічний документ SAE 2018-01-1759, 2018. (Scopus).

42. Горбаха М.М. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля „Газель” з різними силовими агрегатами // Вісник НТУ. – 2003. – Випуск 8. – С. 307-310.

43. Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А., Костяник И.В., Пасечный С.С., Воронцов С.Н., Пылева Т.К. К вопросу оптимизации передаточных чисел

планетарной коробки передач бронетранспортера БТР-4. *Механіка та машинобудування*. Харків, 2014. № 1. С. 75-82.

44. Бобер А.В., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьминский В.А., Федянин А.В. Сравнительная оценка силовых установок БТР-4 с различными двигателями. *Механіка та машинобудування.* Харків, 2014. № 1. с. 58-67.

45. Стримовский С.В., Слюсаренко Ю.А., Соловьев В.М. Анализ трансмиссий современных легкоброниро-ванных колесных военных машин и их влияние на параметры подвижности. *Інтегровані технології та енергозбереження*. Харків, 2014. №3. С. 97-107.

46. Стримовский С.В. Разработка гибридной силовой установки с электромеханической трансмиссией для военных колесных машин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування*, Харків, 2018. № 29 (1305) 2018. С. 100-107.

47. Сахно В.П., Поляков В.М., Біліченко В.В., Мурований І.С., Шарай С.М. До порівняльної оцінки автопоїздів з тягачами категорії N3 за показниками тягово-швидкісних властивостей. *Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал*. Вінниця, 2019. № 1(9). С. 141-149.

48. Ситовский О.П. Підвищення техніко-експлуатаційних властивостей легкових автомобілів малого класу підвищенної прохідності шляхом оптимізації параметрів системи «двигун-трансміссія»: дис… канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2002. 140 с.

49. Горбаха М.М. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів категорії N1 при їх переобладнанні: дис… канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2006. 157 с.

50. Дембіцький В. Вплив системи «транспортний засіб – водій – дорога – середовище» на енергоефективність транспортних засобів з електроприводом / Валерій Дембіцький, Олег Сітовський, Василь Павлюк // Матеріали ICCPT

2019, 28-29 травня 2019 р. — Крячок. : ТНТУ, Наукове видавництво «SciView», 2019. — С. 162–173.

51. Дембіцький В. Використання кривих Безьє для моделювання циклів руху транспортних засобів / В. Дембіцький //Машинобудування на транспорті. – 2021. – Т. 23, № 1. – С. 65-75. https://doi.org/10.26552/com.C.2021.1.B65-B75 (SCOPUS)

52. Сахно В.П., Савостін-Косяк Д.О. Нормування витрати палива для міських автобусів з дизельним двигуном. *Вісник Національного транспортного університету. Серія: Технічні науки*. Київ, 2017. Вип. 3. С. 141-15.

53. Жаров К. С. До вибору типу автомобіля-тягача триланкового автопоїзда за показниками паливної економічності / К. С. Жаров // Автошляховик України. – 2008. – № 4. – С. 17–21.

54. Podrigalo, M. «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units» / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020. Doi:10.4271/2020-01-2014. (Scopus Q2).

55. Прикладна теорія руху автопоїзда: навч. посібн. /Сахно В.П., Поляков В.М., Шарай С.М., Босенко В.М. – К.: НТУ, 2016 – 232 с.

56. Грицук І., Волков В., Матейчик В., Грицук Ю. та ін. «Інформаційна модель V2I системи дистанційного моніторингу та контролю технічного стану автомобіля в умовах експлуатації», SAETechnical Paper 2018-01. -0024, 2018. URL: https://saemobilus.sae.org/content/2018-01-0024/Technical Yuri Kondratyuk University, 2018. – Issue 2 (51). P. 187 – 195.

57. Павленко А.В. Перспективы улучшения скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей КрАЗ / А.В. Павленко // Вісник

Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ. - Кременчук, КДПУ. - 2002. - Вип. 3(14). - С. 105 – 107.

