

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Череватенко Галина Ігорівна

УДК 631.37+631.17.004

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ОРНОГО
АГРЕГАТУ ПОКРАЩЕННЯМ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ**

13 – Механічна інженерія
133 – Галузеве машинобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

 (Г. І. Череватенко)

науковий керівник доктор технічних наук,
професор Антощенко Роман Вікторович

Харків – 2025 р.

АНОТАЦІЯ

Череватенко Г. І. Підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягово-зчіпних властивостей. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Державний біотехнологічний університет, Харків, 2025.

В останні роки для підвищення ефективності використання засобів механізації в агропромисловому комплексі, однією з основних складових яких є колісні трактори, все частіше застосовуються енергоємні сільськогосподарські агрегати, що мають високу продуктивність. Це дозволяє підвищити ефективність використання та знизити техногенний вплив на ґрунт за рахунок зниження кількості проходів. В агропромисловому виробництві все частіше застосовуються або енергоємні або багатоопераційні (комбіновані агрегати), що мають високу продуктивність. Використання таких машинно-тракторних агрегатів (МТА) передбачає застосування тракторів із високими тягово-зчіпними властивостями. Колісні повнопривідні трактори мають високу прохідність та їх можна віднести у окрему групу засобів через специфіку їх конструктивного виконання та умов застосування. Колісні повнопривідні трактори високої прохідності переважно використовують на ґрунтах з низькою несучою здатністю, при експлуатації по бездоріжжю або ґрунтових дорогах низької якості, де вони можуть рухатися з високими середніми швидкостями. Удосконалення конструкцій та створення нових тракторів підвищеної енергоефективності та енергонасиченості потребує поглиблених досліджень динаміки трансмісії особливо повнопривідних машин у складі МТА. Залишається недостатньо дослідженим проблема оцінки впливу конструктивних параметрів трактора на тягово-динамічні показники у складі орного МТА з урахуванням конструкції і режимів роботи трансмісії. Тому дослідження, присвячені підвищенню ефективності функціонування

орного агрегату покращенням тягових властивостей, є актуальними та перспективними для сільськогосподарського виробництва України.

Дисертаційне дослідження проведено відповідно до науково-дослідних робіт Державного біотехнологічного університету: «Інноваційні засади створення вимірювальної системи динаміки мобільних машин шляхом урахування режимів роботи, динамічних навантажень та конструкцій» (ДР № 0122U000747, 2022–2024 рр.); «Розробка та удосконалення мехатронних машино-технологічних систем, що відповідають вимогам ергономіки, технічної естетики та охорони праці для механізованого виробництва сільськогосподарської продукції на основі енергозберігаючих та економічно безпечних технологій» (ДР № 0123U101678, 2023-2025 рр.); регіональних програм: «Стратегія сталого розвитку Харківської області на 2021 – 2027 рр.», «Найважливіші проблеми АПК на період до 2023 року». Результати роботи спрямовано на реалізацію Проекту ЄС «Підтримка впровадження сільськогосподарської та продовольчої політики в Україні».

Наукова новизна дослідження. *Вперше* встановлено взаємозв'язок тягово-енергетичних показників повнопривідного колісного трактора з геометричними параметрами рами; *вперше* визначено залежності тягово-енергетичних показників функціонування повнопривідного колісного трактора у складі орного МТА з урахуванням режимів блокування диференціалів. *Удосконалено* розрахунок теоретичної тягової характеристики трактора, що враховує геометричні параметри рами та конструкції трансмісії.

Мета дослідження: підвищення ефективності функціонування орного агрегату шляхом покращення тягово-енергетичних показників через обґрунтування геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора.

Для досягнення поставленої мети було передбачено вирішення таких завдань: виконати аналіз методів та засобів шляхом покращення тягово-енергетичних показників орних МТА; теоретично дослідити вплив геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники

орного МТА; провести теоретичний аналіз впливу динаміки блокованих диференціалів на тягово-енергетичні показники орного МТА; обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування вимірювальної системи динаміки та енергетики орного МТА; експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує динаміку трансмісії.

Об'єкт дослідження: процес руху МТА, його зв'язок з динамічними процесами, що відбуваються у трансмісії та геометричними параметрами рами трактора.

Предмет дослідження: закономірності впливу геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів на динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі орного МТА.

При проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії ХТЗ-240К прийняті до впровадження у виробництво на ПАТ «ХТЗ» та Харківською філією Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого»: метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату; метод оцінки тягово-енергетичних показників функціонування повнопривідного колісного трактора у складі орного машинно-тракторного агрегату з урахуванням конструкції трансмісії. Розроблені методи оцінки ефективності функціонування орного МТА у ПП Агро-Глянь та ПСП «Лілія» дозволили підвищити ефективність функціонування орного агрегату у складі повнопривідного колісного трактора через покращення тягових властивостей трактора шляхом обґрунтування оптимальних геометричних параметрів трактора та режимів експлуатації. Застосування модернізованої трансмісії на тракторах серії ХТЗ-240К у складі орних агрегатів приводить до підвищення швидкості руху на 5,5 %, зниження витрати палива на 0,51 кг/га.

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної задачі, що виявляється у покращенні тягово-зчіпних властивостей трактору у складі орного машинно-тракторного агрегату шляхом обґрунтування конструктивних параметрів трактора та режимів роботи. Це дозволило підвищити ефективність функціонування орного агрегату через застосування блокованих диференціалів та модернізації рами трактора.

Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача підвищення ефективності функціонування орного агрегату за рахунок збільшення тягових властивостей колісного трактора. Встановлено, що підвищення енергоємності тракторів не приводить до пропорційного зростання тягових показників через вплив конструкцій трансмісії та диференціалів.

Вирішено науково-прикладну задачу, спрямовану на підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягово-зчіпних властивостей шляхом обґрунтування конструктивних параметрів рами трактора та режимів блокування диференціалів. Математичним моделюванням функціонування орного МТА обґрунтовано взаємозв'язок конструктивних параметрів рами трактора та режимів блокування диференціалів на тягово-енергетичні і динамічні показники агрегату. Обґрунтування параметрів трактора у складі орного МТА дозволили підвищити продуктивність агрегату на 15%, знизити витрату палива на 14%.

Визначено, що нормальні реакції на передніх колесах досліджуваного трактора перевищують в 1,95 рази нормальні реакції на задніх колесах, що призводить до витрат потужності на кінематичну невідповідність. Збільшення відстані від шарніру напіврами до вісі передніх коліс (l_1) підвищує коефіцієнт кінематичної невідповідності. Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до зниження тягової потужності на задніх колесах трактора, що відбувається через зниження нормальних реакцій на задніх колесах. Підвищення тягово-енергетичні показників можна досягти зменшенням відстані l_1 або збільшенням l_2 , або

баластуванням задньої піврами трактора.

Визначено залежності нормальних реакцій, дотичних сил тяги та тягових потужностей на колесах трактора від зміни відстані від шарніру до осей ведучих коліс. На відміну від відомих методів, запропонований метод дозволяє визначати тягово-енергетичні параметри функціонування трактора для всіх ведучих коліс.

Теоретичними дослідженнями визначено, що траєкторії руху піврам трактора при блокованому диференціалі являються прямолінійними. Кути повороту піврам трактора $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$ rad (при $\psi = 5^\circ$ та $\psi = 10^\circ$). При розблокованому диференціалі траєкторії руху піврам трактора являються нелінійними. Кути повороту піврам трактора збільшуються від $\gamma_1 = 0$ rad, $\gamma_2 = 0,05$ rad до $\gamma_1 = 0,89$ rad; $\gamma_2 = 0,71$ rad (при $\psi = 5^\circ$); від $\gamma_1 = 0$ rad, $\gamma_2 = 0,01$ rad до $\gamma_1 = 1,78$ rad; $\gamma_2 = 1,434$ rad (при $\psi = 20^\circ$). Встановлено, що дотичні сили тяги на передніх колесах повнопривідного трактора знаходяться в межах від 3550 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 4250 Н ($\psi = 20^\circ$); для задніх – від 1325 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 1855 Н ($\psi = 20^\circ$). Для режиму блокованих диференціалів сили тяги на передніх колесах трактора складають 3530 Н; задніх – 1870 Н.

За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень орного МТА у складі трактора ХТЗ-17221 та плуга ПЛН-5-35 встановлено, що блокування диференціалів на тракторі приводить до підвищення швидкості руху на 5,5 %, зниження витрати палива на 0,51 кг/га. Визначено, що розбіжність між експериментальними значеннями динамічних та енергетичних параметрів МТА та теоретичними не перевищує 11 %.

Розроблені заходи покращення тягово-зчіпних властивостей трактору у складі орного агрегату дозволити отримати економічний ефект у розмірі 536020 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,55 р. Результати дослідження впроваджено на ПАТ «ХТЗ» з економічним ефектом 536 тис. грн, ТОВ «Торговий дім «ХТЗ»» з економічним ефектом 220 тис. грн. Результати роботи прийнято до використання у ПП «Агро-Глянь» та приватне

сільськогосподарське підприємство «Лілія» і впроваджено у навчальний процес Державного біотехнологічного університету.

Ключові слова: трактор, плуг, орний машинно-тракторний агрегат, динаміка, трансмісія, диференціал, рама, відстань, сила тяги, тягово-енергетичні показники, вимірювальна система, експериментальні дослідження, економічна ефективність.

Список публікацій, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Roman Antoshchenkov, Ivan Halych, Viktor Antoshchenkov, Anton Nykyforov, Liliia Kis-Korkishchenko, Halyna Cherevatenko, Dmytro Smitskov. Measuring system of dynamics and energy of mobile machines: monograph. – Katowice: Wydawnictwo Uniwersytetu Śląskiego, 2024. 150 p. DOI: 10.54264/M040 ISBN 978-83-972085-7-5.

2. Антощенко Р. В., Галич І. В., Череватенко Г. І. Динаміка та енергетика руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні: монографія. – Харків: ДБТУ, 2024. – 100 с. ISBN: 978-617-9113-76-6.

3. Antoshchenkov, R., Halych, I., Nikiforov, A., Cherevatenko, H., Chyzhykov, I., Sushko, S., Ponomarenko, N., Diundi, S., Tsebriuk, I. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022. 2 (7-116), pp. 60-61. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.254688. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688> ISSN 1729-3774.

4. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. 1 (7 (121)), 40–47. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>. ISSN 1729-3774.

5. Антощенко Р. В., Никифоров А. О., Череватенко Г. І., Антощенко В. М. Мікропроцесорна вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2021. Том 6. № 4. С. 241–248. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2021-4-29>. ISSN 2415-8453.
6. Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Антощенко В. М., Рідний Р. В., Дюндик С. М. До аналізу динаміки колісних машин з міжколісними та міжосьовими диференціалами. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. №24. 2021. С 17–22. ISSN 2311-441X.
7. Антощенко Р., Богданович С., Галич І., Череватенко Г. Навантаження та режими роботи колісних тракторів. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 2022. Vol. 1, No. 5. PP. 122–131. doi: 10.46299/j.isjea.20220105.13. ISSN: 2720-6319.
8. Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Задорожний В. П., Світличний О. В., Кусков М. А. Дослідження динаміки повнопривідної тягово-транспортної машини. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2023. Т. 8. № 4. С. 336–341. DOI: <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2023-3-51>. ISSN 2415-8453.
9. Череватенко Г. І., Кусков М. А. Розрахунок економічної ефективності посівного та орного машинно-тракторних агрегатів. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2025. Том 10. № 1. С. 395–398. ISSN 2415-8453. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2025-1-68>.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

10. Череватенко Г. І., Сміцков Д. С., Антощенко Р. В. Динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідної тягово-транспортної машини. *Молодь і технічний прогрес в АПВ: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 23-24 листопада 2023 року / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2023. С. 340–343.*
11. Cherevatenko Halyna, Antoshchenkov Roman. Analysis of tractor

transmission structures // *Perspectives of development of science and practice. Abstracts of XIII International Scientific and Practical Conference. Prague, Czech Republic*. 2021. Pp. 534-536. Available at : DOI: 10.46299/ISG.2021.II.XIII. (тези, міжнародні).

12. H. Cherevatenko, R. Antoshchenkov, I. Halych. Influence of the parameters of tires and transmission on the passability and operational factors of the traction and transport machine. *An overview of modern scientific research in various fields of science. Abstracts of I International Scientific and Practical Conference. Amsterdam, Netherlands, 2022.* PP. 182–185. URL: <https://eu-conf.com/ua/events/an-overview-of-modern-scientific-research-in-various-fields-of-science/>.

ABSTRACT

Halyna Cherevatenko. Increasing the efficiency of the plough unit functioning by improving traction and coupling properties. – Qualification scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 133 Industrial Engineering – State Biotechnological University, Kharkiv, 2025.

In recent years, in order to increase the efficiency of the use of mechanization means in the agro-industrial complex, one of the main components of which are wheeled tractors, energy-intensive agricultural units with high productivity have been increasingly used. This allows you to increase the efficiency of use and reduce the man-made impact on the soil by reducing the number of passes. In agro-industrial production, either energy-intensive or multi-operation (combined units) with high productivity are increasingly used. The use of such machine-tractor units (MTA) involves the use of tractors with high traction and coupling properties. Wheeled all-wheel drive tractors have high cross-country ability and can be attributed to a separate group of means due to the specifics of their design and conditions of use. Wheeled all-wheel drive off-road tractors are mainly used on soils with low bearing capacity, when operating off-road or on poor quality dirt roads, where they can move at high average speeds. Improvement of designs and creation of new tractors of increased energy efficiency and energy saturation requires in-depth studies of transmission dynamics, especially of all-wheel drive machines as part of MTA. The problem of assessing the impact of the tractor's design parameters on the traction and dynamic indicators in the composition of the arable MTA, taking into account the design and operating modes of the transmission, remains insufficiently studied. Therefore, research devoted to increasing the efficiency of the plough unit functioning by improving traction properties is relevant and promising for agricultural production in Ukraine.

The dissertation research was conducted in accordance with the research works of the State Biotechnological University: "Innovative principles for creating

a measuring system for the dynamics of mobile machines by taking into account operating modes, dynamic loads and structures" (DR No. 0122U000747, 2022–2024); "Development and improvement of mechatronic machine-technological systems that meet the requirements of ergonomics, technical aesthetics and labor protection for mechanized production of agricultural products based on energy-saving and economically safe technologies" (DR No. 0123U101678, 2023-2025); regional programs: "Strategy for Sustainable Development of Kharkiv Region for 2021 – 2027", "The Most Important Problems of the Agro-Industrial Complex for the Period up to 2023". The results of the work are aimed at the implementation of the EU Project "Support to the Implementation of Agricultural and Food Policy in Ukraine".

Scientific novelty of the study. For the first time, the relationship between the traction and energy indicators of an all-wheel drive wheeled tractor with the geometric parameters of the frame was established; for the first time, the dependencies of the traction and energy indicators of the functioning of an all-wheel drive wheeled tractor as part of an arable MTA were determined, taking into account the differential locking modes. The calculation of the theoretical traction characteristic of the tractor, which takes into account the geometric parameters of the frame and transmission design, has been improved.

The purpose of the study: to increase the efficiency of the plough unit by improving traction and energy indicators through the substantiation of the geometric parameters of the frame and the locking modes of tractor differentials.

To achieve this goal, it was envisaged to solve the following tasks: to analyze methods and means by improving the traction and energy indicators of arable MTAs; to theoretically investigate the influence of geometric parameters of the tractor frame on the traction and energy indicators of arable MTA; to conduct a theoretical analysis of the influence of the dynamics of locked differentials on the traction and energy indicators of the arable MTA; to substantiate the structure and algorithm of functioning of the measuring system for the dynamics and energy of arable MTA;

experimentally prove the adequacy of the developed mathematical model of MTA dynamics, taking into account the dynamics of the transmission.

Object of research: the process of movement of the MTA, its connection with the dynamic processes occurring in the transmission and the geometric parameters of the tractor frame.

Subject of research: regularities of influence of geometric parameters of the frame and differential locking modes on the dynamic and traction and energy indicators of an all-wheel drive wheeled tractor as part of an arable MTA.

When carrying out research and development work on the improvement of wheeled tractors of the KhTZ-240K series, they were accepted for implementation into production at PJSC "KhTZ" and the Kharkiv branch of the State Scientific Institution "Ukrainian Research Institute for Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production. Leonid Pogorily": a method for assessing the influence of geometric parameters of the tractor frame on the traction and energy indicators of the machine-tractor unit; a method for assessing the traction and energy indicators of the functioning of an all-wheel drive wheeled tractor as part of a plough machine-tractor unit, taking into account the design of the transmission. The developed methods for assessing the efficiency of the operation of the arable MTA in PE Agro-Glyan and PSP "Lilia" made it possible to increase the efficiency of the plough unit functioning as part of an all-wheel drive wheeled tractor by improving the traction properties of the tractor by substantiating the optimal geometric parameters of the tractor and operating modes. The use of the upgraded transmission on tractors of the KhTZ-240K series as part of arable units leads to an increase in speed by 5.5%, a decrease in fuel consumption by 0.51 kg/ha.

The dissertation provides a theoretical generalization and a new solution of the scientific and applied problem, which is manifested in improving the traction and coupling properties of a tractor as part of a ploughing machine-tractor unit by substantiating the design parameters of the tractor and operating modes. This made

it possible to increase the efficiency of the plough unit through the use of locked differentials and modernization of the tractor frame.

A generalization of well-known studies has established that the problem of increasing the efficiency of the plough unit by increasing the traction properties of a wheeled tractor remains unsolved. It has been established that an increase in the energy intensity of tractors does not lead to a proportional increase in traction indicators due to the influence of transmission structures and differentials.

A scientific and applied problem aimed at increasing the efficiency of the operation of the swing unit by improving the traction and coupling properties by substantiating the design parameters of the tractor frame and differential locking modes has been solved. Mathematical modeling of the functioning of the swing MTA substantiates the relationship between the design parameters of the tractor frame and the differential locking modes on the traction-energy and dynamic indicators of the unit. The justification of the parameters of the tractor as part of the arable MTA made it possible to increase the productivity of the unit by 15%, reduce fuel consumption by 14%.

It was determined that the normal reactions on the front wheels of the tractor under study are 1.95 times higher than the normal reactions on the rear wheels, which leads to power consumption for kinematic mismatch. Increasing the distance from the half-frame joint to the axle of the front wheels (l_1) increases the coefficient of kinematic mismatch. Increase l_1 up to 2.09 m leads to a decrease in traction power on the rear wheels of the tractor, which is due to a decrease in normal reactions on the rear wheels. An increase in traction and energy indicators can be achieved by reducing the distance l_1 or increasing l_2 , or by ballasting the rear half frame of the tractor.

The dependencies of normal reactions, tangential traction forces and traction powers on the tractor wheels on the change in the distance from the hinge to the axles of the drive wheels have been determined. Unlike well-known methods, the proposed method allows you to determine the traction and energy parameters of the tractor functioning for all drive wheels.

Theoretical studies have determined that the trajectories of the tractor half-frames with the differential locked are rectiline. The angles of rotation of the tractor half-frames $\gamma_{\text{are 1}} = \gamma_2 = 0$ rad (at $\psi = 5^\circ$ and $\psi = 10^\circ$ γ $\gamma_1 = 0.89$ rad; $\gamma_2 = 0.71$ rad (at $\psi = 5^\circ$); from $\gamma_1 = 0$ rad, $\gamma_2 = 0.01$ rad to $\gamma_1 = 1.78$ rad; $\gamma_2 = 1.434$ rad (at $\psi = 20^\circ$). It has been established that the tangential traction forces on the front wheels of an all-wheel drive tractor range from 3550 N (at $\psi = 5^\circ$) to 4250 N ($\psi = 20^\circ$); for the rear - from 1325N (at $\psi = 5^\circ$) to 1855 N ($\psi = 20^\circ$). For the mode of locked differentials, the traction forces on the front wheels of the tractor are 3530 N; rear - 1870 N.

According to the results of operational and technological studies of the arable MTA consisting of the KhTZ-17221 tractor and the PLN-5-35 plough, it was found that locking the differentials on the tractor leads to an increase in speed by 5.5%, a decrease in fuel consumption by 0.51 kg/ha. It was determined that the discrepancy between the experimental values of the dynamic and energy parameters of MTA and the theoretical ones does not exceed 11 %.

Measures have been developed to improve the traction and coupling properties of the tractor as part of the plough unit to allow to obtain an economic effect in the amount of UAH 536020 with a payback period of additional investments of 0.55 rubles. The results of the study were implemented at PJSC "KhTZ" with an economic effect of UAH 536 thousand, LLC "Trading House "KhTZ" with an economic effect of UAH 220 thousand. The results of the work were accepted for use in PE "Agro-Glyan" and private agricultural enterprise "Lilia" and implemented in the educational process of the State Biotechnological University.

Keywords: tractor, plow, arable machine-tractor unit, dynamics, transmission, differential, frame, distance, traction force, traction and energy indicators, measuring system, experimental research, economic efficiency.

List of publications in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Roman Antoshchenkov, Ivan Halych, Viktor Antoshchenkov, Anton Nykyforov, Liliia Kis-Korkishchenko, Halyna Cherevatenko, Dmytro Smitskov. Measuring system of dynamics and energy of mobile machines: monograph. – Katowice: Wydawnictwo Uniwersytetu Śląskiego, 2024. 150 p. DOI: 10.54264/M040 ISBN 978-83-972085-7-5.
2. Antoshchenkov R. V., Galich I. V., Cherevatenko G. I. Dynamics and energy of the movement of the machine-tractor unit taking into account the profile of the supporting surface: monograph. – Kharkiv: DBTU, 2024. – 100 p. ISBN: 978-617-9113-76-6.
3. Antoshchenkov, R., Halych, I., Nikiforov, A., Cherevatenko, H., Chyzhykov, I., Sushko, S., Ponomarenko, N., Diundi, S., Tsebriuk, I. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022. 2 (7-116), pp. 60-61. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.254688. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688> ISSN 1729-3774.
4. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. 1 (7 (121)), 40–47. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>. ISSN 1729-3774.
5. Antoshchenkov R. V., Nikiforov A. O., Cherevatenko G. I., Antoshchenkov V. M. Microprocessor measuring system of dynamics and energy of mobile machines. *Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology*, 2021. Vol. 6. No 4. pp. 241–248. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2021-4-29>. ISSN 2415-8453.
6. Antoshchenkov R. V., Cherevatenko G. I., Antoshchenkov V. M., Ridnyi R. V., Dyundyk S. M. To the analysis of the dynamics of wheeled machines with interwheel and center differentials. *Technical service of agro-industrial*,

forestry and transport complexes. №24. 2021. Pp. 17–22 (in Russian). ISSN 2311-441X.

7. Antoshchenkov R., Bogdanovich S., Galich I., Cherevatenko G. Loads and modes of operation of wheeled tractors. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 2022. Vol. 1, No. 5. PP. 122–131. doi: 10.46299/j.isjea.20220105.13. ISSN: 2720-6319.