58. Корпач О.А. Методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального часу розгону автомобіля. *Вісник Національного транспортного університету*. Київ, 2013. Вип. 27. С. 284-290.

59. Сахно В.П., Корпач О.А. Методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального шляху розгону автомобіля. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування*. Харків, 2013. № 29 (1002). С. 3-9.

60. Сахно В.П, Павленко А.В. Визначення часу розгону вантажного автомобіля при його проектуванні. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів*. Київ, 2002. Вип. 12. С. 30-32.

61. Сахно В.П., Поляков В.М., Жаров К.С. Аналіз способів оцінювання та покращення паливної економічності вантажних автомобілів. *Вісник Національного транспортного університету. Серія: Технічні науки*. Київ, 2014. Вип. 30. С. 339-348.

62. Брегіда Ф.М., Горбаха М.М., Корпач О.А. Вплив передаточних чисел трансмісії на показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах. *Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1*. Київ, 2010. Вип. 21. С. 113-118.

63 Сахно В.П., Сирота В.І., Павленко О.В. Вплив ряду передаточних чисел трансмісії на показники швидкісних властивостей і паливної економічності вантажних автомобілів. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць*. Київ, 2002. Вип. 13. С. 183-188.

64. Бумага О.Д. Покращання показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2005. 20 с.

65. Сахно В.П., Міщенко М.І., Філіпова Г.А., Шарай С.М., Сітовський О.П. До визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля малого класу підвищеної прохідності. Вісник ТАУ та НТУ. - Київ: ТАУ. 2002. С 34-41.

66. Сахно В.П., Шарай С.М., Корпач О.А. До визначення середньої швидкості руху автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах. *Вісник Севастопольського національного технічного університету: зб. наук. пр.. Серія: Машиноприладобудування та транспорт*. Севастополь, 2012. Вип. 134/2012. С. 48-51.

67. Криворот А.І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі: Дис… канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2020. 170 с.

68. Захарчук В.І. The study of operational parameters of a weeled tractor with a gaz engine /Захарчук О.В., Куць Н.Г.// ISB-INMATEH, Bucharest, 2017. – P. 81-86.

69. Сахно В., Корпач О., Мурований І., Стельмащук В., Кузнєцов Р., Онищук В. Вплив технічного стану ходової частини сідельного тягача та напівпричепа на паливну ефективність тягача. Eastern-European Journal of Enterprise Technologiesце посилання вимкнено. 2017, 6 (190), С. 37–43 (журнал індексовано в Scopus).

70. Сахно В.П., Диких О.В. До визначення передаточних відношень трансмісії при модернізації БТР. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems»*, м. Кропивницький, 14-16 квітня 2021. Кропивницький, 2021. С. 86-89.

71. Сахно В.П., Диких О.В. До питання створення причіпного автобусного поїзда. *Науково-технічний збірник «Автомобільні дороги і дорожнє будівництво»*. Київ, 2022. Вип. 111/112. С. 67-63. DOI: 10.33744/0365-8171-2022-111-260-268

72. Improvement of Engine Indicators during their Work on Gas Fuels/ Victor Zaharchuk, Oleh Zaharchuk, Mykola Skalyha, Larisa Pylypiuk , Ihor Shlonchak // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021– p. 401-410 (Scopus).https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_40

73. Іванушко О., Сахно В. Обґрунтування та вибір критеріїв до моделювання раціональних режимів технічного обслуговування і ремонту. *Systemyi Srodki TransportuSamochodowego. WybraneZagadnienia :monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria Transport.* Rzeszów, 2017. № 10. С. 35-44.