8. Antoshchenkov R. V., Cherevatenko G. I., Zadorozhnyi V. P., Svitlychnyi O. V., Kuskov M. A. Study of the dynamics of the all-wheel drive traction and transport machine. *Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology*, 2023. Vol. 8. No. 4. P. 336–341. DOI: <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2023-3-51>. ISSN 2415-8453.

9. Cherevatenko G. I., Kuskov M. A. Calculation of economic efficiency of sowing and arable machine-tractor units. *Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology*, 2025. Volume 10. No. 1. Pp. 395–398. ISSN 2415-8453. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2025-1-68>.

Works that certify the approbation of dissertation materials:

10. Cherevatenko G. I., Smitskov D. S., Antoshchenkov R. V. Dynamic and traction and energy indicators of the all-wheel drive traction and transport machine. *Youth and Technical Progress in APV: Materials of the International Scientific and Practical Conference, November 23-24, 2023 / State Biotechnological University. Kharkiv*, 2023. P. 340–343.

11. Cherevatenko Halyna, Antoshchenkov Roman. Analysis of tractor transmission structures // *Perspectives of development of science and practice. Abstracts of XIII International Scientific and Practical Conference. Prague, Czech Republic*. 2021. Pp. 534-536. Available at : DOI: 10.46299/ISG.2021.II.XIII. (abstracts, international).

12. H. Cherevatenko, R. Antoshchenkov, I. Halych. Influence of the parameters of tires and transmission on the passability and operational factors of the

traction and transport machine. *An overview of modern scientific research in various fields of science. Abstracts of I International Scientific and Practical Conference. Amsterdam, Netherlands, 2022. PP. 182–185. URL: <https://eu-conf.com/ua/events/an-overview-of-modern-scientific-research-in-various-fields-of-science/>.*

ЗМІСТ

ЗМІСТ	18
ВСТУП	21
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ОРНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ	26
1.1 Ефективність функціонування орних машинно-тракторних агрегатів	28
1.2 Вплив геометричних параметрів рами трактора на показники орного машинно-тракторного агрегату	32
1.3 Вплив конструкції трансмісії трактора на показники орного машинно-тракторного агрегату	36
1.4 Висновки по розділу	53
РОЗДІЛ 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ОРНОГО АГРЕГАТУ ПОКРАЩЕННЯМ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРА	55
2.1 Метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники	56
2.2 Вплив геометричних параметрів рами трактора на нормальні реакції коліс на опорну поверхню	60
2.3. Вплив геометричних параметрів рами трактора на тягово- енергетичні показники	61
2.4 Метод оцінки впливу параметрів трансмісії на тягово- енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі орного машинно-тракторного агрегату	66
2.5 Вплив параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі машинно-тракторного агрегату	70

2.6	Метод оцінки впливу блокування диференціалів на динамічні та енергетичні показники машинно-тракторного агрегату	72
2.7	Вплив блокування диференціалу трактора на тягові та енергетичні показники машинно-тракторного агрегату	77
2.8	Метод визначення коефіцієнту блокування міжколісного та міжосьового диференціалу колісного трактора у складі орного агрегату	81
2.9	Обґрунтування застосування диференціалів підвищеного тертя на повнопривідному колісному тракторі.....	88
2.10	Синтез системи динамічної курсової стабілізації орного машинно-тракторного агрегату	98
2.11	Висновки по розділу	106
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....		109
3.1	Мета, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень.....	109
3.2	Методика проведення експериментальних досліджень.....	110
3.3	Методика зняття тягової характеристики трактора	116
3.4	Структура вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин	125
3.5	Розташування датчиків вимірювальної системи на машинно-тракторному агрегатів під час експериментальних досліджень	127
3.6	Висновки по розділу	128
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОРНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ		130
4.1	Порівняння тягових показників трактору ХТЗ-17221 та трактору ХТЗ-243КС, що працюють у складі орного агрегату	130
4.2	Оцінка адекватності математичних моделей трактора та орного машинно-тракторного агрегату	137
4.3	Техніко-експлуатаційні показники орних машинно-тракторних	

агрегатів	140
4.4 Висновки по розділу	141
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	144
5.1 Метод оцінки економічної ефективності застосування орного агрегату	144
5.2 Результати оцінки економічної ефективності застосування модернізованого орного агрегату.....	147
ВИСНОВКИ.....	149
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	152
ДОДАТКИ.....	170
Додаток А. Технічні та масо-геометричні характеристики тракторів серії ХТЗ-17221/17021	171
Додаток Б.1 Технічна та масо-геометричні характеристики плуга ПЛН-5-35.....	176
Додаток Б.2 Технічна та масо-геометричні характеристики плуга ПЛН-6-35.....	178
Додаток В. Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження	180

ВСТУП

Актуальність теми. В останні роки для підвищення ефективності використання засобів механізації в агропромисловому комплексі, однією з основних складових яких є колісні трактори, все частіше застосовуються енергоємні сільськогосподарські агрегати, що мають високу продуктивність. Це дозволяє підвищити ефективність використання та знизити техногенний вплив на ґрунт за рахунок зниження кількості проходів.

В агропромисловому виробництві все частіше застосовуються або енергоємні або багатоопераційні (комбіновані агрегати), що мають високу продуктивність. Використання таких машинно-тракторних агрегатів (МТА) передбачає застосування тракторів із високими тягово-зчіпними властивостями.

Колісні повнопривідні трактори мають високу прохідність та їх можна віднести у окрему групу засобів через специфіку їх конструктивного виконання та умов застосування. Колісні повнопривідні трактори високої прохідності переважно використовують на ґрунтах з низькою несучою здатністю, при експлуатації по бездоріжжю або ґрунтових дорогах низької якості, де вони можуть рухатися з високими середніми швидкостями.

Удосконалення конструкцій та створення нових тракторів підвищеної енергоефективності та енергонасиченості потребує поглиблених досліджень динаміки трансмісії особливо повнопривідних машин у складі МТА. Залишається недостатньо дослідженим проблема оцінки впливу конструктивних параметрів трактора на тягово-динамічні показники у складі орного МТА з урахуванням конструкції і режимів роботи трансмісії.

Тому дослідження, присвячені підвищенню ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей, є актуальними та перспективними для сільськогосподарського виробництва України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційне дослідження проведено відповідно до науково-дослідних робіт Державного біотехнологічного університету: «Інноваційні засади створення вимірювальної системи динаміки мобільних машин шляхом урахування режимів роботи, динамічних навантажень та конструкцій» (ДР № 0122U000747, 2022–2024 рр.); «Розробка та удосконалення мехатронних машино-технологічних систем, що відповідають вимогам ергономіки, технічної естетики та охорони праці для механізованого виробництва сільськогосподарської продукції на основі енергозберігаючих та економічно безпечних технологій» (ДР № 0123U101678, 2023-2025 рр.); регіональних програм: «Стратегія сталого розвитку Харківської області на 2021 – 2027 рр.», «Найважливіші проблеми АПК на період до 2023 року». Результати роботи спрямовано на реалізацію Проекту ЄС «Підтримка впровадження сільськогосподарської та продовольчої політики в Україні».

Мета дослідження: підвищення ефективності функціонування орного агрегату шляхом покращення тягово-енергетичних показників через обґрунтування геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора.

Задачі дослідження:

- виконати аналіз методів та засобів шляхом покращення тягово-енергетичних показників орних МТА;
- теоретично дослідити вплив геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники орного МТА;
- провести теоретичний аналіз впливу динаміки блокованих диференціалів на тягово-енергетичні показники орного МТА;
- обґрунтувати структуру та алгоритм функціонування вимірювальної системи динаміки та енергетики орного МТА;
- експериментально довести адекватність розробленої математичної моделі динаміки МТА, що враховує динаміку трансмісії.

Об'єкт дослідження: процес руху МТА, його зв'язок з динамічними

процесами, що відбуваються у трансмісії та геометричними параметрами рами трактора.

Предмет дослідження: закономірності впливу геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів на динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі орного МТА.

Методи дослідження: в роботі використано методи класичної механіки, аналізу та синтезу, математичного моделювання, математичної статистики, розв'язку систем нелінійних диференціальних рівнянь. Для розв'язання математичної моделі динаміки МТА застосовано чисельні методи. Експериментальні дослідження проведено з застосуванням фізичного моделювання та випробувань, які виконані в господарствах та лабораторних умовах. Математичне моделювання, теоретичні дослідження та обробка результатів дослідження виконані з використанням програмного забезпечення ССКА «КиДиМ», MatLab, Microsoft Office та DASys PC Suite.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

- встановлено взаємозв'язок тягово-енергетичних показників повнопривідного колісного трактора з геометричними параметрами рами;
- визначено залежності тягово-енергетичних показників функціонування повнопривідного колісного трактора у складі орного МТА з урахуванням режимів блокування диференціалів.

Удосконалено: розрахунок теоретичної тягової характеристики трактора, що враховує геометричні параметри рами та конструкції трансмісії.

Практичне значення одержаних результатів.

При проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії ХТЗ-240К прийняті до впровадження у виробництво на ПАТ «ХТЗ» та Харківською філією Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та

випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого»: метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату; метод оцінки тягово-енергетичних показників функціонування повнопривідного колісного трактора у складі орного машинно-тракторного агрегату з урахуванням конструкції трансмісії.

Розроблені методи оцінки ефективності функціонування орного МТА у ПП Агро-Глянь та ПСП «Лілія» дозволили підвищити ефективність функціонування орного агрегату у складі повнопривідного колісного трактора через покращення тягових властивостей трактора шляхом обґрунтування оптимальних геометричних параметрів трактора та режимів експлуатації. Застосування модернізованої трансмісії на тракторах серії ХТЗ-240К у складі орних агрегатів приводить до підвищення швидкості руху на 5,5 %, зниження витрати палива на 0,51 кг/га.

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень дисертаційної роботи, що виносяться на захист, одержано самостійно та викладено у роботах [1–12]. У наукових роботах, що опубліковані у співавторстві, автору належать такі результати: обґрунтовано структурну схему та алгоритм роботи вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин [1]; теоретично досліджено вплив профілю опорної поверхні на елементи трансмісії трактора [2]; теоретично досліджено вплив геометричних параметрів рами на тягово-енергетичні показники тягово-транспортної машини [3]; теоретично досліджено динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідної тягово-транспортної машини [4]; визначено структуру вимірювальної системи для дослідження показників колісного трактора у складі агрегату [5]; виконано аналіз впливу міжколісного диференціалу на динаміку машини [6]; виконано аналіз режимів роботи колісних тракторів [7]; теоретично досліджено вплив міжколісного диференціалу на тягові показники [8]; виконано розрахунок економічної

ефективності орного машинно-тракторного агрегату [9]; визначені енергетичні показники тягово-транспортної машини [10]; виконано аналіз конструкцій трансмісій колісних тракторів [11]; виконано аналіз впливу коліс на динамічні та енергетичні параметри трансмісії [12].

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційного дослідження доповідалися, обговорювалися і отримали позитивні оцінки на міжнародно-практичних та науково-технічних конференціях (МНПК, МНТК): МНТК «Технічний прогрес в АПВ» (Харків, ДБТУ, 2021-2025 рр.); МНПК «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (м. Харків, 2022–2024 рр., ДБТУ; XXI-й Міжнародний форум молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті», (м. Харків, 2025 р., ДБТУ); Perspectives of development of science and practice. XIII International Scientific and Practical Conference (Prague, Czech Republic. 2021); An overview of modern scientific research in various fields of science. I International Scientific and Practical Conference (Amsterdam, Netherlands, 2022).

В повному обсязі дисертаційна робота обговорювалась та схвалена на розширеному засіданні кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю Державного біотехнологічного університету (Харків, 28 березня 2025 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковано в 12 наукових працях, у тому числі: 2 монографії; 2 статті, що включено до міжнародної науково-метричної бази даних Scopus; 5 статей, що включено до переліку фахових видань України (категорії Б); 3 тези у збірниках доповідей міжнародних науково-практичних конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 185 сторінок, у тому числі 3 додатки на 15 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 134 сторінок, 59 рисунків та 5 таблиць. Список використаних джерел нараховує 132 найменування на 18 сторінках.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
ФУНКЦІОНУВАННЯ ОРНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Ефективність роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА) є критичним фактором у сільськогосподарському виробництві, що впливає на продуктивність, витрати та вплив на навколишнє середовище. Підвищення цієї ефективності передбачає багатогранний підхід, що поєднує досягнення в галузі проектування машин, цифрові технології та вдосконалені методи експлуатації. Нещодавні дослідження виділяють кілька ключових стратегій для досягнення цього, зосереджуючись на точному землеробстві, управлінні енергією та оптимізованому оперативному плануванні [13–15].

Сучасні МТА все частіше оснащуються цифровими системами керування, які інтегруються у системи точного землеробства, включаючи електронні карти полів і диференційоване застосування добрив і засобів захисту рослин [13]. Ці цифрові інструменти забезпечують значний резерв для підвищення продуктивності праці та врожайності полів, дозволяючи своєчасно та ефективно виконувати сільськогосподарські операції [14].

Одним з найважливіших аспектів підвищення ефективності МТА є застосування передових систем керування. Системи автоматичного керування для сільськогосподарських колісних транспортних засобів, наприклад, використовують алгоритми нечіткого керування та PID для досягнення ефективного керування, зменшуючи залежність від людей-операторів і підвищуючи точність [16–18]. Такі системи є життєво важливими для автоматизації навігації та безпілотних сільськогосподарських МТА [18].

Витрата палива є однією з основних експлуатаційних характеристик МТА [19]. Дослідження вказують на те, що раціональне використання різних типів трансмісій у багатoelementних сільськогосподарських МТА, включаючи електромеханічні трансмісії, може призвести до більш ефективного розподілу

потужності та зниження споживання енергії [20, 21]. У дослідженнях також досліджується формування моделей ефективності сільськогосподарських тракторів, що функціонують на альтернативних видах палива, спрямованих на економію дизельного палива та покращення екологічних показників [22].

Зовнішні фактори, що впливають на продуктивність МТА часто мають випадковий характер, що підкреслює потребу в надійних системах керування та адаптивності [23]. Ефективне використання МТА в меліораційних роботах передбачає вдосконалення системи та інфраструктури забезпечення працездатності машин з урахуванням специфіки структури машинного парку [24].

Своєчасне та якісне технічне обслуговування МТА значно впливає на надійність і продуктивність машин, при цьому належне технічне обслуговування має вирішальне значення для стабільної високої продуктивності [25–26].

Силова та кінематична взаємодії між трактором і агрегатом має вирішальне значення для загальної ефективності. Інтегровані системи керування, які координують підсистеми трактора (двигун, трансмісія, зчіпка, гідравліка) та знаряддя, можуть значно покращити якість роботи та продуктивність, вийшовши за рамки автономних систем, які покладаються виключно на механізатора. Проектування та випробування таких систем, як випробувальний стенд систем контролю глибини обробітку ґрунту та контролю навантаження навіски трактора, є важливими завданнями для підвищення ефективності МТА та зниження витрат палива [27].

Ущільнення ґрунту важкими МТА знижує врожайність та якість продукції [28]. Дослідження різних методів обробітку ґрунту, таких як нульовий обробіток ґрунту, смуговий обробіток ґрунту та гребневий обробіток, спрямовані на оптимізацію властивостей ґрунту та зростання розсади кукурудзи, вирішуючи такі проблеми, як низька температура ґрунту та високий вміст води в ґрунті в певних регіонах [29]. Механічне порушення ущільненого пасовищного ґрунту глибокорозпушувачами є перспективним

завданням для зниження ущільнення та підвищенні ефективності розпушування ґрунту [30].

Необхідні подальші дослідження для удосконалення моделей оцінки ефективності роботи трактора на основі даних стендових випробувань, переходячи від середньорічного використання до більш детальної оцінки палива на основі конкретних сільськогосподарських операцій [31].

Спостерігається тенденція до створення високоавтоматизованих, керованих даними та енергоефективних МТА, які мінімізують вплив на навколишнє середовище, максимізуючи якість сільськогосподарської продукції [15–31]. Це зумовлює необхідність постійного розвитку датчиків, машинного навчання, систем автоматичного керування рухом агрегатів, а також дослідження альтернативних джерел енергії для сільськогосподарської техніки.

1.1 Ефективність функціонування орних машинно-тракторних агрегатів

Ефективність орного агрегату можна підвищити кількома способами, зосереджуючись на оптимізації тягово-зчіпних властивостей, що безпосередньо впливає на продуктивність і економічність виконання технологічних операцій [32, 33]. Підвищення продуктивності досягається шляхом збільшення швидкості та ширини захвату плуга, однак ці параметри обмежені тяговими властивостями трактора та розмірами плуга [34, 35].

Підвищення ефективності функціонування орних машинно-тракторних агрегатів, що переважно складаються з колісного трактора та плуга, є важливим завданням для сільського господарства, оскільки це безпосередньо впливає на продуктивність, енергоефективність та економічну доцільність сільськогосподарських робіт [36]. Існують різні підходи до вирішення цієї проблеми, які включають оптимізацію конструкції плуга, регулювання робочих режимів трактора, а також використання сучасних технологій для моніторингу та управління процесом обробітку ґрунту [37].

Одним із шляхів підвищення ефективності оранки є оптимізація

конструкції плуга, зокрема зменшення сил тертя плуга об дно та стінки борозни. Для цього пропонуються різні методи та прийоми, які мають певні переваги та недоліки. Важливим аспектом є також правильне регулювання плуга, яке сприяє зниженню енергоємності процесу оранки [36, 37].

Ефективність функціонування орних МТА є ключовим аспектом у сучасному сільськогосподарському виробництві, що впливає на продовольчу безпеку та економічний розвиток багатьох країн. Досягнення високої ефективності вимагає комплексного підходу, що включає оптимізацію технічних параметрів, експлуатаційних режимів, використання сучасних технологій та управління витратами [38].

Одним з основних напрямків підвищення ефективності є оптимізація технічних характеристик тракторів та сільськогосподарських машин. Ефективність орних агрегатів залежить від ефективної потужності трактора, швидкості руху, опору ґрунту та глибини обробітку. З 1930 по 2020 рік потужність тракторів зросла від 20 до 500 кВт, а ширина захвату агрегатованих знарядь значно збільшилася [25]. Це підкреслює тенденцію до використання більш потужних та широкозахватних агрегатів для підвищення продуктивності.

Важливим фактором є також вибір оптимальних передач трансмісії, що впливає на витрату палива та тягові характеристики під час глибокої обробки ґрунту. Дослідження показують, що належний вибір передач може значно зменшити витрати палива та оптимізувати робочі параметри [39].

Сучасні МТА оснащуються електронними цифровими системами для використання в системах точного землеробства, що дозволяє своєчасно виконувати роботи за допомогою високопродуктивного обладнання [40].

Використання важких МТА може призводити до ущільнення ґрунту, що негативно позначається на продуктивності та якості врожаю. Дослідження показують, що надмірне ущільнення ґрунту важкою технікою зменшує продуктивність і потребує заходів для мінімізації цього впливу [31, 33].

Зниження викидів вуглекислого газу є ще одним важливим аспектом. Шляхи зменшення викидів CO₂ визначаються на основі обчислювальних експериментів математичної моделі орного агрегату, що враховує мінімальний інтегральний викид вуглекислого газу. Оптимізація конструктивних параметрів трактора (ваги та потужності двигуна) та агрегату (ширини захвату плуга та робочої швидкості) може сприяти зниженню як прямих, так і непрямих викидів CO₂ [41].

Енергоефективність обробітку ґрунту може бути підвищена за рахунок використання ґрунтообробних знарядь з активними робочими органами, що не створюють високого тягового опору і не потребують великої ваги агрегатованого трактора. Це дозволяє знизити енерговитрати та підвищити рентабельність сільськогосподарського виробництва.

Моделювання споживання палива тракторами дозволяє оцінити енергетичні витрати (погектарну витрату палива) та продуктивність для конкретних сільськогосподарських операцій. Це дає можливість ідентифікувати процес функціонування машинно-тракторного агрегату та оптимізувати його роботу [42].

Економічна ефективність використання сільськогосподарської техніки є визначальним фактором ефективності сільськогосподарського виробництва в цілому. Аналіз ефективності використання машинно-тракторного парку сільськогосподарських підприємств має бути всебічним і ґрунтуватися на комплексі кількісних та якісних показників [43].

Розробка роботизованих сільськогосподарських машинних систем значно зросла останніми роками. Автоматизація розглядається як можливість підвищення безпеки, надійності, продуктивності та ефективності [44]. Сільськогосподарський робот з робочою шириною 3 м має більше на 53,7% продуктивність порівняно з тракторами. Проте продуктивність агрегату зростає до 2,92 га/год зі збільшенням робочої ширини захвату до 6 м [44]. Ці дані підкреслюють компроміс між продуктивністю (яка часто вища у роботів)

та ефективністю (яка вища у агрегатів з більшою шириною захвату).

Інтелектуальні телеметричні системи дозволяють контролювати поточні параметри МТА та інформувати користувача про можливості досягнення оптимальних значень [17, 18]. Це сприяє підвищенню ефективності та повному завантаженню ДВЗ.

Надійність МТА являється однією з найважливіших експлуатаційних характеристик, що відображає здатність агрегатів виконувати задані функції та підтримувати показники в межах встановлених вимог [45]. Технічна готовність машин залежить від багатьох суб'єктивних та об'єктивних факторів, включаючи витрати на ремонт та технічне обслуговування. Підтримання високої технічної готовності має вирішальне значення для безперебійної роботи та уникнення простоїв [45].

Системи управління зчепленням та баластом для електричних тракторів також покращують ефективність оранки, забезпечуючи баланс між агрономічними вимогами та високою продуктивністю [21]. В роботі [46] Проведене динамічне моделювання тягово-зчіпної системи та використання багатоцільових оптимізаційних алгоритмів для знаходження найкращих експлуатаційних параметрів.

Зі збільшенням швидкості МТА зростає енергоємність тракторів та продуктивність праці, але також збільшується динамічне навантаження на вузли та агрегати, а також вібрації [47, 48]. Це може негативно впливати на конструкцію МТА та якість виконання агротехнічних вимог.

Майбутні дослідження мають зосередитися на подальшій оптимізації конструкції та режимів роботи МТА, інтеграції інноваційних технологій (наприклад, використання біопалива та електротракторів [21], а також розробці комплексних методів оцінки їхньої ефективності [49]. Вдосконалення систем технічного обслуговування та ремонту також відіграватиме ключову роль у підвищенні загальної ефективності сільськогосподарської техніки.

Загалом, ефективність орних МТА є багатофакторним поняттям, що вимагає постійного вдосконалення технічних, економічних та екологічних аспектів для забезпечення сталого розвитку сільського господарства [50].

1.2 Вплив геометричних параметрів рами трактора на показники орного машинно-тракторного агрегату

Вплив геометричних параметрів рами трактора є критично важливим для оптимізації показників орного машинно-тракторного агрегату, оскільки ці параметри безпосередньо впливають на тягові можливості, ефективність та стабільність руху агрегату під час виконання сільськогосподарських робіт, зокрема оранки. Дослідження у роботі [51] зосереджені на виявленні взаємозв'язків між конструктивними особливостями рами трактора та його експлуатаційними характеристиками.

Для оцінки впливу геометричних параметрів рами на тягові та енергетичні показники МТА зазвичай застосовуються різноманітні підходи, включаючи математичне моделювання, комп'ютерне симулювання та експериментальні дослідження [51, 52]. Зокрема, було розроблено методику оцінки впливу геометричних параметрів рами тягово-транспортного засобу на його тягові та енергетичні показники, яка базується на тяговому розрахунку трактора з урахуванням зміни відстані від шарніра тягово-транспортного засобу [52].

Математичні моделі динаміки трактора та МТА враховують вплив профілю опорної поверхні, що дозволяє оцінити зміну вертикальних навантажень на шасі та двигун під впливом зовнішніх факторів [52–54]. Це особливо актуально для тракторів з шарнірно-зчленованими рамами, де баластування задньої напіврамы може суттєво змінювати тягово-зчіпні характеристики [55].

Одним із інструментів є триточкова навісна система, яка моделюється як шестиланковий механізм у роботі [56]. Програма, розроблена в MatLab,

дозволяє визначити діапазон руху елементів навіски трактора та генерувати шлях руху нижніх і верхніх точок навішування, що є важливим для оптимального налаштування агрегату.

Геометричні параметри рами трактора безпосередньо впливають на його тягову ефективність та витрату палива. Одним з найважливіших параметрів є розподіл ваги трактора по осях. При оранці, наприклад, варіації вологості ґрунту впливають на тягові характеристики трактора. Дослідження показали, що зміна вологості ґрунту в діапазоні 20,0–50,0% об'єму суттєво впливає на тягові показники сільськогосподарського трактора потужністю 78-кВт [57].

Під час роботи агрегат піддається впливу зовнішніх факторів, що призводять до коливань швидкості руху, буксуванню коліс, навантаженню трансмісії та підвищеної витрати палива. Основні джерела таких збурень – нерівномірність тягового опору ґрунтообробних знарядь та мікропрофіль поля. Попередніми дослідженнями встановлено, що ширина знаряддя має найбільший вплив (30,13%), а глибина оранки – другий за значимістю (22,39%) на витрату палива. Натомість вологість ґрунту має найменший вплив (0,24%) [58].

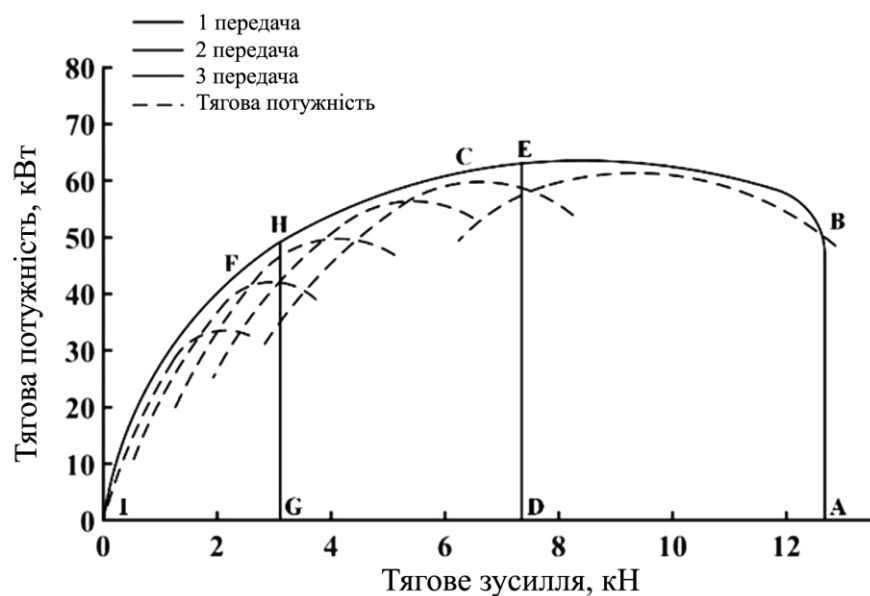


Рисунок 1.1 – Залежність тягової потужності від тягового зусилля трактора

Наведена залежність тягової потужності від тягового зусилля трактора (рис. 1.1). На нижчих передачах трактор працює з більшим тяговим зусиллям, тоді як на вищих передачах тягове зусилля зменшується. Пунктирна лінія показує робочу тягову характеристику трактора [59].

Геометричні параметри рами трактора впливають на його стабільність, особливо при роботі на схилах або нерівних поверхнях. Математичні моделі стабільності дозволяють визначити граничні глибини оранки або траншеї в залежності від конструктивних параметрів трактора, таких як відстань між вертикальними центрами задніх коліс та висоти центру тяжіння над рівнем опорних коліс [60].

В роботі [46] досліджено динаміку електричного трактора зі змінними параметрами рами (рис. 1.2).

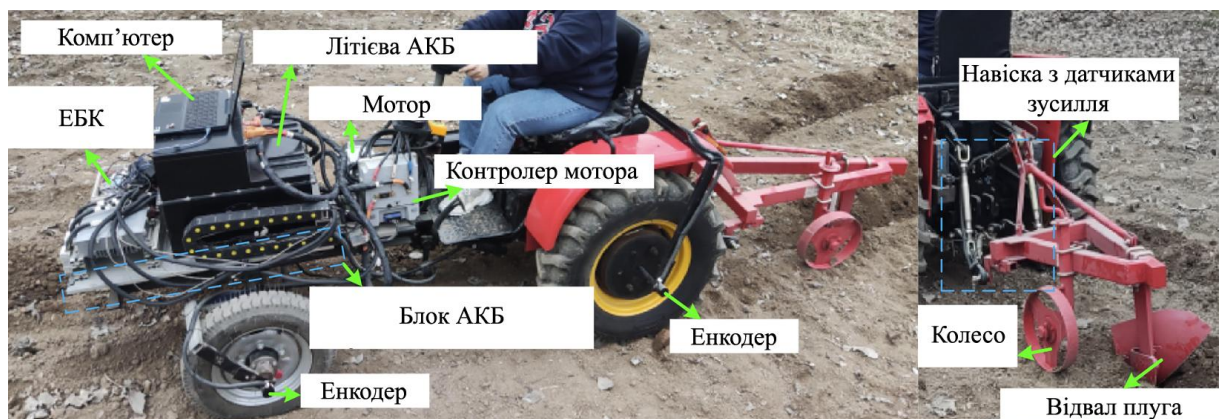


Рисунок 1.2 – Дослідження електричного трактора зі змінними параметрами рами

На тракторі змінювалось розташування блоку тягових літєвих АКБ (рис. 1.2). Встановлено залежності тягових характеристик електричного трактора від розташування блоку тягових АКБ. Додатково визначався тяговий опір плуга. Нові системи управління тягою та баластом, що базуються на перерозподілі навантаження, пропонуються для електричних тракторів з акумуляторною батареєю, для покращення виконання агротехнічних вимог та ефективності роботи МТА [46].

В роботі [61] запропоновано удосконалену конструкцію механізму

навіски трактора (рис. 1.3).

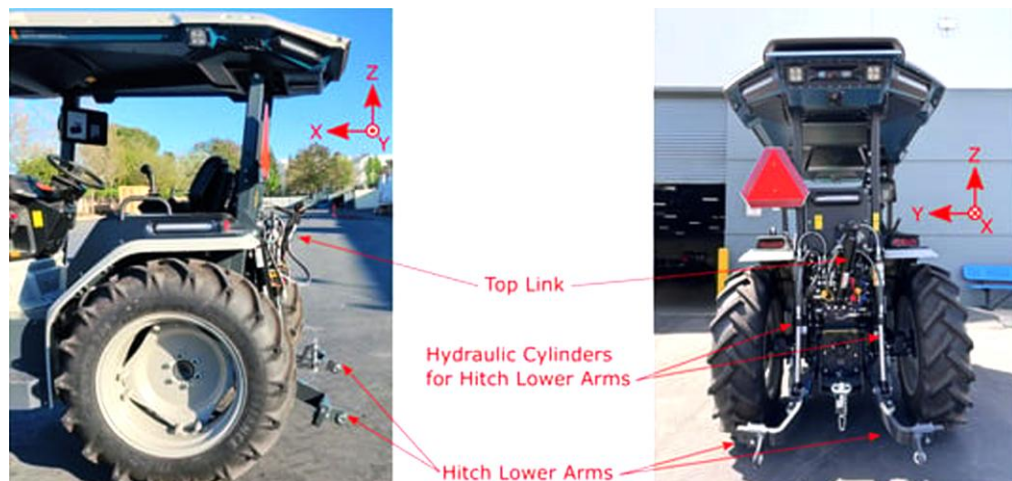


Рисунок 1.3 – Удосконалена конструкція механізму навіски трактора

Теоретичні та експериментальні дослідження удосконаленого механізму навіски трактора дозволили встановити взаємозв'язок між конструкцією навісного пристрою та перерозподілом навантажень на колеса трактора [61].

Сучасні дослідження динаміки та ефективності орних МТА включають розробку адаптивних опор силового агрегату трактора, що дозволяє зменшити негативний вплив вібрації в широкому діапазоні швидкостей та навантажень [62]. Досліджуються системи управління тягою трактора на основі штучних нейронних мереж (ШНМ) для прогнозування крутного моменту та тягового зусилля, враховуючи нелінійні змінні характеристик ґрунту [63].

Досліджено використання ШНМ для визначення реакції ґрунту на рушії сільськогосподарської машини [64]. Це дозволило автоматично керувати геометричними параметрами сільськогосподарських машин для оптимізації якості підготовки посівного ложа, що зменшує залежність від кваліфікованого персоналу.

Встановлено, що на тягово-енергетичні характеристики орного МТА впливає чисельна кількість параметрів як трактора, так і агрегату в цілому. Залишається недостатньо дослідженим залежності конструктивних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні характеристики орного МТА.

1.3 Вплив конструкції трансмісії трактора на показники орного машинно-тракторного агрегату

На самохідних колісних машинах (автомобілях, тракторах та сільськогосподарській техніці) застосовують диференціальні приводи ведучих коліс [66, 67]. Розрізняють міжколісні і міжосьові диференціали [68]. Міжколісний диференціал забезпечує привід коліс одного ведучого моста машини, а міжосьовий призначений для диференціального розподілу енергії двигуна між двома (або більше) провідними мостами. Блокований привід ведучих коліс є одним з основних засобів забезпечення прохідності колісної машини, а з іншого боку, блокований привід ведучих коліс погіршує керованість машин [6].

Конструкція трансмісії трактора суттєво впливає на показники продуктивності орного МТА такі, як паливна економічність, ефективність роботи, динамічна стабільність та загальну продуктивність. Сільськогосподарські трактори піддаються різноманітним і вимогливим експлуатаційним умовам, що вимагає трансмісій, які можуть оптимізувати передачу потужності від двигуна до коліс трактора та адаптуватися до різних умов навантаження [68].

Конструкція трансмісії є критично важливим фактором паливної економічності сільськогосподарських тракторів. Безступінчасті трансмісії (CVT) та гідромеханічні трансмісії (ГМТ) все частіше досліджуються на предмет їх потенціалу для оптимізації споживання палива, дозволяючи двигуну працювати на найефективнішій швидкості незалежно від швидкості руху трактора або навантаження [69–73].

Електромеханічні трансмісії застосовуються особливо для промислових тракторів та мають два робочих діапазону (транспортний для забезпечення максимальної швидкості руху та технологічний – для створення максимального тягового зусилля). Вибір характеристик крутного моменту-швидкості для приводних двигунів і параметрів трансмісії має вирішальне

значення для досягнення високої продуктивності [74].

Диференціал є ключовим компонентом трансмісії трактора, який розподіляє крутний момент між рушійними колесами [67]. Дослідження впливу блокованих та неблокованих диференціалів трансмісії трактора на показники орного МТА є критично важливим аспектом для оптимізації продуктивності та ефективності сільськогосподарських робіт, особливо оранки [57, 63].

Призначення між колісного диференціала полягає у забезпеченні різної кутової швидкості коліс, що дозволяє трактору легко повертати. Однак у польових умовах, особливо на неоднорідних ґрунтах або під час оранки, це може призвести до небажаного буксування одного з коліс, знижуючи тягове зусилля та ефективність [75].

Дослідження показують, що блокування диференціала трактора, який працює у складі широкозахватних сільськогосподарських агрегатів, позитивно впливає на тягові характеристики. У заблокованому приводі між кутовими швидкостями лівого та правого рушійних коліс існує фіксований зв'язок. Це забезпечує рівномірний розподіл крутного моменту між бортами трактора, що є особливо важливим на ґрунтах зі слабкою несучою здатністю [75].

Теоретичні дослідження динаміки блокованих та неблокованих диференціалів виконують під час розгоні колісних тракторів та сталому русі з обов'язковим врахування буксування рушіїв по бортах і осях. При русі трактора по полю або ґрунтових дорогах в осінній період та в період весняного бездоріжжя ведучі колеса працюють зі значним буксуванням.

В роботі [6] наведено кінематичні схеми простого кіничного диференціала, що найбільш часто застосовується в між колісному приводі колісної машини (рис. 1.4).

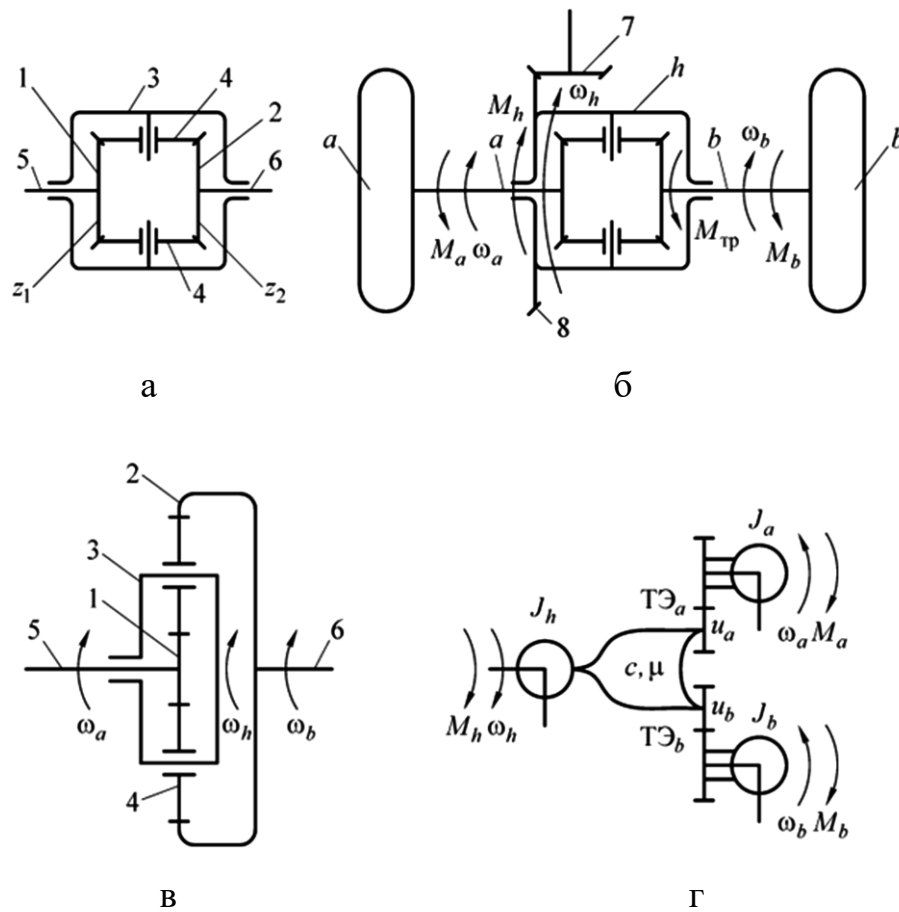


Рисунок 1.4 – Кінематичні схеми: між колісного (а) та міжосьового (в) диференціалів; ведучого моста (б) та динамічної моделі диференціалу (г)

При необхідності нерівномірного розподілу обертаючих моментів в приводі ведучих мостів (наприклад, для тривісного автомобіля) застосовують несиметричний диференціал, що виконується за кінематичною схемою, наведеною на рис. 1, б.

Кінематичні властивості диференціала описуються рівнянням:

$$\omega_a - \omega_b K - \omega_h (1 - K) = 0, \quad (1.1)$$

де ω_a, ω_b – кутові швидкості центральних зубчастих коліс;

ω_h – кутова швидкість водила;

K – кінематичний параметр диференціала.

Параметр K визначає відношення між кутовими швидкостями ω_a і ω_b при зупиненому водію $K = \omega_a \leq \omega_b$, при $\omega_h = 0$.

У кінцевого диференціала обидва центральних зубчастих колеса однакові, тому $K = -1$, а рівняння його кінематики:

$$\omega_h = \frac{\omega_a + \omega_b}{2}. \quad (1.2)$$

Рівняння кінематики несиметричного диференціала має вигляд:

$$\omega_h = \frac{\omega_a}{1-K} - \frac{K\omega_b}{1-K}. \quad (1.3)$$

Зазвичай несиметричний міжосьовий диференціал виконують з $K = -2$. Тоді на один з ведучих мостів передається одна третина від моменту на водило M_h а на інші мости – дві третини.

Колісні машини (КМ) з заблокованим приводом ведучого моста демонструють унікальні характеристики руху, які суттєво відрізняються від транспортних засобів з розблокованим диференціалом. Це блокування може бути повним або частковим, і його вплив на динаміку колісної машини є критичним для керованості, стійкості та прохідності.

Блокування диференціала на ведучому мосту впливає на розподіл крутного моменту між колесами, що може покращити прохідність на слизьких або нерівних поверхнях, але водночас ускладнює керування, особливо при поворотах. Традиційні КМ використовують диференціал для компенсації різниці в швидкості обертання коліс під час повороту, оскільки зовнішнє колесо проходить більшу відстань, ніж внутрішнє. При заблокованому диференціалі обидва колеса обертаються з однаковою швидкістю, що призводить до проковзування одного або обох коліс під час повороту [76]. Це проковзування викликає додаткові навантаження на трансмісію та шини, а також може призвести до втрати керованості.

Моделювання багатоеlementних КМ, включаючи ті, що мають некеровані зв'язки, показує, що особливості руху можуть бути описані за допомогою систем звичайних диференціальних рівнянь руху в формі Лагранжа з невизначеними множниками. Ці моделі дозволяють аналізувати

динаміку транспортного засобу в умовах контрольованого руху.

Для електричних транспортних засобів, що мають незалежні приводи на передні та задні колеса, аналіз перехідних характеристик руху за допомогою симулятора, заснованого на чотириколісній моделі, допомагає зрозуміти динаміку при несправностях. Зміни швидкості відхилення від курсу та кута ковзання, що впливають на керованість та стійкість, є ключовими показниками безпеки [77].

Однією з ключових переваг заблокованого диференціала є покращена здатність транспортного засобу долати перешкоди та рухатися по бездоріжжю. Коли одне колесо втрачає зчеплення (наприклад, на льоду, в багнюці або у повітрі), заблокований диференціал гарантує, що інше колесо на тій самій осі отримуватиме крутний момент, дозволяючи транспортному засобу продовжувати рух [78, 79].

Дослідження впливу конструкції гідравлічної трансмісії на кінематичну розбіжність та споживання енергії під час подолання перешкод у повнопривідному транспортному засобі 6×6 показало, що кінематична розбіжність є проблемою, яка обмежує мобільність багато вісних КМ. Заблокований диференціал посилює цю розбіжність, оскільки колеса змушені обертатися з однаковою швидкістю, навіть якщо вони проходять різні відстані. Це призводить до підвищеного опору руху [78]. Використання гідростатичного приводу для кожного колеса дозволяє зменшити цю розбіжність шляхом вибору відповідних гідравлічних компонентів.

Незважаючи на переваги в прохідності, заблокований ведучий міст має кілька недоліків:

1. Зношування шин: Під час поворотів, коли одне колесо проковзує, це призводить до підвищеного зношування шин.

2. Підвищене навантаження на трансмісію: Невідповідність швидкостей обертання коліс на заблокованому мосту призводить до високих механічних навантажень на елементи трансмісії, такі як вали та шестерні, що може

призвести до їх прискореного зношування або пошкодження.

3. Зниження комфорту та безпеки: Проковзування коліс на поворотах може погіршити комфорт водіння та створити ризик втрати контролю над транспортним засобом, особливо на високих швидкостях або на слизьких дорогах. Динамічна поведінка автомобіля, що має таку жорсткість на осі, вимагає від водія підвищеної уваги та майстерності.

4. Складність керування: Для багатовісних КМ з заблокованими осями, керування траєкторією руху може бути більш складним, особливо при маневруванні [80, 81].

Характеристики руху КМ із заблокованим ведучим мостом визначаються складним взаємозв'язком між механічною конфігурацією та умовами експлуатації. Хоча блокування покращує прохідність на складних поверхнях, воно ускладнює керування та збільшує навантаження на компоненти трансмісії на твердих покриттях. Сучасні технології, зокрема в електричних транспортних засобах та автономних системах, пропонують нові підходи до управління динамікою, що дозволяють отримувати переваги блокування без недоліків.

При русі КМ з заблокованим приводом коліс однієї вісі на твердих опорних поверхнях виникають негативні явища, такі як підвищений знос шин, поломка окремих елементів трансмісії, перевитрата палива та ін., що обумовлено наявністю кінематичного розбіжності між колесами ведучих мостів [46, 81–83].

Ведучі мости КМ з міжвісним заблокованим приводом можуть оснащуватися як однаковими, так і не ідентичними колесами (типорозміри, моделі шин). Ідентичні колеса найчастіше встановлюються на легкові автомобілі і деякі трактори, наприклад, Т-150К. Сільськогосподарські трактори, наприклад, МТЗ-82, оснащуються нерівними колесами [67, 84].

Міжвісний заблокований привід машин (тракторів) з однаковими осями характеризується рівними швидкостями обертання передніх ω_n та задніх ω_z

ведучих коліс (рис. 1.5).

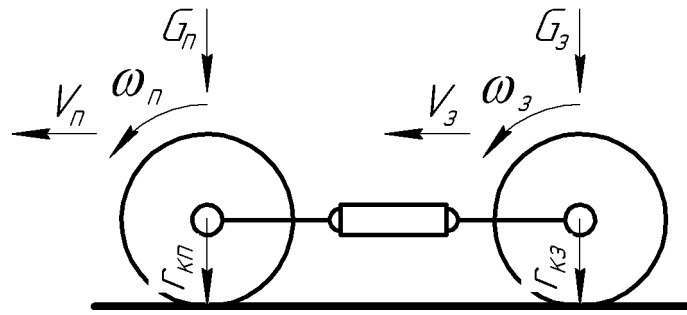


Рисунок 1.5 – Схема двовісної машини з заблокованим приводом з однаковими колесами

Різниця в радіусах кочення передніх $r_{кп}$ і задніх $r_{кз}$ коліс, наприклад, через неоднакові навантаження на передню G_n і задню G_z осі, призводить до того, що передні швидкості передніх $V_n = \omega_n \cdot r_{кп}$ і задніх коліс становлять $V_z = \omega_z \cdot r_{кз}$ ($V_n \neq V_z$). По суті, з'єднані жорсткою рамою автомобіля, вони рухаються з однаковими швидкостями вперед ($V_n = V_z$). Така розбіжність призводить до додаткової тангенціальної (окружної) деформації шин, нерівномірного розподілу крутних моментів по осях автомобіля, підвищеного пробуксовування коліс, надмірного навантаження на трансмісію (появи циркулюючої «паразитної» потужності) [82, 83].