74. Михайло Абович Подригало, Володимир Миколайович Краснокутський, Віталій Альбертович Кашканов, Олександр Сергійович Ткаченко, Олександр Григорович Янчик. Покращення тягового-швидкісних властивостей вдосконаленням методів вибору параметрів моторно-трансмісійної установки автомобіля //Вісник машинобудування та транспорту. Том 13 №1 (2021). – С. 111-117

DOI https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-13-1-111-117

75. Корпач А.О. Вибір схеми причіпного автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей / А.О. Корпач, О.А. Корпач, О.М Тімков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: ЛНТУ, 2022. –№1(18). – С.123-132. – Режим доступу: https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.768

76. Корпач О. А. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах : дис…канд. техн. наук: 05.22.02. Київ : НТУ. 171 с.

77. Жаров К.С. Дослідження середньої швидкості руху та продуктивності автопоїздів. *Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1*. Київ, 2008. № 17. С. 126-133.

78. Сахно В.П., Жаров К.С. Вплив конструктивних параметрів автопоїзда на його продуктивність та економічність. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*. Донецьк, 2010. № 2. С. 68-78.

79. Ogorkevich R.M. Electric transmission progress in Germany. *International defense review*. 1992. № 2. pp. 153-154. URL: http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm (дата звернення 04.01.2017).

80. Сахно В.П., Диких О.В. Експериментальні дослідження БТР-70П. *Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної інтернет конференції «Актуальні проблеми бойового застосування та експлуатації і ремонту зразків озброєння та військової техніки (держреєстрація №444 УкрІНТІ від 12 жовтня 2022 р.)*. Вінниця, 2022. С. 62

ДОДАТКИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор приватного акціонерного товариства «НВО «ПРАКТИКА»

Сергій ЗАЙЧЕНКО

«16» 11 2022 року

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70» на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю – 274 «автомобільний транспорт» **Диких Олександра Вікторовича** у виробничу діяльність

Комісія у складі: заступника директора «НВО «ПРАКТИКА» Кривого В.І., начальника управління сертифікації, стандартизації та якості Шарий С.П., завідувач лабораторії Риппа О.М. склала цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження у встановленні якісних і кількісних показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70 в залежності від типу і складу силової установки і передаточних відношень трансмісії, а також в обгрунтуванні силової установки у складі двох двигунів різної потужності мають необхідний теоретичний рівень і можуть бути використані та враховані в «НВО «ПРАКТИКА» під час розробки, модернізації та переобладнанні колісних бронетранспортерів.

Заступник директора «НВО «ПРАКТИКА» В.І. Кривий

Начальник управління сертифікації, стандартизації та якості С.П. Шарий

Завідувач лабораторії О.М. Риппа

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший заступник начальника
Національної академії НГУ
з навчальної та методичної роботи
полковник
Владислав ЄМАНОВ

20.12.2022 року

АКТ

впровадження результатів дисертаційного дослідження «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70» на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю – 274 «автомобільний транспорт» Диких Олександра Вікторовича у освітню діяльність Національної академії Національної гвардії України

Комісія у складі: голова комісії – начальник кафедри автобронетанкової техніки факультету логістики полковник Нікорчук А.І., члени комісії: заступник начальника кафедри автобронетанкової техніки полковник Шаповалов О.І., доцент кафедри полковник Цебрюк І.В., старший викладач кафедри автобронетанкової техніки підполковник Яковлев О.В., склала цей акт про те, що опубліковані результати дисертаційного дослідження «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70» на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю – 274 «автомобільний транспорт» Диких Олександра Вікторовича використовуються в освітньому процесі Національної академії Національної гвардії України під час викладання дисциплін «Будова бронетанкової техніки та водіння бойових машин», «Автомобільна техніка», а саме:

1. Сахно В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70 /В.П.Сахно, Д.М.Ященко, О.В.Диких, В.В.Стельмащук, В.П.Онищук//Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2020. - №2(15). – С.134-146;

2. Сахно В.П., Диких О.В., Гуляєв А.В., Скрипник М.А., Глазкова С.В. До вибору двигунів при модернізації БТР-70. Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту озброєння та військової техніки ЗСУ. 2021. № 1(80) С. 376-385 (інв. № 5777т);

3. Сахно В.П., До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач/В.П.Сахно, О.В.Диких// Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2021. – Випуск. – С.198-209;

4. Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В. До вибору типу силової установки при модернізації БТР-70. // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції з проблем вищої освіти і науки «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту». Державний університет «Житомирська політехніка», м. Житомир, 26-28 жовтня 2020. – С. 60-62;

5. СахноВ.П., Диких О.В., До визначення передаточних відношень трансмісії при модернізації БТР // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems"14-16квітня 2021року, м. Кропивницький. – С.86-89;

6. Кайдалов Р.О., Страшний І.Л.,Маренко Г.М., Диких О.В., Дослідження раціональних варіантів модернізації бронетранспортера БТР-70. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. 2021. Вип. 1 (37). С. 60-69;

7. Сахно В.П. До питання створення причіпного автобусного поїзда /В.П.Сахно, О.В.Диких // НТЗ НТУ «Автомобільні дороги і дорожнє будівництво». – Київ, вип. 111/112 – 2022. – С. 67–63;

Використання матеріалів дисертаційного дослідження Диких Олександра Вікторовича сприятиме підвищенню рівня технічних знань слухачів Національної академії Національної гвардії України.

Голова комісії:	полковник	Андрій НІКОРЧУК
Члени комісії:	полковник	Олександр ШАПОВАЛОВ
	полковник	Іван ЦЕБРЮК
	підполковник	Олексій ЯКОВЛЕВ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Державного науково-дослідного інституту МВС України

доктор юридичних наук, професор

Михайло Вербенський

19. 12. _____2022 року

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70» на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю – 274 «автомобільний транспорт» Диких Олександра Вікторовича у науково-дослідницьку діяльність

Комісія у складі: заступника директора ДНДІ МВС України, доктора юридичних наук, професора Смерницького Д.В., завідувача науково-дослідної лабораторії криміналістичної та спеціальної техніки ДНДІ МВС України кандидата технічних наук Гуляєва А.В., провідного наукового співробітника науково-дослідного відділу №3 науково-дослідної лабораторії криміналістичної та спеціальної техніки ДНДІ МВС України кандидата технічних наук Марченка О.С., провідного наукового співробітника відділу спеціального транспорту науково-дослідної лабораторії спеціального транспорту та форменого одягу ДНДІ МВС України Кисіля М. В. склала цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження у встановленні якісних і кількісних показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70 в залежності від типу і складу силової установки і передаточних відношень трансмісії, а також в обґрунтуванні силової установки у

складі двох двигунів різної потужності мають необхідний теоретичний рівень і можуть бути використані та враховані під час розробки технічних завдань на модернізацію чи переобладнання колісних бронетранспортерів та розробки програми та методики проведення їх випробувань.

Заступник директора ДНДІ МВС України,
доктор юридичних наук, професор **Дем`ян Смерницький**

Завідувач науково-дослідної лабораторії
криміналістичної та спеціальної техніки
ДНДІ МВС України кандидата технічних наук **Андрій Гуляєв**

Провідний науковий співробітник
науково-дослідного відділу №3
науково-дослідної лабораторії
криміналістичної та спеціальної техніки
ДНДІ МВС України кандидат технічних наук **Олександр Марченко**

Провідний науковий співробітник
відділу спеціального транспорту
науково-дослідної лабораторії спеціального
транспорту та форменого одягу ДНДІ МВС України **Микола Кисіль**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший заступник командувача Національної гвардії України (начальник штабу)

генерал-лейтенант

_____ **Володимир КОНДРАТЮК**

«___» _____2022 року

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70» на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю – 274 «автомобільний транспорт»