Теоретично обґрунтоване явище циркуляції «паразитної» потужності в заблокованому приводі при різних радіусах кочення коліс ведучих мостів. Визначено потужність, що циркулює в замкнутому контурі передачі, наступним виразом [84]:

$$N_0 = 0,5\eta_T \left[\frac{c}{\lambda} - P -_a f(R_{zp} + R_{z3}) \right] v, \quad (1.4)$$

де N_0 – потужність, що циркулює в трансмісії, Вт;

η_m – ефективність передачі;

f – коефіцієнт опору коченню;

c – коефіцієнт, що дорівнює різниці кінематичних радіусів коліс

передньої і задньої осі, $c = r_{\kappa}^n - r_{\kappa}^3$, м;

$r_{\kappa}^n, r_{\kappa}^3$ – кінематичні радіуси коліс, відповідно, передньої і задньої осі, м;

v – фактична швидкість руху колісного засобу, м/с;

R_{zn}, R_{z3} – нормальні реакції, що діють на колеса передньої і задньої осі, Н;

λ – коефіцієнт тангенціальної пружності шини, що представляє собою зміну радіуса кочення, що відповідає зміні тангенціальної сили, м/Н;

P_a – вільна сумарна сила, що дорівнює сумі дотичних реакцій на передні і задні колеса, а $c / \lambda - f (R_{zn} + R_{z3}) > P_a > 0, \text{Н}$.

Циркулююча «паразитна» потужність зростає зі збільшенням коефіцієнта c / λ (1.5), тобто при збільшенні різниці між радіусами кочення коліс ведучих мостів і зменшенням тангенціальної пружності шин.

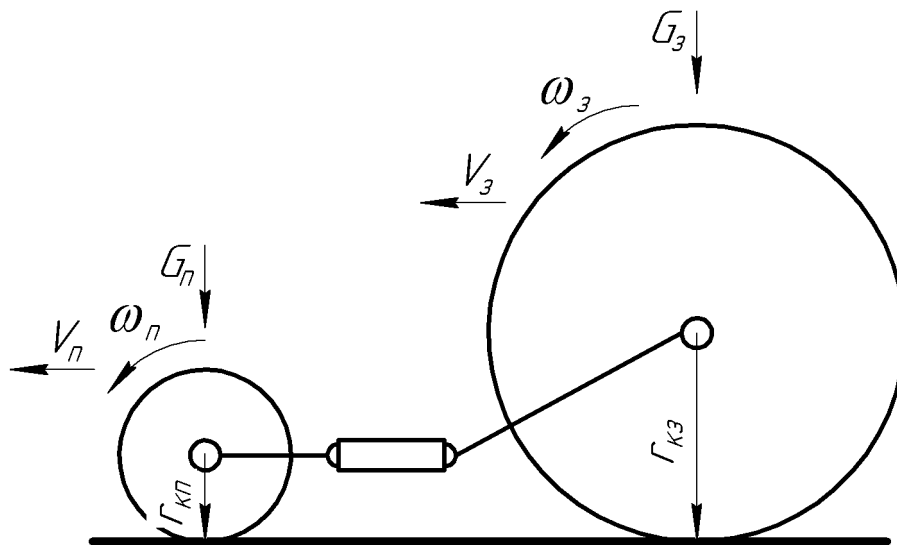


Рисунок 1.6 – Схема двовісної машини з заблокованим приводом з різними колесами

Аналогічна ситуація виникає і в разі використання заблокованого приводу машини (трактора) з різними колесами (рис. 1.6). При цьому швидкості обертання передніх ω_n' і задніх ω_3' коліс не рівні між собою ($\omega_n' \neq \omega_3'$), Але їх поступальні швидкості повинні бути однаковими ($V_n = V_3$), так як колеса жорстко з'єднані рамою машини. Тому для того, щоб виключити

кінематичну невідповідність, необхідно, щоб рівняння

$$\omega'_\Pi \cdot r_K^\Pi = \omega'_3 \cdot r_K^3. \quad (1.6)$$

У зв'язку з тим, що радіуси передніх і задніх коліс не рівні один одному, при розгляді питання про усунення кінематичної невідповідності необхідно враховувати співвідношення швидкостей обертання передніх і задніх коліс, яке визначається конструкцією трансмісії.

Кінематичну невідповідність для автомобілів і тракторів з однаковими колесами для веденого режиму можна також оцінити за допомогою наступного виразу [67]:

$$K_n^o = \left(1 - \frac{r_{\kappa_1}^0}{r_{\kappa_2}^0} \right) \cdot 100\%, \quad (1.7)$$

де K_n^o – коефіцієнт кінематичної неузгодженості для машин з однаковими колесами;

$r_{\kappa_1}^0, r_{\kappa_2}^0$ – радіуси кочення ведених коліс першої і другої осі.

З виразу (1.7) видно, що при зменшенні кінематичної не конгруентності (різниця між радіусами коліс різних осей) K_n^o прагне до нуля.

Коли радіуси коліс рівні $K_n^o = 0$, що говорить про відсутність кінематичної невідповідності.

Для машин з нерівними колесами ведучих мостів формулу (1.7) можна записати таким чином [83, 84]:

$$K_n^p = \left(1 - \frac{i_2 \cdot r_{\kappa_1}^0}{i_1 \cdot r_{\kappa_2}^0} \right) \cdot 100\%, \quad (1.8)$$

де K_n^p – коефіцієнт кінематичної неузгодженості для машин з нерівними (різними) колесами;

i_1, i_2 – передавальні числа приводів першого і другого ведучих мостів.

Як видно з формули (1.8), для усунення кінематичної невідповідності в машинах з різними колесами необхідно враховувати передавальні числа ведучих мостів.

Таким чином, заблокований диференціал, поряд з позитивними, має і негативні якості, обумовлені наявністю кінематичної невідповідності (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Основні позитивні і негативні якості колісних транспортних засобів з заблокованим міжвісним диференціалом

Колісні машини з заблокованим центральним диференціалом	
Позитивні якості колісної машини	Негативні якості (при наявності кінематичної невідповідності)
1. Збільшення тягових якостей і прохідності машин	1. Циркуляція «паразитної» потужності в трансмісії
	2. Підвищена витрата палива на рух
2. Реалізація повної ваги машини по зчепленню з опорною поверхнею	3. Підвищений опір коченню
	4. Підвищений знос протектора шини
3. Знижений опір коченню та буксування коліс, підвищення ККД машини (при відсутності кінематичної невідповідності)	5. Підвищене буксування коліс
	6. Прискорений вихід з ладу деталей трансмісії та ДВЗ
4. Зниження витрати палива на пересування (у разі відсутності кінематичної невідповідності)	7. Зниження ефективності машини
	8. Погіршення стійкості та керованості колісної машини

Як видно з табл. 1.1, питання про усунення кінематичної невідповідності є актуальним з точки зору поліпшення техніко-економічних показників колісних машин (тракторів) з заблокованим приводом ведучих мостів.

Що стосується трактора МТЗ-82, то розрахунки за формулою (1.4) показали, що паразитна потужність при кінематичній невідповідності близько 17% і швидкості понад 7 м/с може досягати 60–70 кВт. Таке значення потужності можна порівняти з потужністю двигуна, що і викликає підвищену витрату палива.

Тому питання усунення кінематичної невідповідності актуальне, перш за все, з метою зниження витрати палива колісних транспортних засобів (тракторів) з заблокованим приводом ведучої осі.

З метою усунення кінематичної розбіжності між колесами передньої і задньої осі пропонується при русі по твердих опорних поверхнях відключати одну з ведучих осей [85]. Однак, відключення другого ведучого моста в ряді випадків знижує тягові властивості машин і підвищує опір коченню і, отже, збільшує витрату палива.

З урахуванням вищесказаного можна скласти схему можливих способів усунення кінематичної невідповідності (рис. 1.5).

Таблиця 1.2

Основні способи усунення кінематичної невідповідності в колісних машинах з заблокованим приводом ведучих мостів

Метод	Переваги або недоліки
Відключення другого ведучого моста в двовісній машині	Зниження тягових і гальмівних якостей, погіршення стійкості руху
Установка міжосьового диференціала	Ускладнення конструкції, зниження надійності, збільшення металоємності, погіршення тягових якостей, особливо при роботі на м'яких ґрунтах
Встановлення додаткових мас	Процес встановлення додаткових мас з урахуванням умов експлуатації та транспортованого вантажу являється трудомістким
Встановлення раціонального тиску повітря в шинах	Забезпечення контролю тиску повітря

Найефективнішим способом усунення кінематичної невідповідності є встановлення раціонального тиску повітря в шинах (табл. 1.2). Для цього КМ потрібно обладнувати системою контролю тиску. Інші способи мають ряд істотних недоліків.

Для усунення кінематичної невідповідності значення тиску повітря в

шинах повинні враховувати умови експлуатації колісних машин і, перш за все, розподіл навантажень на осі [43,63, 79]. Однак питання про вплив тиску повітря в шинах на величину кінематичного розбіжності з необхідними для практичних розрахунків за аналітичними залежностями не були належним чином розроблені.

Спроба теоретично вирівняти тиск повітря в шинах коліс різних осей з вертикальними навантаженнями на них з точки зору кінематичної відповідності наведена в роботі [86]. Але такий спосіб не знайшло широкого практичного застосування через свою значну похибку, так як не враховує характеристики самих шин і ґрунтується на умові рівності радіусів кочення коліс в режимі ведення, хоча колеса автомобіля з заблокованим приводом, як правило, знаходяться в режимі їзди (при наявності крутного моменту). А коли крутний момент передається через колесо, відбувається ще й тангенціальна деформація шини, що впливає на радіуси кочення коліс.

Недоліком такого порівняння є те, що воно може бути застосовано тільки для автомобілів з однаковими колесами. Незважаючи на наявні недоліки, співвідношення все ж дає певне уявлення про те, як змінювати тиск повітря в шинах при зміні навантажень (нормальних реакцій опорної поверхні) на колесах:

$$P_1 = P_2 \cdot \frac{R_{z_1}}{R_{z_2}}, \quad (1.9)$$

де P_1, P_2 – тиск повітря в шинах коліс, відповідно, першої і другої осі МПа
 R_{z_1}, R_{z_2} – нормальні реакції несучої поверхні на колеса, відповідно, першої і другої осі, Н.

Існує залежність для визначення раціональних тисків, яка вже враховує прикладання крутного моменту до коліс:

$$\begin{cases} D_0 = D_{max}, & \text{якщо } R_{z0} \geq R_{zi}; \\ D_i = D_0 \cdot \frac{R_{zi}}{R_{z0}} \cdot \frac{R_{z0} - G_{\hat{e}}^*}{R_{zi} - G_{\hat{e}}^*}; \\ D_i = P_{min}, & \text{якщо } D_i < P_{min}, \end{cases} \quad (1.10)$$

де R_{z0} – нормальна реакція опорної поверхні, що діє на колесо найбільш навантаженої осі, Н;

R_{zi} – нормальна реакція опорної поверхні, що діє на колесо менш навантаженої i -ї осі, Н;

P_0 – тиск повітря в шинах коліс найбільш навантаженої осі, МПа;

P_i – тиск повітря в шинах коліс менш навантаженої i -ї осі, МПа;

P_{max} , P_{min} – максимальний і мінімально допустимий тиск повітря в шинах, МПа;

G_{κ}^* – характеристичне значення відповідного параметра для моделі шини, що є константою, Н.

Система рівнянь (1.10) дозволяє розрахувати раціональний тиск повітря в шинах в залежності від навантаження на колеса і моделі шини. До недоліків системи (1.10) можна віднести те, що вона може бути застосована тільки для машин з однаковими колесами і однаковими моделями шин, хоча багато колісні машини (трактори), що використовуються в сільському господарстві, мають різні колеса для передньої і задньої осі (розмір шин і марка) [87].

Раціональний тиск повітря в шинах вимагає оперативного керування в залежності від умов експлуатації. Для цього можуть використовуватися різні системи та пристосування.

Теоретичні швидкості коліс багатовісної КМ однакові при множенні добутків їх радіусів кочення і кутових швидкостей [88–92]:

$$\omega_{a1} r_{a1} = \omega_{a2} r_{a2} = \dots = \omega_{an} r_{an}, \quad (1.11)$$

де ω_{a1} , ω_{a2} , ω_{an} – кутові швидкості, відповідно, першої, другої та n -ї осі;

r_{a1}, r_{a2}, r_{an} – радіуси коліс, відповідно, першої, другої та n -ї осі.

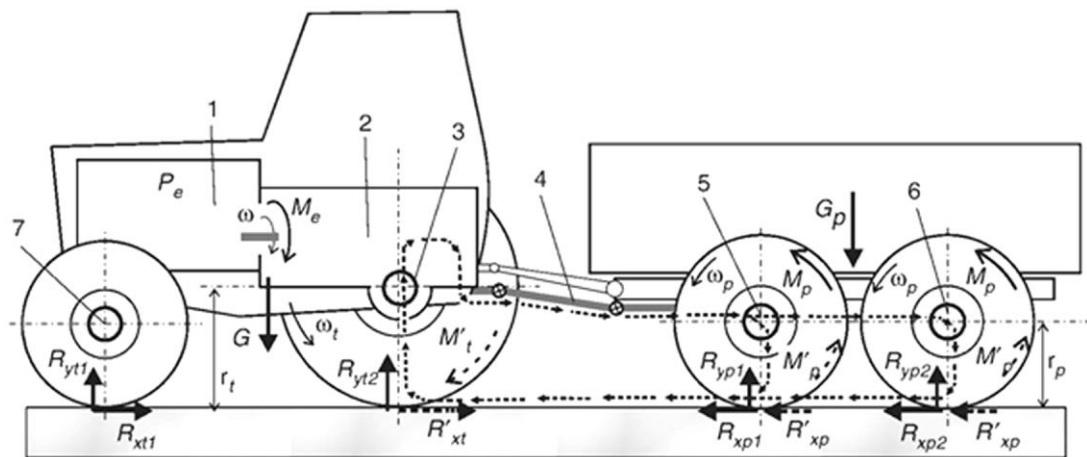
Коефіцієнт кінематичної невідповідності – це термін, який використовується для опису співвідношення між теоретичними швидкостями ведучих коліс різних осей [93–95]:

$$k_n = \frac{v_i^t}{v_m^t} = \frac{r_i \omega_i}{r_m \omega_m} = \frac{1 - \delta_m}{1 - \delta_i}, \quad (1.12)$$

де v_i^t, v_m^t – відповідно теоретичні швидкості ведучого та i -го коліс;

δ_m, δ_i – буксування ведучого та i -го колеса.

Кінематичні невідповідності між різними колесами багатовісної КМ часто різні [96–98]. Розглянемо схему транспортного агрегату у складі трактора МТЗ–820 та причепа PALMS 96 кінематична схема якого наведена на рис. 1.7.



1 – двигун; 2 – трансмісія трактора; 3 – задній ведучий міст трактора; 4 – ВВП; 5 і 6 – передній та задній ведучі мости причепа; 7 – передня вісь трактора

Рисунок 1.7 – Кінематична схема машинно-тракторного агрегату з ведучими колесами причепа

Трансмісія даного трактора оснащена таким приводом на передню вісь, який включається автоматично, коли задні колеса починають пробуксовувати більш ніж на 4–5%. Передній міст автоматично активується за допомогою

односторонньої муфти, встановленої в передній шестерні. Одностороннє зчеплення може бути заблоковано, і тоді передня вісь буде весь час активована. Крім того, передній міст можна повністю відключити. При блокуванні одностороннього зчеплення задні колеса змушені пробуксовувати на 4–5% більше, ніж передні колеса або передні колеса [88].

Всі чотири ведучих колеса причепа мають однаковий розмір і обертаються з однаковою кутовою швидкістю. Коли всі чотири провідні колеса причепа завантажені однаково, вони деформуються однаково. Кінематична невідповідність коліс причепа не має місця.

Кінематична невідповідність комбінації «тягач-причіп» була визначена як відношення між кутовою швидкістю динамічного радіуса заднього колеса трактора і кутовою швидкістю динамічного радіуса колеса причепа:

$$k_n = \frac{v_t^t}{v_p^t} = \frac{r_t \omega_t}{r_p \omega_p} = i_{tp} \frac{r_t}{r_p}, \quad (1.3)$$

де r_t – динамічний радіус заднього колеса трактора;

r_p – динамічний радіус колеса причепа;

v_t^t – теоретична частота обертання заднього колеса трактора;

v_p^t – теоретична частота обертання колеса причепа;

ω_t – кутова швидкість заднього колеса трактора;

ω_p – кутова швидкість колеса причепа;

i_{tp} – передавальне відношення між задніми колесами трактора і колесами причепа.

Будь-яка деформація шини залежить від багатьох параметрів, включаючи вертикальне навантаження на колесо, розміри шини, тиск у шині тощо, тому кожен випадок деформації шини індивідуальний. Непропорційна деформація шин робить кінематичну невідповідність коліс трактора та змінює ведуче значення передніх коліс. При кінематичній невідповідності ведучих коліс трактора одна пара ведучих коліс примусово

буксує, а інша – ковзає [88, 90, 98].

На рис. 1.8 та 1.9 наведено залежності буксування/ковзання задніх і передніх коліс від деформації шини.

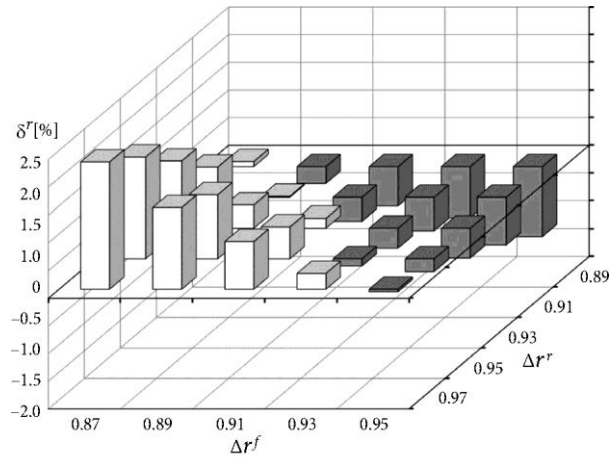


Рисунок 1.8 – Залежність буксування/ковзання заднього колеса від значень деформації передніх і задніх шин

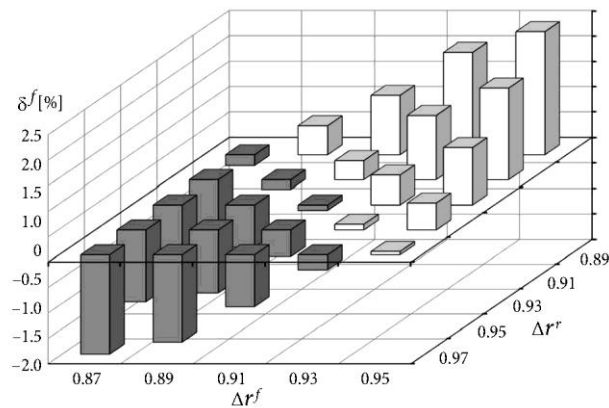


Рисунок 1.9 – Залежність буксування/ковзання передніх коліс від значень деформації передніх і задніх шин

Коли коефіцієнт деформації шин заднього ведучого колеса був вище, ніж коефіцієнт деформації шин передніх ведучих коліс, відповідно задні колеса буксували, а передні – ковзали (рис. 1.8). Максимальне буксування задніх ведучих коліс (2,29%) та ковзання передніх ведучих коліс (1,96%) виникали при коефіцієнтах деформації шин таким чином: для задніх шин – 0,97, для передніх – 0,87 [88, 90, 92].

При роботі в польових умовах кращий випадок виходив, коли коефіцієнт

деформації шин заднього ведучого колеса був нижче, ніж коефіцієнт деформації шин переднього ведучого колеса – в цьому випадку ковзали задні колеса, а передні – буксували. Максимальне буксування передніх ведучих коліс (2,42%) та ковзання задніх ведучих коліс (1,26%) виникали при коефіцієнтах деформації шин таким чином: для задніх шин – 0,89, для передніх шин – 0,95.

На рис. 1.10 наведено залежності випередження передніх ведучих коліс від значень деформації передніх і задніх коліс.

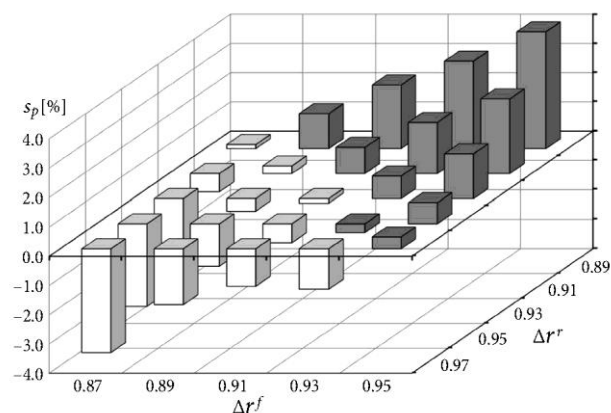


Рисунок 1.10 – Залежності випередження передніх ведучих коліс від значень деформації передніх і задніх коліс

Найбільший відрив передніх ведучих коліс (4%) виникав при значенні коефіцієнта деформації шин були такими: для задніх шин – 0,89, для передніх шин – 0,95 (рис. 1.10). При цьому значення коефіцієнта деформації задніх ведучих коліс було вище, ніж коефіцієнт деформації.

Встановлено, що будь-яке значення ковзання передніх коліс в діапазоні від 1,5 до 5% вважається прийнятним при роботі колісного трактора 4К4а на м'якому ґрунті та ковзання передніх коліс в діапазоні від 1 до 1,5% вважається прийнятним при роботі трактора на твердих покриттях.

Визначено, що різниця тиску в передніх і задніх колесах залежить від навантаження на шини. При роботі в польових умовах кращий випадок виходив, коли коефіцієнт деформації шин заднього ведучого колеса був нижче

(0,01-0,06), ніж коефіцієнт деформації шин передніх коліс. При цьому буксують як передні, так і задні колеса, якщо трактор буде навантажуватися тяговим зусиллям.