ДИКИХ Олександра Вікторовича

у практичну діяльність

Комісія у складі: начальника управління озброєння та техніки логістики Головного управління Національної гвардії України полковника Коросташа В.В., начальника відділу бронетанкового озброєння та техніки Головного управління Національної гвардії України полковника Нестеренка І.О., начальника служби ремонту бронетанкового озброєння та техніки Головного управління Національної гвардії України підполковника Ющенка Ю.В. склала цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження ДИКИХ О.В. у встановленні якісних і кількісних показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації

БТР-70 в залежності від типу і складу силової установки і передаточних відношень трансмісії, а також в обґрунтуванні силової установки у складі двох двигунів різної потужності мають необхідний теоретичний рівень і можуть бути використані та враховані під час модернізації та переобладнання колісних бронетранспортерів для потреб Національної гвардії України та при проведенні їх випробувань.

Начальник управління озброєння
та техніки логістики ГУ НГУ
полковник **Володимир КОРОСТАШ**

Начальник відділу бронетанкового озброєння
та техніки ГУ НГУ
полковник **Ігор НЕСТЕРЕНКО**

Начальник служби ремонту
бронетанкового озброєння та техніки ГУ НГУ
підполковник **Юрій ЮЩЕНКО**

2

ЗАТВЕРДЖУЮ

Начальник центру наукових досліджень у сфері безпеки на транспорті
ДП "ДЕРЖАВТОТРАНСНДІПРОЕКТ"

_____Андрій ГОРПИНЮК

„22 " грудня 2022 р.

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи «Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70» Олександра ДИКИХ

Підрозділи Національної гвардії Україніки озброєні бронетранспортерами: БТР-60 та БТР – 70. Зазначені бронетранспортери мають відносно низькі показники паливної економічності та плавності ходу.

Усунення вказаних недоліків може бути вирішено шляхом розроблення нових конструкцій бронетранспортерів на базі сучасних агрегатів автомобілів, що серійно виготовляються в Україні та за її межами, застосування в нових конструкціях сучасних технічних рішень в компонувальних схемах – силовий агрегат-трансмісія.

Проектування, модернізація військової техніки передбачає поліпшення його певних властивостей, які називають потенційними. Такі функціональні властивості забезпечують автомобілю виконувати функції, визначені його транспортним призначенням.

Система «двигун-трансмісія» в основному впливає на тягово-швидкісні властивості, паливну економічність та екологічну безпеку транспортних засобів. Оптимізація параметрів системи «двигун - трансмісія» автомобілів передбачає пошук рішень, які дозволяють узгодити вихідні параметри двигуна та передаточні числа трансмісії, щоб при комплектуванні автомобіля різними типами двигунів і різними трансмісіями показники тягових властивостей автомобіля, динаміки його розганяння та певною мірою технічна швидкість і паливна економічність були близькими між собою і знаходилися у певних допустимих межах. Для цього необхідно розробити достовірний метод визначення ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля, який враховував би заміну двох бензинових двигунів на дизелі, що передбачено модернізацією БТР-70.

Заслуговує на увагу методика вибору типу та складу силової установки при модернізації БТР-70, зокрема двох двигунів різної потужності, за яких забезпечуються необхідні показники тягово-швидкісних властивостей, а також методика вибору коробки передач із існуючого ряду або вибору передаточних відношень коробки передач при її виготовленні, за яких забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності при модернізації БТР-70.

Розроблена методика використовується відділом оцінки відповідності переобладнання транспортних засобів та їхніх складових частин ДП "ДержавтотрансНДІпроект" при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо поліпшення показників тяеово-швидкісних властивостей та паливної економічності спеціальної колісної техніки як військового, так і цивільного призначення.

Вважаємо за необхідне звернути увагу на своєчасність та доцільність досліджень, проведених дисертантом на тлі підвищення вимог до тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності спеціальних автомобілів як в процесі проектування, так і експлуатації.

Завідувач відділу оцінки відповідності переобладнання транспортних засобів та їхніх складових частин Денис ПОПЕЛИШ