1.4 Висновки по розділу

1. Аналізом попередніх досліджень встановлено, що ефективність орного агрегату можна підвищити кількома способами, зосереджуючись на оптимізації тягово-зчіпних властивостей, що безпосередньо впливає на продуктивність і економічність виконання технологічних операцій. Підвищення продуктивності досягається шляхом збільшення швидкості та ширини захвату плуга, однак ці параметри обмежені тяговими властивостями трактора та розмірами плуга. Встановлено, що ефективність орних МТА є багатофакторним поняттям, що вимагає постійного вдосконалення технічних, економічних та екологічних аспектів для забезпечення сталого розвитку сільського господарства.

2. Визначено, що вплив геометричних параметрів рами трактора є критично важливим для оптимізації показників орного машинно-тракторного агрегату, оскільки ці параметри безпосередньо впливають на тягові можливості, ефективність та стабільність руху агрегату під час виконання сільськогосподарських робіт, зокрема оранки. Для оцінки впливу геометричних параметрів рами на тягові та енергетичні показники МТА зазвичай застосовуються різноманітні підходи, включаючи математичне моделювання, комп'ютерне симулювання та експериментальні дослідження. Встановлено, що на тягово-енергетичні характеристики орного МТА впливає чисельна кількість параметрів як трактора, так і агрегату в цілому. Залишається недостатньо дослідженим залежність конструктивних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні характеристики орного МТА.

3. Конструкція трансмісії трактора суттєво впливає на показники продуктивності орного МТА такі, як паливна економічність, ефективність

роботи, динамічна стабільність та загальну продуктивність. Сільськогосподарські трактори піддаються різноманітним і вимогливим експлуатаційним умовам, що вимагає трансмісій, які можуть оптимізувати передачу потужності від двигуна до коліс трактора та адаптуватися до різних умов навантаження. Попередніми дослідженнями визначено, що блокування диференціала трактора, який працює у складі широкозахватних сільськогосподарських агрегатів, позитивно впливає на тягові характеристики. Це забезпечує рівномірний розподіл крутного моменту між бортами трактора, що є особливо важливим на ґрунтах зі слабкою несучою здатністю.

4. Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача підвищення ефективності функціонування орного агрегату за рахунок збільшення тягових властивостей колісного трактора. Встановлено, що підвищення енергоємності тракторів не приводить до пропорційного зростання тягових показників через вплив конструкцій трансмісії та диференціалів. Тому вирішення науково-прикладного завдання підвищення ефективності функціонування орного агрегату шляхом покращення тягово-зчіпних властивостей через обґрунтування геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора являється актуальним для сільськогосподарського виробництва України.

РОЗДІЛ 2

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ОРНОГО АГРЕГАТУ ПОКРАЩЕННЯМ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРА

Покращення тягово-зчіпних властивостей трактора у складі орного агрегату можна забезпечити шляхом оптимізації розподілу ваги, регулювання тиску в шинах, використання спеціальних пристроїв та систем контролю тяги [43, 99]. Варто враховувати, що нерівномірний розподіл вертикальних реакцій між колесами може знижувати ефективність використання зчіпної ваги трактора [100]. Підвищення ефективності функціонування орного агрегату шляхом покращення тягово-зчіпних властивостей трактора можливе за допомогою модернізації рами трактора та встановлення диференціалів з автоматичним блокуванням. Модернізація рами дозволить оптимізувати розподіл ваги між передньою та задньою віссю трактора. Правильний розподіл ваги збільшує тягове зусилля та зменшує буксування коліс.

Встановлення автоматичного блокування міжколісного диференціалу підвищує прохідність трактора, особливо на твердих ґрунтах [6, 85]. Автоматичне блокування зменшує пробуксовку коліс, блокуючи диференціал лише при прямолінійному русі, а при поворотах трактора – розблокується.

Використання керованого диференціалу дозволяє ефективніше розподіляти потужність між колесами, особливо при нерівномірному навантаженні [89, 94]. Це особливо важливо при оранці, коли колеса одного борту трактора можуть мати краще зчеплення з ґрунтом, ніж іншого.

Модернізація рами трактора та встановлення блокування диференціалів є важливими кроками для підвищення ефективності функціонування орного агрегату. Комплексний підхід, що враховує всі фактори, що впливають на тягово-зчіпні властивості трактора, дозволить досягти максимальної продуктивності та знизити витрати на обробіток ґрунту.

Харківським тракторним заводом (ПАТ ХТЗ, м. Харків) модернізовано серійний трактор ХТЗ-243К.20 на який встановили передній та задній мости з системою автоматичного блокування диференціалу та спроектували нову раму. Модернізований трактор отримав назву ХТЗ-243КС. Загальний вигляд трактора наведено на рис. 2.1.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд трактора ХТЗ-243КС

Трактори серії ХТЗ-240 затребувані у вітчизняного споживача та активно застосовуються на енергоємних роботах у господарствах. Динаміка та енергоефективність трактора ХТЗ-243КС з модернізованою рамою та системою блокування диференціалів залишається недослідженою у складі орного агрегату.

2.1 Метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники

Дослідження динаміки тракторів з шарнірно-з'єднаною рамою потребують складання відповідних кінематичної та динамічної схем та

математичної моделі досліджуваного процесу. Метод побудови математичної моделі трактору, як багатоеlementної (багатомасової) машини, докладно розглянуто у роботах [1–4, 19, 101, 102].

Складено динамічну модель чотирьох колісного трактора шарнірно-з'єднаної компоновки (рис. 2.2).

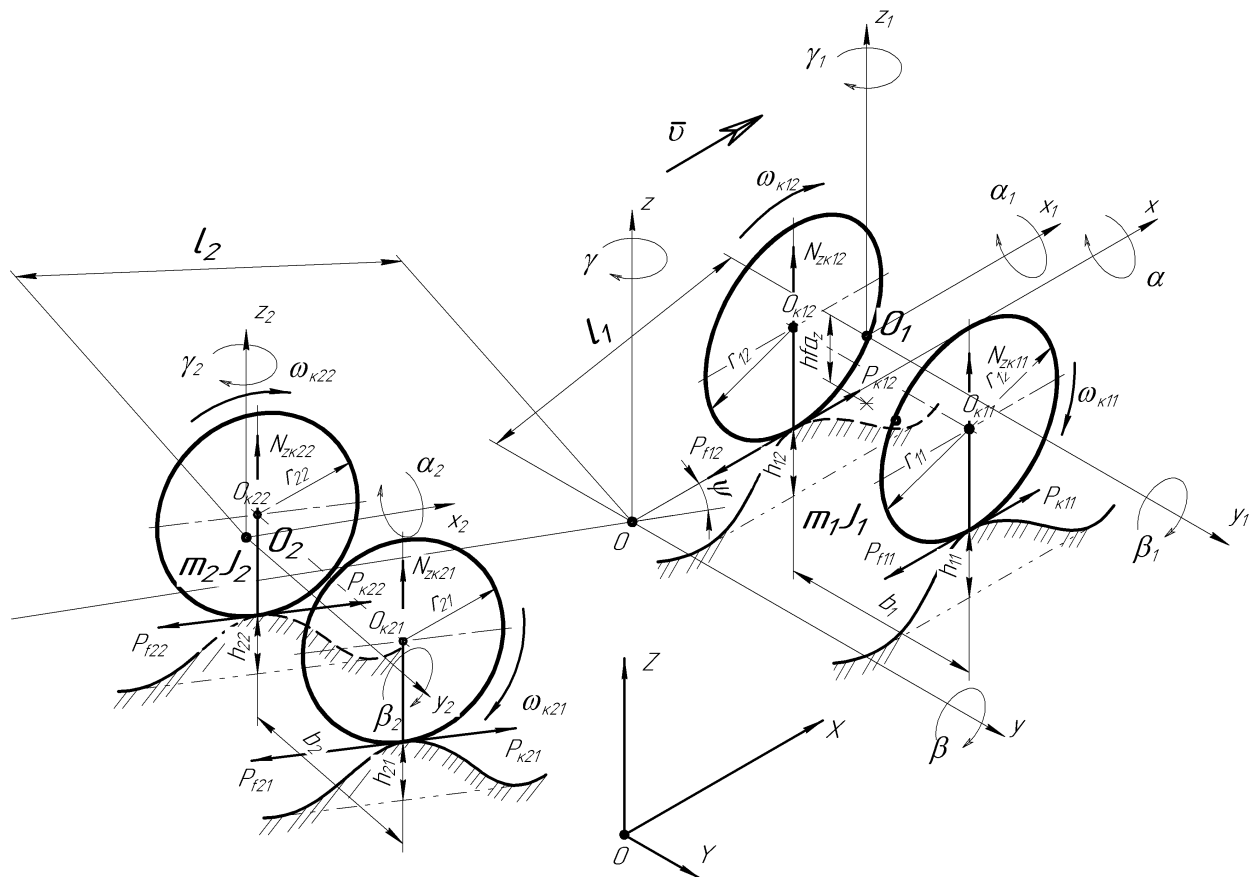


Рисунок 2.2 – Динамічна модель чотирьох колісного трактора шарнірно-з'єднаної компоновки

На кінематично-динамічній моделі колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою (рис. 2.2) використано такі позначення:

$XOYZ$ – глобальна система координат;

$xouy$ – зв'язана система координат з центром мас трактора;

$x_1o_1y_1z_1$ – зв'язана системи координат, що проходить через центр тяжіння першої піврами трактора;

$x_2o_2y_2z_2$ – зв'язана системи координат, що проходить через центр тяжіння

першої піврами трактора;

$\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ – кути повороту машини та піврам навколо відповідних осей x, y, z ;

m_1, J_1, m_2, J_2 – маси та моменти інерції першої та другої піврами трактора;

v – поступальну швидкість руху трактора;

ψ – кут зламу піврам трактора;

$h_{11}, h_{12}, h_{21}, h_{22}$ – висота профілю опорної поверхні для переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс задано символами;

l_1, l_2 – відстань від центрів мас піврам до осей передніх та задніх коліс;

b_1, b_2 – передня та задня колії коліс трактора;

r_{ij} – динамічний радіус коліс;

P_{kij} – сила тяги колеса трактора;

M_{kij} – крутний момент колеса трактора;

P_{fij} – сила опору коченню колеса трактора;

N_{zkij} – нормальна (вертикальна) реакція на колесі.

i – відповідна вісь трактора ($i = 1$ – передня вісь; $i = 2$ – для задньої осі);

j – борт трактора ($j = 1$ – лівий борт; $j = 2$ – правий борт).

Теорія трактора являє собою наукові основи для подальшого вдосконалення конструкції машин, підвищення їх ефективності та інтенсифікації використання. Метою тягового розрахунку трактора є визначення її основних характеристик [53, 103, 104].

Високі тягово-зчіпні та паливо-економічні показники трактора можуть будуть отримано лише у разі оптимального співвідношення основних його параметрів, які визначаються розрахунковим шляхом на етапі проектування та порівнянням параметрів з існуючими тракторами. Їх взаємозв'язок характеризує основні експлуатаційні якості.

В основу тягового розрахунку покладено рівняння тягового балансу. Тягові показники трактора визначаються для наступних режимів роботи: від номінального – $M_{д.ном}$, до режиму максимального крутного ДВЗ – $M_{д.мах}$, для

діапазону робочих передач.

Визначено силу тяги на кожному з коліс трактору в залежності від крутного моменту ДВЗ:

$$P_{kij} = \frac{1}{2} M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{kij}} \cdot \frac{l_i}{l_1 + l_2}, \text{ Н}, \quad (2.1)$$

де M_d – крутний момент двигуна, Н·м;

$U_{тр}$ – передаточне число трансмісії;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії.

Сила опору кочення для кожного з коліс трактора визначається окремо та враховує тиск в шині, навантаження на колесо (нормальну вертикальну реакцію) та швидкість руху:

$$P_f = \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left(\frac{N_{Zkij}}{N_{Zk0ij}} \right)^\beta N_{Zk0ij} \cdot (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2), \text{ Н}. \quad (2.2)$$

Враховуючи формулу визначення дотичної сили тяги (1) та силу опору кочення (2) тягове зусилля на колесі трактора визначається з виразу:

$$P_{кріj} = \frac{1}{2} M_d \cdot U_{тр} \frac{\eta_{тр}}{r_{kij}} \cdot \frac{l_i}{l_1 + l_2} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^\alpha \left(\frac{N_{Zkij}}{N_{Zk0ij}} \right)^\beta N_{Zk0ij} \cdot (A + B|v_{Cij}| + Cv_{Cij}^2), \text{ Н} \quad (2.3)$$

Дійсну швидкість руху трактора визначено через теоретичну швидкість [1, 101] з урахуванням буксування ведучих коліс:

$$v_d = \omega_d \cdot \frac{r_{кл}}{U_{тр}} \cdot (1 - \delta), \text{ м/с}, \quad (2.4)$$

де δ – буксування ведучих коліс.

Тягова потужність на колесах трактора визначається з виразу:

$$N_{\text{кр}ij} = \frac{1}{2} M_{\text{д}} U_{\text{тр}} \frac{\eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}ij}} \frac{l_i}{l_1 + l_2} - \left(\frac{P_{ij}}{P_{0ij}} \right)^{\alpha} \left(\frac{N_{Z\text{к}ij}}{N_{Z\text{к}0ij}} \right)^{\beta} \cdot N_{Z\text{к}0ij} \left(A + B |v_{Cij}| + C v_{Cij}^2 \right) v_{\text{д}} \quad (2.5)$$

Метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники базується на тяговому розрахунку та враховує зміну відстані від шарніру до передньої та задньої ведучих осей.

2.2 Вплив геометричних параметрів рами трактора на нормальні реакції коліс на опорну поверхню

Теоретичні дослідження виконано на прикладі експериментального трактору ХТЗ-243КС (рис. 2.1). Визначено статичні нормальні (вертикальна) реакції коліс трактора на опорну поверхню, які дорівнюють $N_{Z\text{к}11} = N_{Z\text{к}12} = 2,78 \cdot 10^5 \text{ Н}$; $N_{Z\text{к}21} = N_{Z\text{к}22} = 1,42 \cdot 10^5 \text{ Н}$ при $\alpha = \beta = \gamma = \alpha_1 = \beta_1 = \gamma_1 = \alpha_2 = \beta_2 = \gamma_2 = 0^\circ$, тобто піврами трактора паралельні площині опорної поверхні.

Встановлено залежності нормальних реакцій на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю передньої піврами (рис. 2.3) і задньої (рис. 2.4).

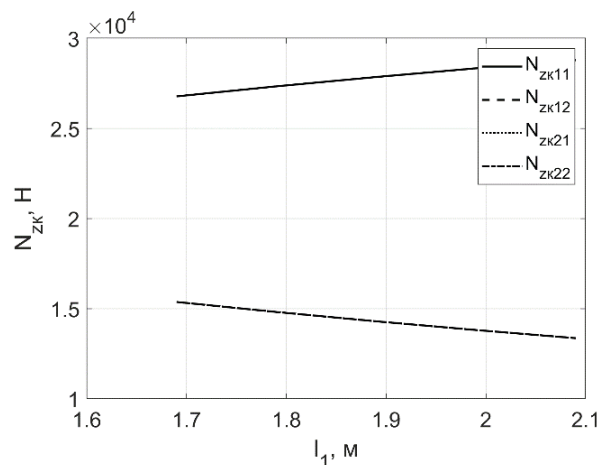


Рисунок 2.3 – Залежності нормальних реакцій на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю передньої піврами

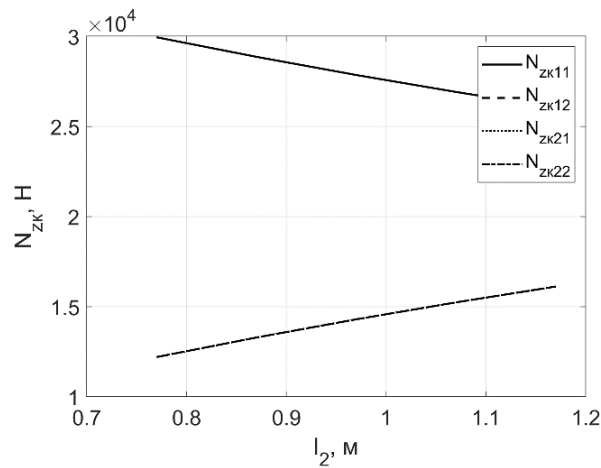


Рисунок 2.4 – Залежності нормальних реакцій на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю передньої піврами

Для тракторів серії ХТЗ-240К відстані від шарніру до відповідних осей коліс дорівнюють $l_1 = 1,89$ м та $l_2 = 0,97$ м. Зменшення відстані до $l_1 = 1,69$ м призводить до зниження нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,67 \cdot 10^5$ Н та підвищення значень реакцій на задніх колесах трактора до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,53 \cdot 10^5$ Н (рис. 2.3). Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до підвищення нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,87 \cdot 10^5$ Н та зниженню на задніх до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,35 \cdot 10^5$ Н.

Зменшення відстані l_2 до 0,77 м призводить до підвищення нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,99 \cdot 10^5$ Н та зниження значень реакцій на задніх колесах трактора до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,21 \cdot 10^5$ Н (рис. 2.4). Збільшення l_2 до 1,17 м призводить до зниження нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,60 \cdot 10^5$ Н та підвищенню на задніх до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,51 \cdot 10^5$ Н.

2.3. Вплив геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники

Теоретично дослідимо вплив геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники за розробленим методом (2.1)–(2.5). Визначено залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від відстані між шарніром

та віссю передньої (рис. 2.5) і задньої (рис. 2.6) піврам й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ.

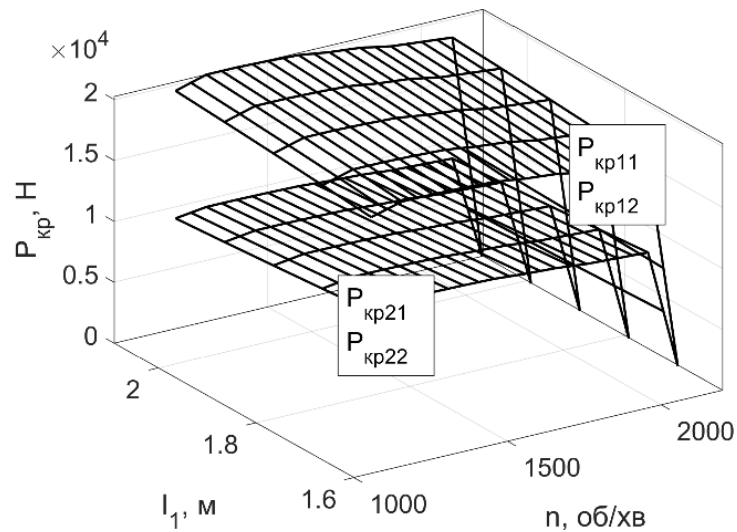


Рисунок 2.5 – Залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю передньої піврами й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ

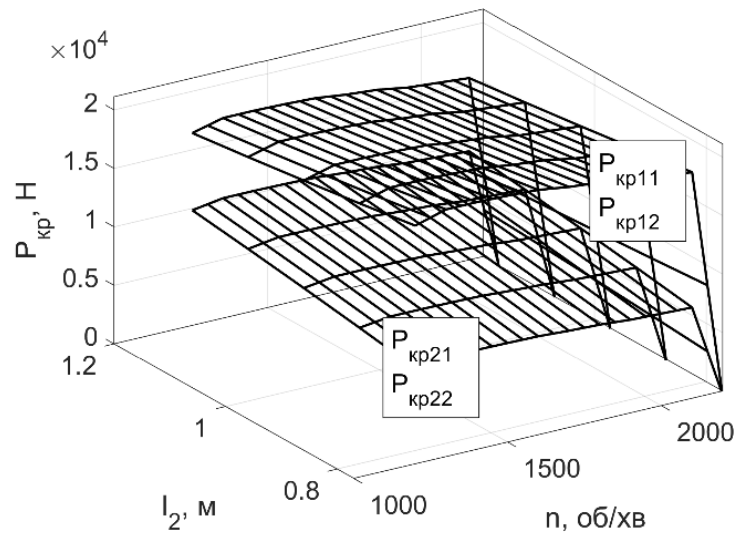


Рисунок 2.6 – Залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю задньої піврами й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ

Зменшення відстані до від шарніру трактора до передньої вісі з $l_1 = 2,09$ м до $l_1 = 1,69$ м призводить до зниження дотичних сил тяги на

передніх колесах трактора з $P_{кр11} = P_{кр12} = 19512$ Н до $P_{кр11} = P_{кр12} = 18149$ Н при $n = 1000$ об/хв та з $P_{кр11} = P_{кр12} = 18517$ Н до $P_{кр11} = P_{кр12} = 17223$ Н при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до зниження дотичних сил тяги на задніх колесах трактора з $P_{кр21} = P_{кр22} = 10410$ Н до $P_{кр21} = P_{кр22} = 9048$ Н при $n = 1000$ об/хв та з $P_{кр21} = P_{кр22} = 9879$ Н до $P_{кр21} = P_{кр22} = 8711$ Н при $n = 2100$ об/хв (рис. 2.5).

Зменшення відстані до від шарніру трактора до задньої вісі з $l_2 = 1,17$ м до $l_2 = 0,77$ м призводить до підвищення дотичних сил тяги на передніх колесах трактора з $P_{кр11} = P_{кр12} = 17580$ Н до $P_{кр11} = P_{кр12} = 20370$ Н при $n = 1000$ об/хв та з $P_{кр11} = P_{кр12} = 16681$ Н до $P_{кр11} = P_{кр12} = 19335$ Н при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_2 від 0,77 м до 1,17 м приводить до підвищення дотичних сил тяги на задніх колесах трактора з $P_{кр21} = P_{кр22} = 8189$ Н до $P_{кр21} = P_{кр22} = 10979$ Н при $n = 1000$ об/хв та з $P_{кр21} = P_{кр22} = 7767$ Н до $P_{кр21} = P_{кр22} = 10423$ Н при $n = 2100$ об/хв (рис. 2.6).

Розраховано залежності тягової потужності на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю передньої (рис. 2.7) і задньої (рис. 2.8) піврам й швидкістю обертання колінчатого валу ДВЗ.

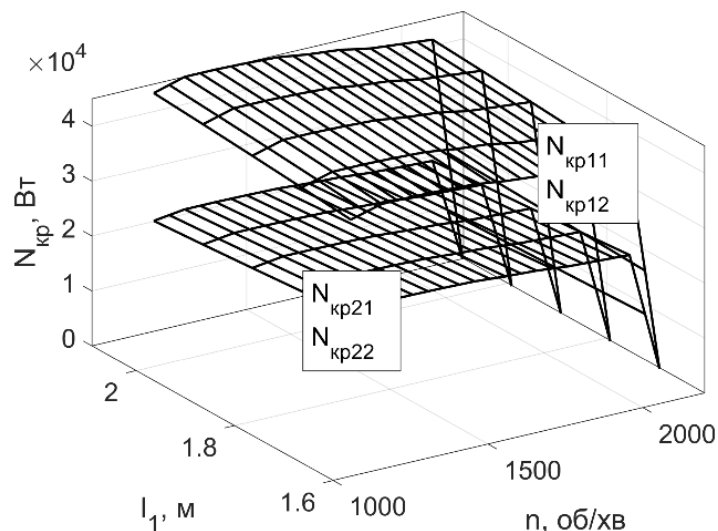


Рисунок 2.7 – Залежності тягової потужності на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю передньої піврами

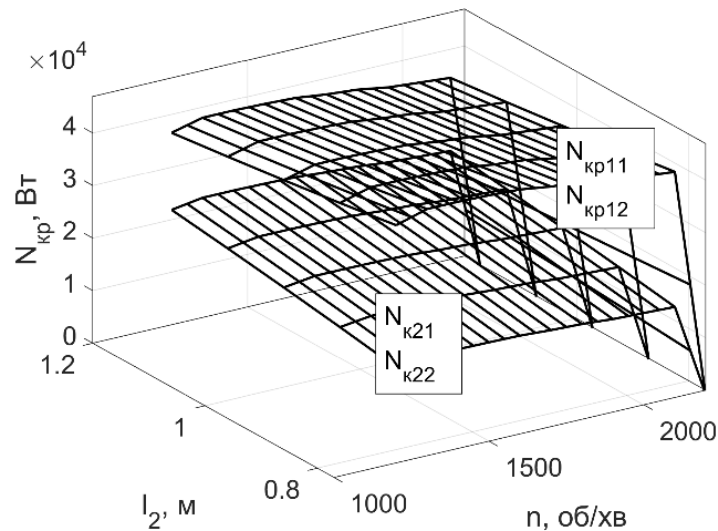


Рисунок 2.8 – Залежності тягової потужності на колесах трактора від відстані між шарніром та віссю задньої піврами

Збільшення відстані до від шарніру трактора до передньої вісі з $l_1 = 1,69$ м до $l_1 = 2,09$ м приводить до підвищення тягової потужності на передніх колесах трактора з $N_{kp11} = N_{kp12} = 40,33$ кВт до $N_{kp11} = N_{kp12} = 43,36$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{kp11} = N_{kp12} = 38,27$ кВт до $N_{kp11} = N_{kp12} = 41,11$ кВт при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_1 до $2,09$ м призводить до зниження тягової потужності на задніх колесах трактора з $N_{kp21} = N_{kp22} = 23,13$ кВт до $N_{kp21} = N_{kp22} = 20,10$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{kp21} = N_{kp22} = 21,95$ кВт до $N_{kp21} = N_{kp22} = 19,08$ кВт при $n = 2100$ об/хв (рис. 2.7).

Зменшення відстані до від шарніру трактора до задньої вісі з $l_2 = 1,17$ м до $l_2 = 0,77$ м приводить до підвищення тягової потужності на передніх колесах трактора з $N_{kp11} = N_{kp12} = 39,06$ кВт до $N_{kp11} = N_{kp12} = 45,26$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{kp11} = N_{kp12} = 37,07$ кВт до $N_{kp11} = N_{kp12} = 42,96$ кВт при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_2 до $1,17$ м призводить до підвищення тягової потужності на задніх колесах трактора з $N_{kp21} = N_{kp22} = 18,19$ кВт до $N_{kp21} = N_{kp22} = 24,39$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{kp21} = N_{kp22} = 17,26$ кВт до $N_{kp21} = N_{kp22} = 23,16$ кВт при $n = 2100$ об/хв (рис. 2.8).

Визначено дійсну швидкість трактора в залежності від відстані між шарніром та віссю передньої піврами (рис. 2.9) і віссю задньої піврами (рис. 2.10)

для 8 передач (4 передачі I діапазону та 4 передачі II другого діапазону).

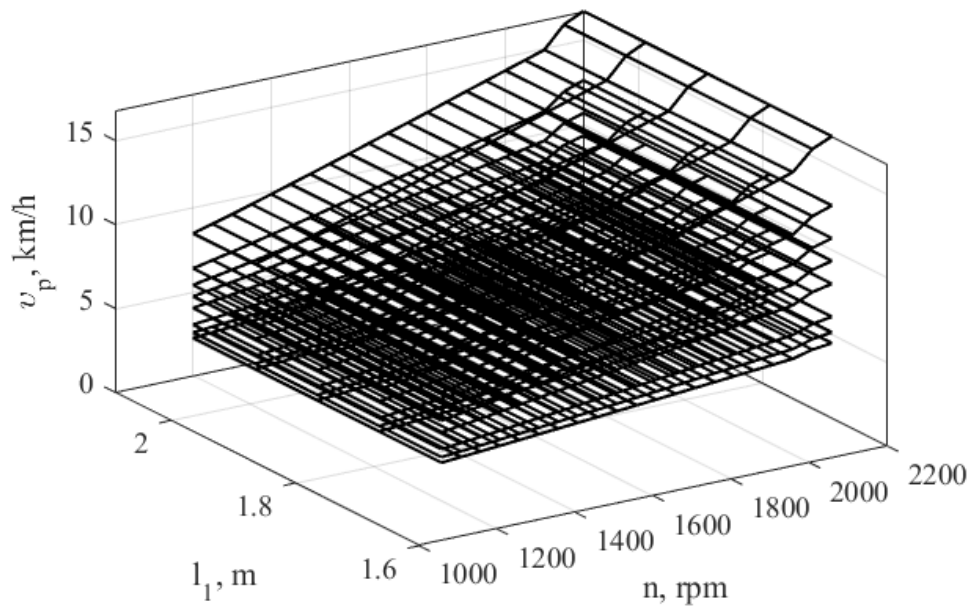


Рисунок 2.9 – Залежності робочої (дійсної) швидкості руху трактора від відстані між шарніром та віссю передньої піврами

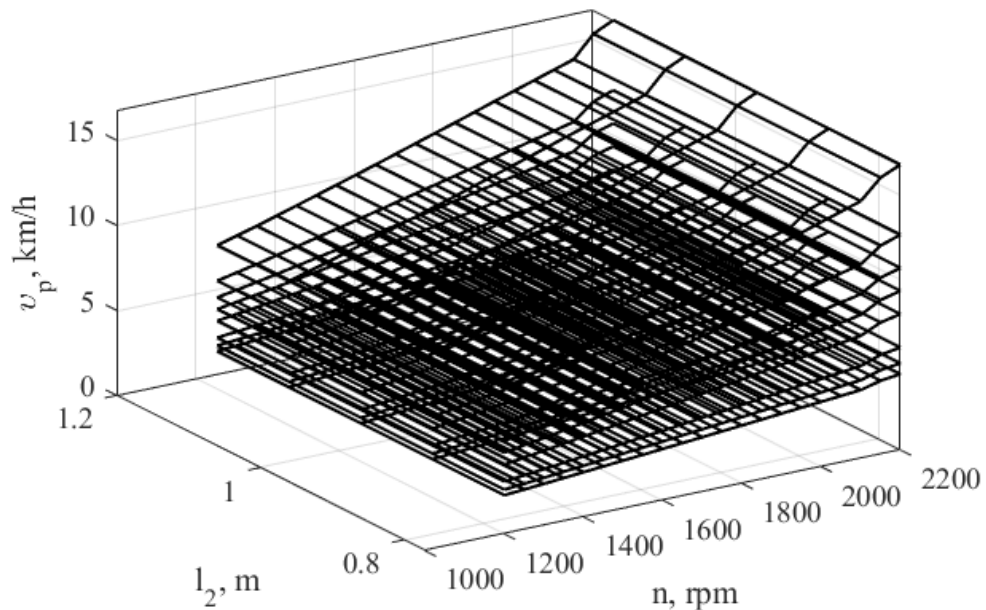


Рисунок 2.10 – Залежності робочої (дійсної) швидкості руху трактора від відстані між шарніром та віссю задньої піврами

Встановлено, що швидкість руху трактора збільшується при зменшенні відстані від шарніра та віссю передньої піврами з $l_1 = 2,09$ м – $v_p = 2,24$ км/год до $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 2,27$ км/год для I-1 передачі, $n = 1200$ об/хв; $l_1 = 2,09$ м –

$v_p = 3,96$ км/год, $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 4,01$ км/год для I-1 передачі, $n = 2100$ об/хв;
 $l_1 = 2,09$ м – $v_p = 4,03$ км/год, $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 4,08$ км/год для I-4 передачі, $n = 1200$ об/хв;
 $l_1 = 2,09$ м – $v_p = 7,19$ км/год, $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 7,11$ км/год для I-4 передачі, $n = 2100$ об/хв (рис. 2.9).

Визначено, що швидкість руху трактора зменшується при зменшенні відстані від шарніра та осі задньої піврами з $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 4,09$ км/год до $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 4,01$ км/год для I-4 передачі, $n = 1200$ об/хв; $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 7,22$ км/год, $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 7,07$ км/год для I-4 передачі, $n = 2100$ об/хв;
 $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 4,03$ км/год, $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 4,08$ км/год для II-4 передачі, $n = 1200$ об/хв;
 $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 15,16$ км/год, $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 14,68$ км/год для II-4 передачі, $n = 2100$ об/хв (рис. 2.10).

Розроблений метод оцінку вплив геометричних параметрів рами трактора дозволяє визначити залежності конструктивних трактора на його тягово-енергетичні показники.

2.4 Метод оцінки впливу параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі орного машинно-тракторного агрегату

Дослідження динаміки повнопривідного колісного трактора у складі орного МТА потребує складання відповідних кінематичної та динамічної схем й математичної моделі трансмісії [1, 2, 6–8].

Об'єктом дослідження є взаємозв'язок параметрів трансмісії трактора з тягово-енергетичними показниками орного МТА.

При складанні математичної моделі трансмісії повнопривідного колісного трактора були прийняті наступні допущення:

1. Елементи трансмісії трактора досліджено, як симетричні навколо осі обертання абсолютно тверді тіла.

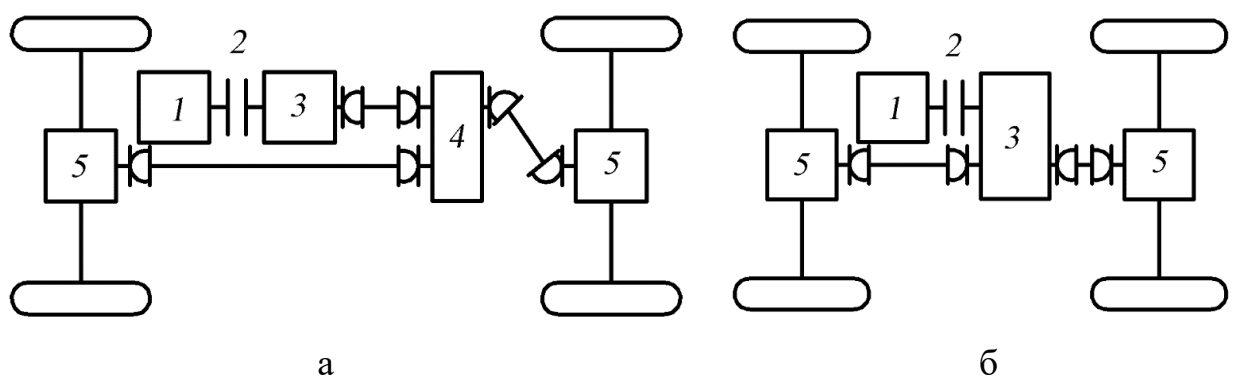
2. Дисипативні витрати енергії є постійними та не залежать від

температури трансмісії.

3. Вали мають лінійну жорсткість на кручення.

Проектування нової та удосконалення існуючої механічної трансмісії потребує визначення кінематичної схеми, тобто. шляхи та способи підведення потужності від двигуна до коліс. Розрізняють бортові та мостові схеми трансмісій, які можуть бути з блокованим, диференціальним або змішаним приводом.

На рис. 2.11 наведено найпоширеніші схеми трансмісій повнопривідних колісних тракторів з колісною формулою 4x4 [105].



1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – роздавальна коробка; 5 – головна передача та диференціал

Рисунок 2.11 – Схеми трансмісій повнопривідних енергетичних засобів з роздавальною коробкою (а) та без (б):

Роздавальна коробка 4 зазвичай є обов'язковим агрегатом в трансмісії повнопривідної колісної машини з мостовим приводом 5, за винятком випадку, коли функцію роздавальної коробки виконує коробка передач 3.

Складено схему динамічної моделі трансмісії повнопривідного колісного трактора (рис. 2.12), що основана на схемі (рис. 2.10, б) в якій функції роздавальної коробки 4 виконуються коробкою передач 3.

На рис. 2.12 наведено такі позначення: J_1 – приведений момент інерції мас, що обертаються, двигуна внутрішнього згоряння; M_1 – ефективний крутний момент ДВЗ; ω_1 – кутова швидкість обертання колінчастого вала ДВЗ; M_f – момент муфти зчеплення; J_2 , M_2 , ω_2 , c_2 , – приведений момент інерції, крутний момент, кутова швидкість обертання та приведена кутова жорсткість

первинного валу коробки передач; η_{23} , i_{23} – ККД та передатне число коробки передач; J_3 , M_3 , ω_3 – приведений момент інерції, крутний момент, кутова швидкість обертання вторинного валу коробки передач; c_{31} , c_{32} – приведені кутові жорсткості переднього та заднього карданного валів; η_{23} , i_{41} , i_{42} – ККД та передатне число головної передачі переднього та заднього мостів; J_{41} , M_{41} , ω_{41} – приведений момент інерції, крутний момент та кутова швидкість обертання головної передачі передньої осі; J_{42} , M_{42} , ω_{42} – приведений момент інерції, крутний момент та кутова швидкість обертання головної передачі задньої осі; c_{411} , c_{412} , c_{421} , c_{422} – приведені кутові жорсткості передньої лівої, передньої правої, задньої лівої та задньої правої напівосі; η_{23} , i_{411} , i_{412} , i_{421} , i_{422} – ККД та передатне число переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого бортових редукторів; J_{kij} , M_{kij} , ω_{kij} – приведений момент інерції, крутний момент та кутова швидкість обертання ведучого колеса трактора ($ij = 11$ – переднього лівого, $ij = 12$ – переднього правого, $ij = 21$ – заднього лівого, $ij = 22$ – заднього правого).

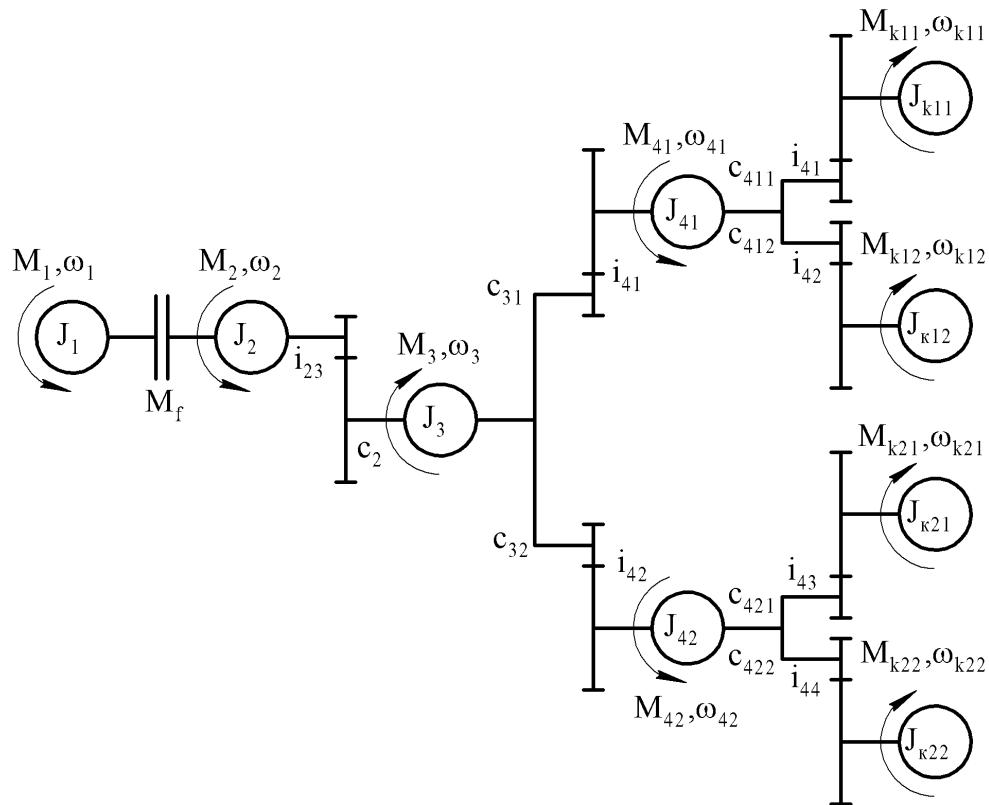


Рисунок 2.12 – Схема динамічної моделі трансмісії колісного трактора

Крутний момент від ДВЗ M_1 передається через муфту M_f до первинного валу коробки передач та передачу i_{23} . Далі крутний момент вихідного валу коробки передач передається на передній та задній диференціали трактора через вали c_{31} та c_{32} . Передній диференціал утворюється елементами J_{41} , c_{411} , c_{412} , а задній - J_{41} , c_{411} , c_{412} .

Для повнопривідного колісного трактора складено систему рівнянь динаміки трансмісії у формі Коші, що має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\omega}_1 = J_1^{-1}(M_1 - M_f); \\ \dot{\omega}_2 = J_2^{-1}(M_f - M_2); \\ \dot{M}_{23} = c_2^{-1}(\omega_2 - i_{23}\omega_3); \\ \dot{\omega}_3 = J_3^{-1}(M_3 - i_{23}^{-1}\eta_{23}(M_{31} + M_{32})); \\ \dot{M}_{31} = c_{31}^{-1}(\omega_3 - i_{41}\omega_{41}); \\ \dot{M}_{32} = c_{32}^{-1}(\omega_3 - i_{42}\omega_{42}); \\ \dot{\omega}_{41} = J_{41}^{-1}(M_{31} - i_{41}^{-1}\eta_{41}(M_{411} + M_{412})); \\ \dot{\omega}_{42} = J_{42}^{-1}(M_{32} - i_{42}^{-1}\eta_{42}(M_{421} + M_{422})); \\ \dot{M}_{411} = c_{411}^{-1}(\omega_{41} - i_{411}\omega_{k11}); \\ \dot{M}_{412} = c_{412}^{-1}(\omega_{41} - i_{412}\omega_{k12}); \\ \dot{\omega}_{k11} = J_{k11}^{-1}(M_{411} - i_{411}^{-1}\eta_{411}M_{k11}); \\ \dot{\omega}_{k12} = J_{k12}^{-1}(M_{412} - i_{412}^{-1}\eta_{412}M_{k12}); \\ \dot{M}_{421} = c_{421}^{-1}(\omega_{42} - i_{421}\omega_{k21}); \\ \dot{M}_{422} = c_{422}^{-1}(\omega_{42} - i_{422}\omega_{k22}); \\ \dot{\omega}_{k21} = J_{k21}^{-1}(M_{421} - i_{421}^{-1}\eta_{421}M_{k21}); \\ \dot{\omega}_{k22} = J_{k22}^{-1}(M_{422} - i_{422}^{-1}\eta_{422}M_{k22}). \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Систему рівнянь динаміки трансмісії колісного повнопривідного трактора у формі Коші (2.6) вирішено за допомогою пакету програм MatLab. Вихідні дані для розрахунку математичної моделі приведені у роботі [1, 2, 19, 106].

2.5 Вплив параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі машинно-тракторного агрегату

На тракторах переважно встановлюються дизельні двигуни. Дослідимо динаміку колісного повнопривідного трактора з дизельним двигуном, що має максимальну потужність $N_{\text{emax}}=176$ кВт (240 к.с.). Залежності потужності та ефективного крутного моменту ДВЗ трактора від швидкості обертання колінчатого валу наведено на рис. 2.13.

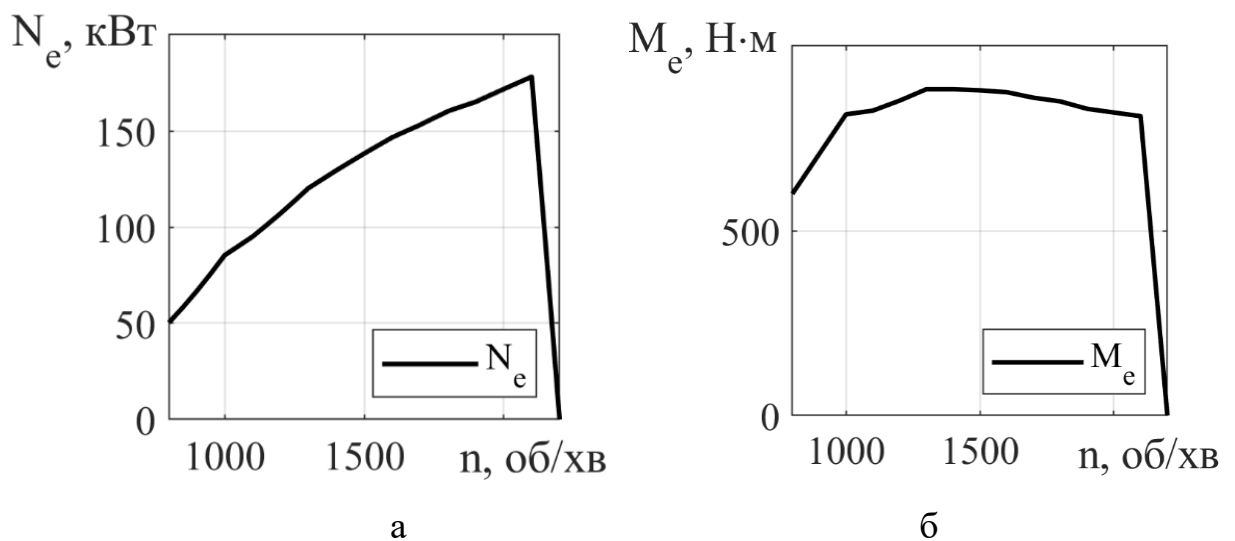


Рисунок 2.13 – Залежності потужності (а) та ефективного крутного моменту (б) двигуна внутрішнього згоряння трактора від швидкості обертання

Максимальний крутний момент ДВЗ становить $M_{\text{emax}}=883$ Н·м (90 кгс·м) при швидкості обертання $n_{\text{Мном}}=1250-1450$ об/хв (рис. 2.13).

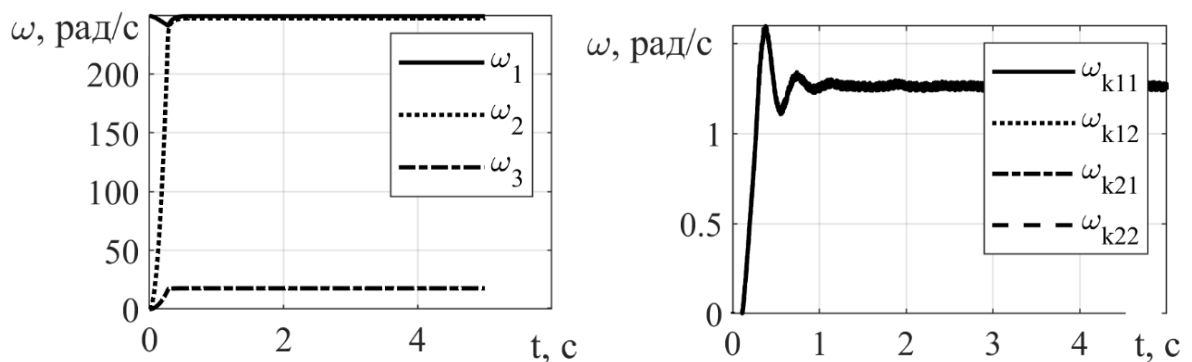


Рисунок 2.14 – Залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії трактора від часу

Для повнопривідного колісного трактора визначено залежності кутових швидкостей обертання елементів трансмісії від часу (рис. 2.14).

Досліджено процес розгону трактора під час якого кутова швидкість ДВЗ знижується з номінального значення $n_{\text{ном}} = 250$ рад/с до 241 рад/с та при $t > 1$ с знов повертається до номінального значення (рис. 2.14). При $0 < t < 1$ с вмикається зчеплення та швидкість первинного валу коробки передач вирівнюється з кутовою швидкістю ДВЗ 250 рад/с. Кутові швидкості обертання коліс трактора стабілізуються на рівні $\omega_{k11} = 1,29$ рад/с, $\omega_{k12} = 1,27$ рад/с, $\omega_{k21} = 1,24$ рад/с, $\omega_{k22} = 1,25$ рад/с при $t > 1$ с.

Встановлено залежності крутних моментів елементів трансмісії трактора від часу (рис. 2.15).

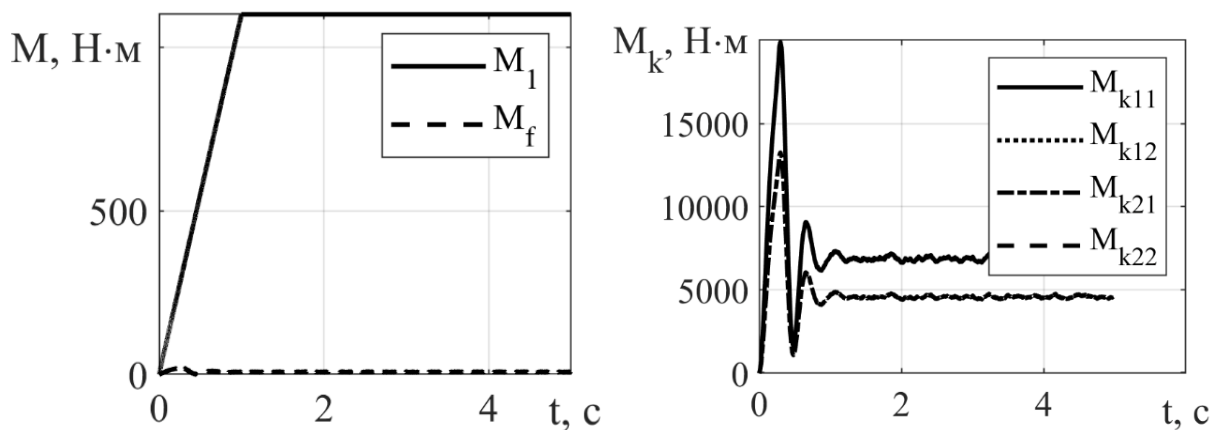


Рисунок 2.15 – Залежності крутних моментів елементів трансмісії трактора від часу

Крутний момент ДВЗ підвищується лінійно до номінального значення $M_{\text{енном}} = 1100$ Н·м під час розгону трактора (рис. 2.15). Момент тертя муфти зчеплення на початку розгону має коливальний процес з розмахом $\Delta M_f = 50$ Н·м. Крутні моменти передніх ведучих коліс короткочасно підвищуються до $M_{k11} = M_{k12} = 20012$ Н·м та при $t > 1$ с приймають значення $M_{k11} = M_{k12} = 6972$ Н·м. Аналогічні процеси відбуваються на задніх ведучих колесах однак крутні моменти підвищуються до $M_{k21} = M_{k22} = 13209$ Н·м при $0 < t < 1$ с, а надалі приймають значення $M_{k21} = M_{k22} = 4622$ Н·м.

Розраховано залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від часу (рис. 2.16).

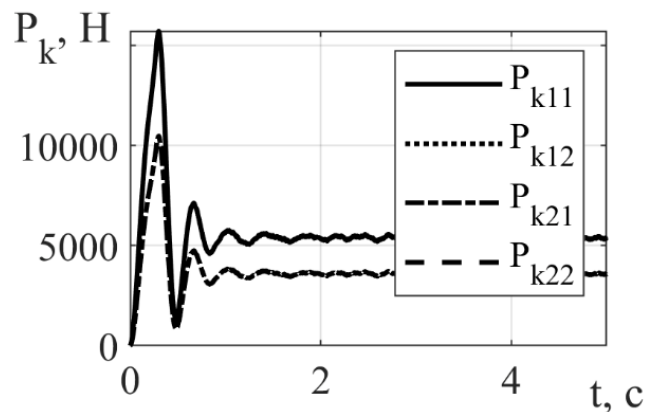


Рисунок 2.16 – Залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від часу

Дотичні сили тяги на передніх колесах трактора збільшуються до $P_{k11} = P_{k12} = 15667$ Н при $0 < t < 1$ с та стабілізуються на значенні $P_{k11} = P_{k12} = 5478$ Н після закінчення розгону (рис. 2.16). Так саме при $t > 1$ с дотичні сили тяги на задніх колесах трактора стабілізуються зі значеннями $P_{k21} = P_{k22} = 3473$ Н, а при розгоні приймають найбільші значення $P_{k21} = P_{k22} = 10442$ Н.

2.6 Метод оцінки впливу блокування диференціалів на динамічні та енергетичні показники машинно-тракторного агрегату

При створенні нового або удосконалення існуючого трактора, який буде працювати у складі МТА, обов'язковим завданням є оцінка динаміки. Для оцінки впливу між колісного диференціалу на динаміку трактора у складі орного агрегату складено кінематичну модель трактора з шарнірно-з'єднаною рамою (на прикладі трактора ХТЗ-243КС) (рис. 2.17).

На рис. 2.17 використано такі позначення: 1 – передній диференціал; 2 – задній диференціал; т. А центр повороту піврам трактора, відповідно $\vec{v}_{Axy}$ – складова швидкості; горизонтальні складові швидкостей центрів коліс (у

площині рами трактора) – $\bar{v}_{C_{11}xy}$, $\bar{v}_{C_{12}xy}$, $\bar{v}_{C_{21}x}$, $\bar{v}_{C_{22}x}$; b_1 , b_2 – колії передніх та задніх коліс; l_1 , l_2 – відстань від центра шарніра відповідно до осі передніх та задніх коліс; т. В. та т. Е – центри передньої та задньої осей; C_{11} , C_{12} , C_{21} , C_{22} – центри коліс трактора; миттєвий центр швидкостей – т. Р.; ψ – кут зламу піврам трактора; ψ_1 , ψ_2 – кути повороту передньої та задньої піврам.

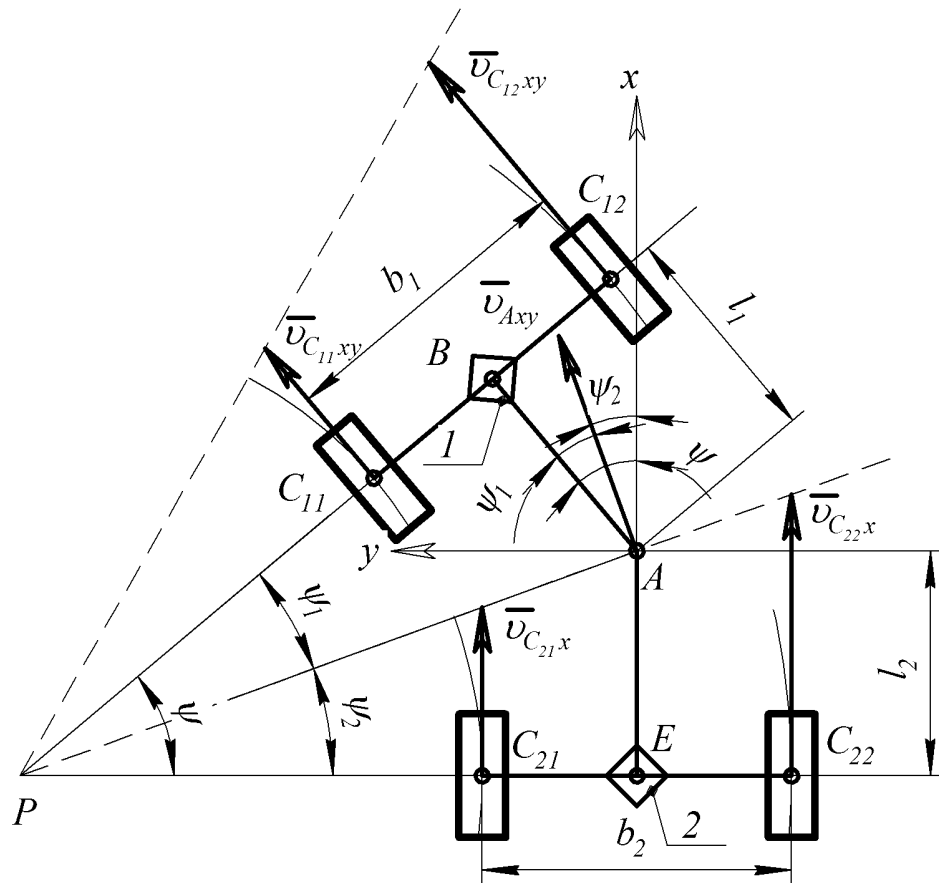


Рисунок 2.17 – Розрахункова схема повороту трактора з шарнірно-з'єднаною рамою, переднім 1 та заднім 2 диференціалами

Методології оцінки динаміки колісних машин наведено у роботах [107, 108]. Використаємо методологію формування рівнянь динаміки колісних машин описану у роботах [19, 109, 110]. Швидкості центрів коліс в горизонтальній площині визначено з рівнянь:

$$\begin{cases} v_{C_{i1}xy} = v_{Axy} \left(\cos \psi_i - \frac{b_i}{2l_i} \sin \psi_i \right); \\ v_{C_{i2}xy} = v_{Axy} \left(\cos \psi_i + \frac{b_i}{2l_i} \sin \psi_i \right). \end{cases} \quad (2.7)$$

Рівняння (2.7) – це рівняння неголономних зв'язків, що забезпечують кочення коліс у своїх площинах.

Кути повороту піврам трактора ψ_1, ψ_2 визначаються з рівнянь:

$$\begin{cases} \psi_1 = \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{l_2}{l_1} + \cos \psi \right)^2}}; \\ \psi_2 = \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{l_1}{l_2} + \cos \psi \right)^2}}. \end{cases} \quad (2.8)$$

Необхідно зазначати, що рівняння (2.7)–(2.8) не вироджуються при $\psi=0$.

Визначено проекції швидкості т. А. з рівнянь:

$$\begin{cases} \dot{x}_{A_i} = v_{A_i} \cos(\psi_1 + \psi); \\ \dot{y}_{A_i} = v_{A_i} \sin(\psi_1 + \psi). \end{cases} \quad (2.9)$$

Результати вирішення рівнянь дозволяють визначити кути орієнтації піврам трактора (ψ_1, ψ_2) та їх траєкторії руху (x_{Ai}, y_{Ai}).

Для оцінки впливу між колісного диференціалу на тягово-енергетичні показники орного агрегату складено розрахункову схему плоско-паралельного руху (рис. 2.18).

На рис. 2.18 використано наступні позначення: C_{ij} – центри коліс трактора (i – номер ряду, j – номер у ряді); A_k – передні точки рам ($k = 1, 2, 3$); O_k – центри мас піврам трактора; B_k – точки середини осей піврам; M_k – миттєві центри швидкостей (МЦШ) рам елементів; ψ – кут зламу піврам трактора; φ_k – кути між лініями, нерухливих корпусів, осей коліс і напрямками

на центри мас із відповідних МЦШ; θ_k – кути від ліній зазначених осей до напрямків на передні шарніри з МЦШ; δ_k – кути від ліній осей до напрямків на задні шарніри з МЦШ; γ_k – кути, що становлять поздовжні вісі з віссю x нерухливої системи координат; m_1, J_1 – маса та момент інерції першої піврами трактора відносно вертикальної осі; P_{kij} – дотичні сили тяги на колесах трактора; m_2, J_2 – маса та момент інерції другої піврами трактора відносно вертикальної осі; P_t – сила тяги на гаку трактора.

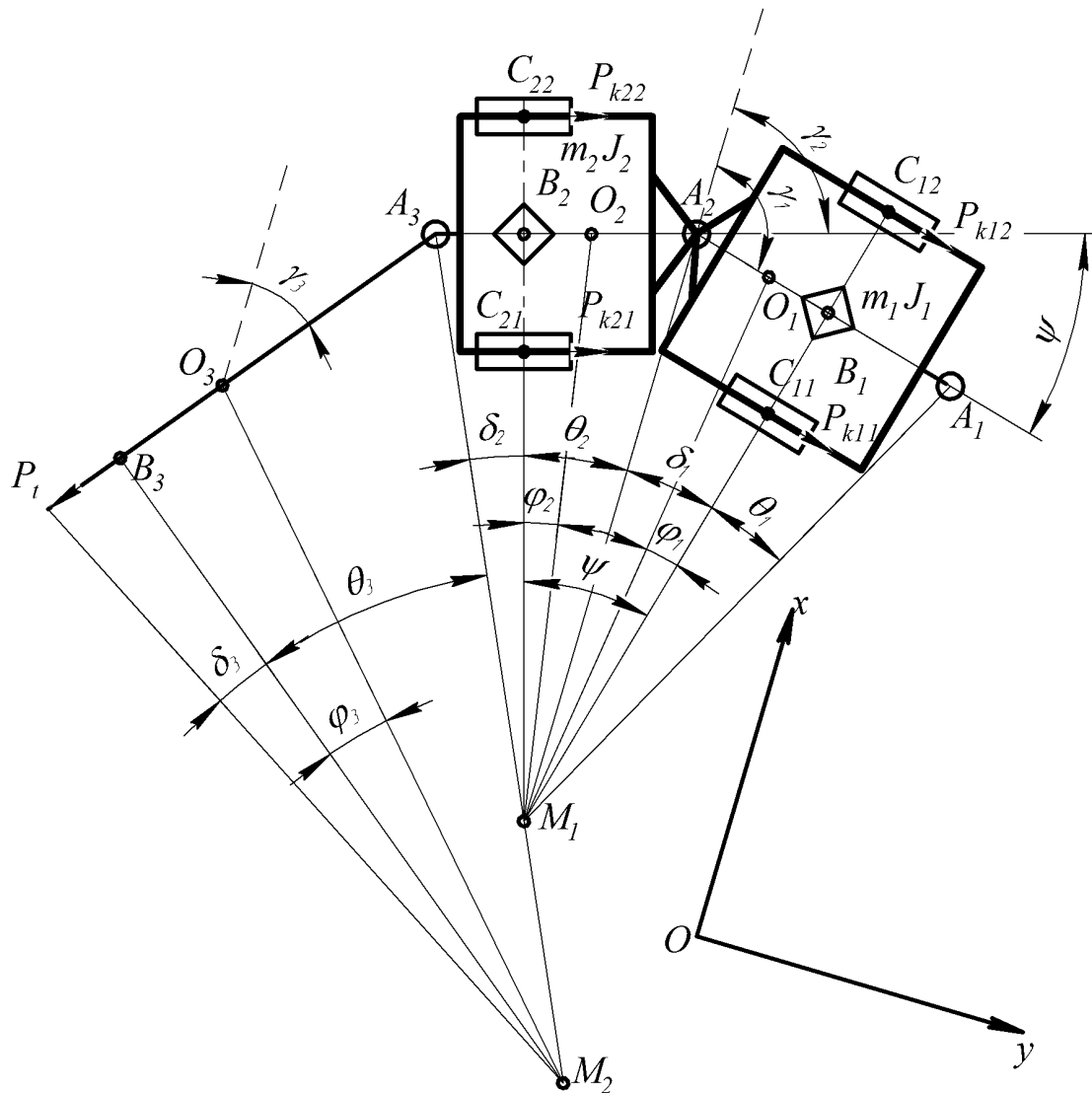


Рисунок 2.18 – Розрахункова схема плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату

Метод формувань рівнянь кінематичних зав'язків та рівнянь динаміки за допомогою спеціальної системи комп'ютерної алгебри (ССКА «КиДиМ»)

наведено у роботах [9; 10; 11].

Для випадку плоско-паралельного руху МТА враховуючи тягове навантаження, що представлено силою P_t , складено рівняння динаміки:

$$\begin{aligned}
 s\dot{A}_1 = & \frac{d-sO_1}{dsA_1} \cdot m_1 \cdot s\ddot{O}_1 + \frac{d-sO_2}{dsA_1} \cdot m_2 \cdot s\ddot{O}_2 + \frac{d-\omega_1}{dsA_1} \cdot J_1 \cdot \dot{\omega}_1 + \frac{d-\omega_2}{dsA_1} \cdot J_2 \cdot \dot{\omega}_2 + \\
 & + -\frac{d-sB_1}{dsA_1} \cdot (P_{k11} + P_{k12}) - \frac{d-sB_2}{dsA_1} \cdot (P_{k21} + P_{k22}) - \frac{d-sB_3}{dsA_1} \cdot P_t
 \end{aligned} \quad (2.10)$$

та систему кінематичних зв'язків:

$$\left\{ \begin{aligned}
 \delta_1 &= \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{A_2 B_2}{B_1 A_2} + \cos \psi \right)^2}}; \\
 \delta_n &= \arctg(\lambda_n \cdot \tg \theta_n); \\
 \theta_1 &= \arctg \frac{\tg \delta_1 \cdot A_1 B_1}{B_1 A_2}; \\
 \theta_2 &= \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{B_1 A_2}{A_2 B_2} + \cos \psi \right)^2}}; \\
 \theta_n &= \gamma_{n-1} - \gamma_n - \delta_{n-1}; \\
 \phi_i &= \arctg(\mu_i \tg \theta_i); \\
 \omega_i &= s\dot{A}_i \frac{\sin \theta_i}{A_i B_i}; \\
 s\dot{A}_n &= sA_n + s\dot{A}_{n-1} \sqrt{(\cos \theta_{n-1})^2 + (\lambda_{n-1} \sin \theta_{n-1})^2}; \\
 s\dot{B}_i &= sB_i + s\dot{A}_i \cos \theta_i; \\
 s\dot{O}_i &= sO_i + s\dot{A}_i \sqrt{(\cos \theta_i)^2 + (\mu_i \sin \theta_i)^2}; \\
 \dot{\gamma}_i &= \gamma_i + \omega_i; \\
 x\dot{A}_i &= xA_i + s\dot{A}_i \cos(\theta_i + \gamma_i); \\
 y\dot{A}_i &= yA_i + s\dot{A}_i \sin(\theta_i + \gamma_i); \\
 x\dot{B}_i &= xB_i + s\dot{B}_i \cos \gamma_i; \\
 y\dot{B}_i &= yB_i + s\dot{B}_i \sin \gamma_i,
 \end{aligned} \right. \quad (2.11)$$

де s – псевдокоординати точок елементів агрегату;
 x, y – координати точок елементів агрегату;
 $i = 1, \dots, 3$ – номер елемента, що позначає першу півраму трактора, другу півраму трактора та приведене тягове зусилля;
 $n = 2, \dots, 3$ – номер елемента в агрегату, що позначає другу півраму трактора та приведене тягове зусилля.

Математичну модель динаміки агрегату з урахуванням впливу між колісного диференціалу (2.10)–(2.11) вирішено У ССКА «КиДиМ». У роботах [19, 107, 108] наведено вихідні дані для розрахунку математичної моделі МТА.

Розроблену математичну модель динаміки МТА з урахуванням впливу між колісного диференціалу можна застосовувати для оцінку впливу диференціалу на динаміку колісних автотранспортних засобів, сільськогосподарських тракторів як складі машинно-тракторних агрегатів так і окремо.

2.7 Вплив блокування диференціалу трактора на тягові та енергетичні показники машинно-тракторного агрегату

Для оцінки впливу між колісного диференціалу на динаміку трактора у складі агрегату виконано теоретичні дослідження для повнопривідного колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою (ХТЗ-243КС). Визначено залежності кутів повороту передньої γ_1 та задньої γ_2 піврам трактора навколо вертикальної осі від часу в залежності від кута зламу піврам трактора ψ для блокованого та розблокованих диференціалів ведучих мостів (рис. 2.19) і залежності траєкторій центрів мас передньої (x_{A_1}, y_{A_1}) та задньої (x_{A_2}, y_{A_2}) піврам трактора від часу в залежності від кута зламу піврам трактора ψ для блокованого та розблокованих диференціалів ведучих мостів (рис. 2.20).

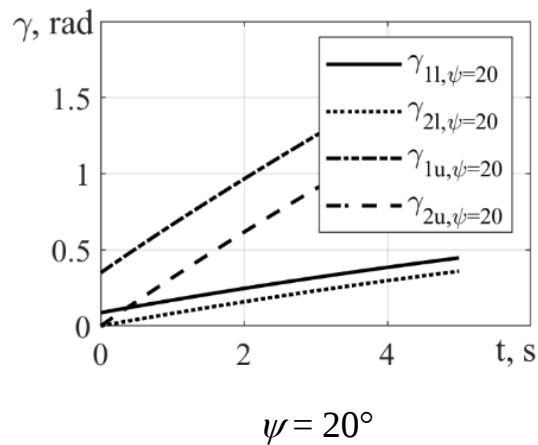
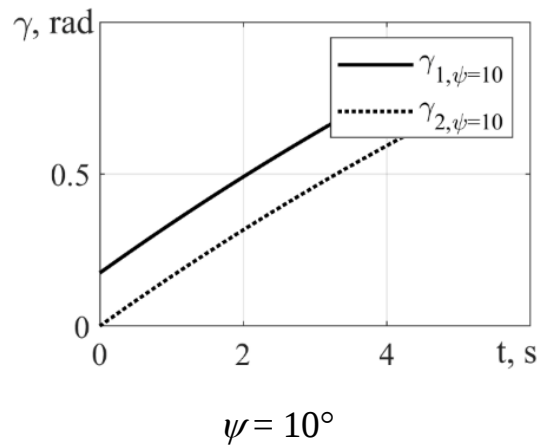
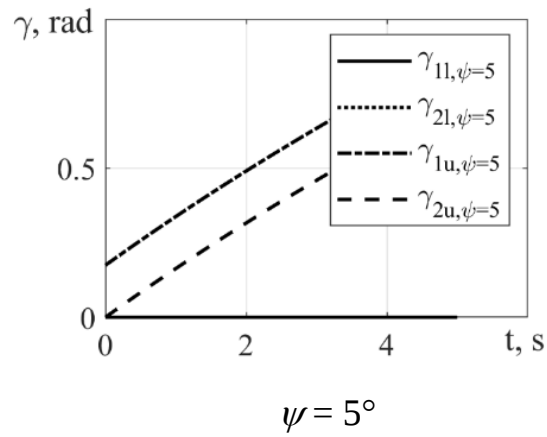
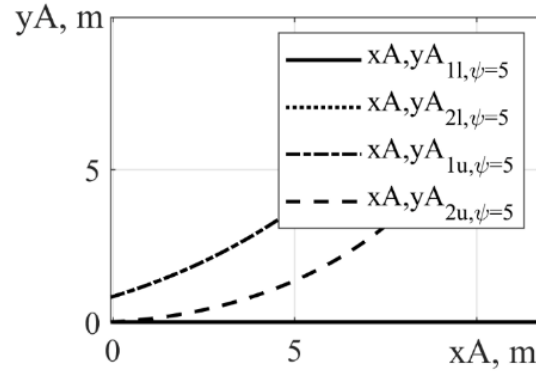


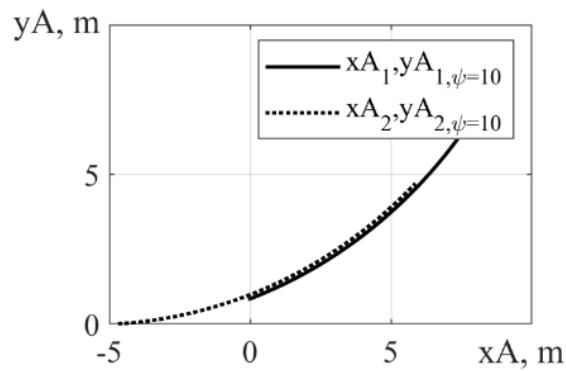
Рисунок 2.19 – Залежності кутів повороту передньої γ_1 та задньої γ_2 піврам трактора навколо вертикальної осі від часу (l – блоковані диференціали, u – розблоковані диференціали) в залежності від кута зламу піврам трактора ψ

Визначено, що траєкторії руху піврам трактора при блокованому диференціалі являються прямолінійними (рис. 2.19). Кути повороту піврам трактора $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$ rad (при $\psi = 5^\circ$ та $\psi = 10^\circ$). При розблокованому диференціалі траєкторії руху піврам трактора являються нелінійними (рис.

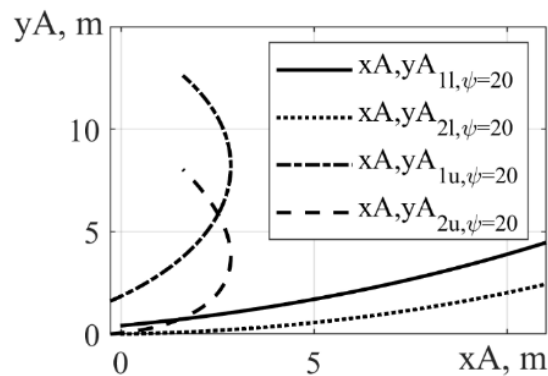
2.17). Кути повороту піврам трактора збільшуються від $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$, $\gamma_2 = 0,05 \text{ rad}$ до $\gamma_1 = 0.89 \text{ rad}$; $\gamma_2 = 0.71 \text{ rad}$ (при $\psi = 5^\circ$); від $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$, $\gamma_2 = 0,01 \text{ rad}$ до $\gamma_1 = 1.78 \text{ rad}$; $\gamma_2 = 1.434 \text{ rad}$ (при $\psi = 20^\circ$) (рис. 2.19).



$\psi = 5^\circ$

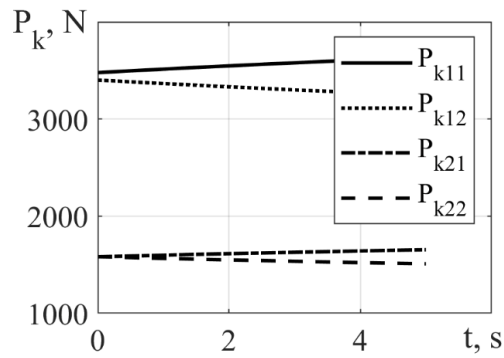


$\psi = 10^\circ$

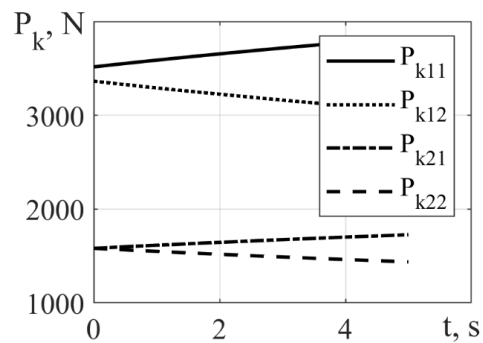


$\psi = 20^\circ$

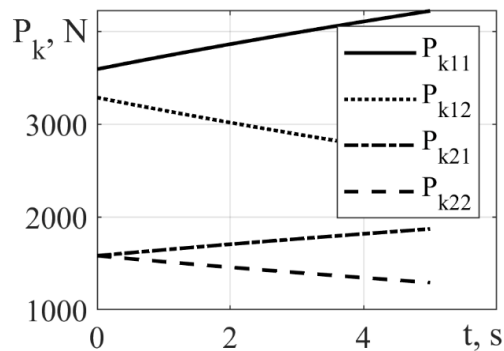
Рисунок 2.20 – Залежності траєкторій центрів мас передньої (x_{A_1} , y_{A_1}) та задньої (x_{A_2} , y_{A_2}) піврам трактора від часу (l – блоковані диференціали, u – розблоковані диференціали) в залежності від кута зламу піврам трактора ψ



$$\psi = 5^\circ$$



$$\psi = 10^\circ$$



$$\psi = 20^\circ$$

Рисунок 2.21 – Залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від часу в залежності від кута зламу піврам трактора ψ

Визначено залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від часу в залежності від кута зламу піврам трактора (рис. 2.21). Встановлено, що дотичні сили тяги на передніх колесах повнопривідної трактора знаходиться в межах від 3550 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 4250 Н ($\psi = 20^\circ$); для задніх – від 1325 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 1855 Н ($\psi = 20^\circ$). Для режиму блокованих диференціалів сили тяги на передніх колесах трактора складають 3530 Н; задніх – 1870 Н.

Розроблений метод оцінки впливу між колісного диференціалу на динаміку трактора у складі агрегату дозволив встановити залежності кутів повороту передньої та задньої піврам трактора навколо вертикальної осі від часу в залежності від кута зламу піврам трактора для блокованого та розблокованих диференціалів ведучих мостів, а також залежності траєкторій центрів мас передньої та задньої піврам трактора від часу.

2.8 Метод визначення коефіцієнту блокування міжколісного та міжосьового диференціалу колісного трактора у складі орного агрегату

Аналіз умов експлуатації повнопривідних тракторів дозволяє зробити висновок, що для них характерний стохастичне навантаження, що діє на ведучі колеса, а також великий розмах амплітуди коливань опору руху та зчеплення коліс з опорною поверхнею [105, 111, 112].

У зв'язку з цим ступінь блокування міжосьових та міжколісних диференціалів повинна автоматично змінюватися відповідно до умов руху, забезпечуючи трактор максимальним запасом тягових зусиль при мінімально можливому опорі коченню.

Змінні блокувальні властивості диференціалів можуть бути забезпечені за рахунок контролю моменту тертя фрикційних муфт блокування диференціалу. В якості параметра, що характеризує блокувальні властивості диференціальних механізмів, доцільно вибирати коефіцієнт блокування, що дорівнює відношенню гальмівного моменту в диференціалі M_t до моменту M_0 , що подається від двигуна до ведучого валу головної передачі [105]:

$$K_{\phi} = \frac{M_t}{M_0}. \quad (2.12)$$

Для знаходження закономірностей управління блокувальними властивостями диференціальних механізмів на першій ділянці розподілу потужності складемо рівняння крутного моменту для переднього M_{41} і

заднього мосту M_{42} з урахуванням передавального числа міжосьового диференціала u_{mod} :

$$M_{41} = \frac{1}{u_{mod} + 1} M_4 - K_{\delta} \cdot M_4; \quad (2.13)$$

$$M_{42} = \frac{u_{mod}}{u_{mod} + 1} M_4 - K_{\delta} \cdot M_4. \quad (2.14)$$

Крутний момент, що подається на ведучі колеса, дорівнює крутному моменту опору коченню, а це означає, що коефіцієнт опору коченню виражається у вигляді відношення крутного моменту, що подається на колесо, помноженого на радіус колеса, який залежить від тиску повітря в шині, навантаження на неї і номера проходу коліс на опорній поверхні, тобто місця розташування колеса в колісній формулі.

В ході узагальнення закономірностей (2.13) і (2.14) була прийнято відому залежність [105], яка використовується в практиці розподілу моментів заблокованого диференціала з урахуванням припущення, що втрати незначні, що не призводять до перерозподілу моментів між набігаючою та відстаючою осями, а до безповоротної втрати між ними частини енергії.

В процесі пошуку оптимального розподілу потужності між осями трактора при мінімально можливих витратах енергії встановлено, що крутний момент, розподілений між ведучими осями може бути визначений як сума частки крутного моменту, що пропорційний зчіпним можливостям коліс ведучої осі зовнішні сили опору $M_{\Sigma c}$ (підйом, прискорення, зачеплення, опір повітрю) і сумарний момент опору коченню коліс ведучої осі M_{fci} :

$$M_{mi} = M_{fci} + k_{ni} M_{\Sigma c}, \quad (2.15)$$

де k_{ni} – частка моменту зовнішнього опору сил $M_{\Sigma c}$.

Опір коченню колеса залежить від властивостей опорної поверхні, навантаження на неї та кількості проходів колеса по ґрунту (для деформованої

опорної поверхні). Його можна знайти за допомогою такого виразу для твердої опорної поверхні:

$$M_{fci} = \frac{\alpha + \beta \left(\frac{R_{zi}}{2} \right)^2}{1 + p_w} R_{zi} r_{ki}, \quad (2.16)$$

де α, β – постійні коефіцієнти для шин однієї моделі;

Опір коченню колеса для деформованого ґрунту:

$$M_{fci} = \frac{\left(2R_{zi}^2 \right)^{\frac{\mu+1}{2}} \left(1 - \frac{2}{3} \mu + \frac{1}{6} \mu^2 \right)}{r_{kci}^{\frac{\mu+1}{2}} (c_i B)^{\frac{1}{2\mu+1}} \left(2 - \frac{13}{15} \mu + \frac{1}{5} \mu^2 \right)}, \quad (2.17)$$

де μ – показник, що характеризує закон зміни опору по глибині вдавнення;
 B – ширина секції шини.

c_i – питомий опір ґрунту до вдавнення матриці при поточному проходженні колеса, для переднього колеса $c_i = c_0$ для наступних коліс:

$$c_i = c_{i-1} \cdot H_{i-1}^\mu, \quad (2.18)$$

де H – приріст глибини колії:

$$H_i = \left(\frac{2R_{zi}}{c_i B \sqrt{2r_{kci}} \left(2 - \frac{13}{15} \mu + \frac{1}{5} \mu^2 \right)} \right)^{\frac{1}{\mu+0,5}}. \quad (2.19)$$

Частку крутного моменту зовнішніх сил опору $k_{\text{ні}}$ можна знайти, припустивши, що мінімальні втрати потужності забезпечуються при рівності коефіцієнту буксування коліс ведучого моста. У той же час, виходячи з відомої залежності радіуса кочення колеса від переданого ним крутного моменту $M_{\text{крі}}$, буксування можна знайти за такою залежністю:

$$\delta = \frac{\lambda_i \cdot M_{kpi}}{r_{koi}}, \quad (2.20)$$

де r_{koi} – радіус кочення колеса у вільному режимі;
 λ – коефіцієнт тангенціальної пружності колеса.

Тангенціальну пружність шини, що визначає залежність радіуса кочення колеса від переданого крутного моменту, в залежності від умов руху, навантаження на колесо і числа його проходження по ґрунту (для деформованої опорної поверхні), можна знайти за такими залежностями для твердої опорної поверхні:

$$\lambda_i = \lambda^* \frac{R_z^*}{R_{zi}}, \quad (2.21)$$

де λ^*, R_z^* – константи для даної шини;

для деформованого ґрунту:

$$\lambda_i = \lambda_{i-1} \left(\frac{R_{zi-1}}{R_{zi}} A_i^\mu \right)^{-\frac{1}{\mu+0,5}}, \quad (2.22)$$

де A_i – коефіцієнт ущільнення ґрунту, що чисельно рівний приросту глибини колії.

Варто відзначити, що для умов безперервно і значно мінливих значень навантажень, що припадають на ведучі колеса, а також при деформації профілю колеса до 40%, у випадках пересування по опорних поверхнях зі слабкою несучою здатністю радіус колеса може змінюватися приблизно на 20%.

Припускаючи обмеження, що радіуси кочення всіх коліс у вільному режимі однакові, то умова рівного пробуксовування всіх ведучих коліс:

$$\lambda_1 M_{m1} = \lambda_2 M_{m2} = \lambda_3 M_{m3} = \dots = \lambda_n M_{mn}, \quad (2.23)$$

де M_i – крутний момент, що подається на ведуче колесо та утворює тягову силу на ньому, що забезпечує подолання додаткових сил опору руху

автомобіля:

$$M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_N = M_{\partial\theta} - \sum_{i=1}^n M_{fci}. \quad (2.24)$$

Виразивши крутні моменти на колесах через M_i , отримаємо:

$$M_i + \frac{\lambda_i}{\lambda_2} M_i + \frac{\lambda_i}{\lambda_3} M_i + \dots + \frac{\lambda_i}{\lambda_n} M_i = M_{\partial\theta} - \sum_{i=1}^n M_{fci}. \quad (2.25)$$

Вирішивши це рівняння через M_i , отримаємо:

$$M_i = \frac{M_{\partial\theta} - \sum_{i=1}^n M_{fci}}{\lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}}. \quad (2.26)$$

$$k_{ni} = \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}. \quad (2.27)$$

Виходячи з залежності (2.27), отримаємо:

$$M_{41} = M_{fc1} + k_{n1} \cdot M_{\Sigma c}; \quad (2.28)$$

$$M_{42} = M_{fc2,3} + (1 - k_{ni}) \cdot M_{\Sigma c}. \quad (2.29)$$

Підставляючи (2.28) і (2.29) в (2.13) і (2.14), отримаємо:

$$\frac{1}{u_{\text{мод}} + 1} M_0 - K_{\theta} \cdot M_0 = M_{fc1} + k_{n1} \cdot M_{\Sigma c}; \quad (2.30)$$

$$\frac{u_{\text{мод}}}{u_{\text{мод}} + 1} M_0 + K_{\theta} \cdot M_0 = M_{fc2,3} + (1 - k_{ni}) \cdot M_{\Sigma c}. \quad (2.31)$$

Вирішивши систему рівнянь (2.30) і (2.31) щодо K_{θ} , отримаємо залежність коефіцієнта блокування міжосьового диференціала від ключових факторів, що характеризують умови і режим роботи повнопривідного колісного трактора:

$$K_{\delta} = \frac{M_{fc2,3} - u_{mod} \cdot M_{fc1} + \left(1 - \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}\right) \cdot M_{\Sigma c}}{(u_{mod} + 1) \cdot M_{fc1} + M_{fc2,3} + M_{\Sigma c}}. \quad (2.32)$$

У свою чергу, коефіцієнт блокування міжосьового диференціалу визначається наступною залежністю:

$$K_{\delta} = \frac{M_{fc3} - u_{mod} \cdot M_{fc2} + \left(1 - \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}\right) \cdot M_{\Sigma c}}{(u_{mod} + 1) \cdot (M_{fc2} + M_{fc3} + M_{\Sigma c})}. \quad (2.23)$$

Вплив ступеня блокування міжколісних диференціалів проявляється в умовах різного зчеплення ведучих коліс однієї осі та дії значних зовнішніх сил опору (розгін, підйом, буксирування тощо). У даній ситуації оптимальна ступінь блокування міжколісного диференціала повинна забезпечувати максимальне використання потенційних властивостей пов'язаних з ними ведучих коліс, виключаючи циркуляцію потужності та втрату стійкості:

$$K_{\delta} = \frac{\begin{aligned} &0,5 - \frac{\varphi_{min} R_z \cdot r_k}{M_0} \\ &\frac{\varphi_{max} R_z \cdot r_k}{M_0} - 0,5 \end{aligned}}{\begin{aligned} &\pm \sqrt{\left[\varphi_{min} (1 - k\delta) R_z + A(1 + C)\right]^2 - D \left[A^2 D + 2\phi_1 (1 - k\delta) R_z A - R_z (\varphi_{max} - \varphi_{min})\right]} \\ &\frac{\left[\varphi_{min} (1 - k\delta) + f_o\right] R_z D}{\frac{(M_0 - M_{fm}) \cdot \lambda_{np} - X_m}{2\lambda_{np} \cdot M_0}} \end{aligned}}. \quad (2.24)$$

Запропоновано метод визначення коефіцієнту блокування міжколісного та міжосьового диференціалу колісного трактора у складі орного агрегату. Встановлено, що блокувальні властивості диференціалів можуть бути

забезпечені за рахунок контролю моменту тертя фрикційних муфт блокування диференціалу. В якості параметра, що характеризує блокувальні властивості диференціальних механізмів, доцільно вибирати коефіцієнт блокування, що дорівнює відношенню гальмівного моменту в диференціалі M_t до моменту M_0 , що подається від двигуна до ведучого валу головної передачі.

Коефіцієнт блокування міжосьового диференціала характеризується наявністю мінімальної зони, що відповідає відношенню навантажень на передню та задню осі трактора, яка близька до передавального числа міжосьового диференціала.

Збільшення зовнішніх сил опору (розгін, підйом, буксирування причепа) призводить до збільшення оптимального значення коефіцієнта блокування міжосьового та міжколісного диференціалів.

Ступінь блокування міжколісного диференціала повинна бути змінною в залежності від співвідношення зчіпних властивостей зчеплених з дорогою з'єднаних з ним ведучих коліс, сумарних сил опору руху і радіуса повороту.

У більшості умов експлуатації прямолінійного руху максимальне значення коефіцієнта блокування міжколісного диференціала (крім випадку повної підвіски ведучого колеса) визначається зчіпними властивостями колеса на поверхні з меншим зчепленням і не перевищує 0,5.

При малих зусиллях зовнішнього опору (менше 5% від максимально можливого крутного моменту двигуна) оптимальна ступінь блокування поперечного колісного диференціала зменшується зі зменшенням радіуса повороту, обмеженого відсутністю циркуляції потужності. При збільшенні радіуса повороту і зовнішніх сил опору коефіцієнт замикання асимптотично наближається до 0,5.

Таким чином, на підставі проведеного аналізу з урахуванням ефективності диференціалів доцільно рекомендувати наступні максимальні значення коефіцієнтів повнопривідного колісного трактора: міжосьовий диференціал – $K_0 = 0,65$; міжколісний диференціал – $K_0 = 0,50$.

2.9 Обґрунтування застосування диференціалів підвищеного тертя на повнопривідному колісному тракторі

Пасивні диференціали підвищеного тертя (ДПТ) зазвичай класифікуються як чутливі до швидкості (момент блокування розвивається як функція різниці швидкостей коліс) [113, 114] або чутливі до крутного моменту, де дія блокування пропорційна вхідному крутному моменту [115]. В даний час ці пристрої витіснені активно керованими диференціалами або навіть системами векторизації крутного моменту, де контролюється не тільки величина, але і напрямок передачі крутного моменту через диференціал [116].

Розглянемо характеристики шин для чого переглянемо залежності зчеплення/гальмівного зусилля від поздовжнього ковзання, а також комбінованих поперечних і поздовжніх сил (рис. 2.22). Практичним визначенням поздовжнього ковзання є наступні залежності:

$$S = \frac{\omega r - v}{\omega r}, \text{ при } 0 \leq S \leq 1, \text{ для ведучого колеса;} \quad (2.25)$$

$$S = \frac{\omega r - v}{v}, \text{ при } -1 \leq S \leq 0, \text{ для веденого колеса,} \quad (2.26)$$

де S – коефіцієнт ковзання колеса;

v – швидкість руху;

ω – кутова швидкість обертання колеса;

r – радіус колеса.

Крива поздовжньої залежності сили тяги від ковзання наведена на рис. 2.22, а. При заданому вертикальному навантаженні майже лінійна зона супроводжується піком близько $S \approx 0,1$, потім виникає сильно нелінійна зона, яка називається насиченням: шина не в змозі реалізувати тягову силу, так як зчеплення замінюється прослизанням по всій довжині плями контакту шини.

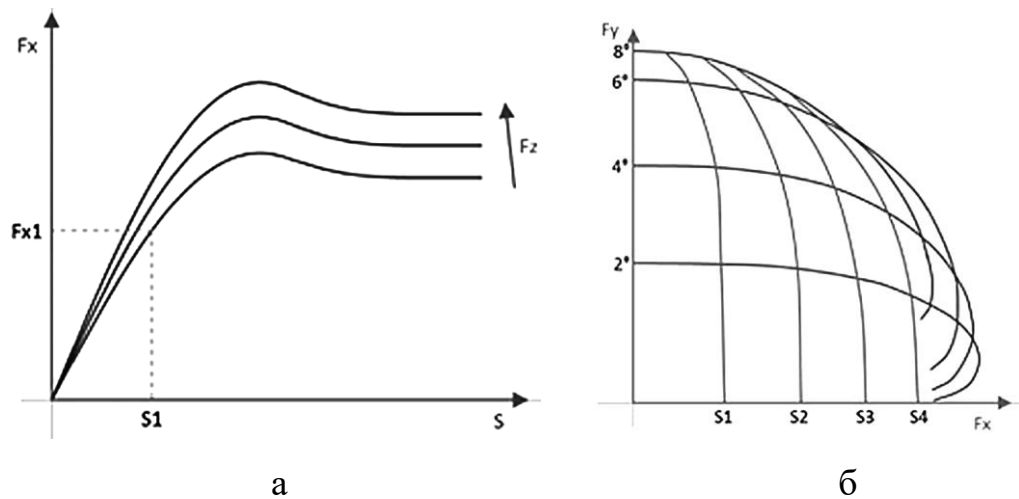


Рисунок 2.22 – Залежність поздовжньої сили колеса від ковзання (а) та залежність кривих ковзання від повздовжньої та бокової сил

На рис. 2.22,б наведено комбінований випадок, що підкреслює сильну взаємодію між розвитком поперечних і поздовжніх сил на одній шині одночасно для заданого вертикального навантаження.

Найпростішою формою головної передачі є золотникова. Якщо диференціала немає і ліве і праве ведучі колеса жорстко з'єднані, або якщо диференціал повністю заблокований, обидва колеса змушені обертатися з однаковою кутовою швидкістю. Вхідний крутний момент дорівнює сумі вихідних моментів (рис 2.23):

$$\omega_m = \omega_1 = \omega_2, \quad C_m = C_1 + C_2. \quad (2.27)$$

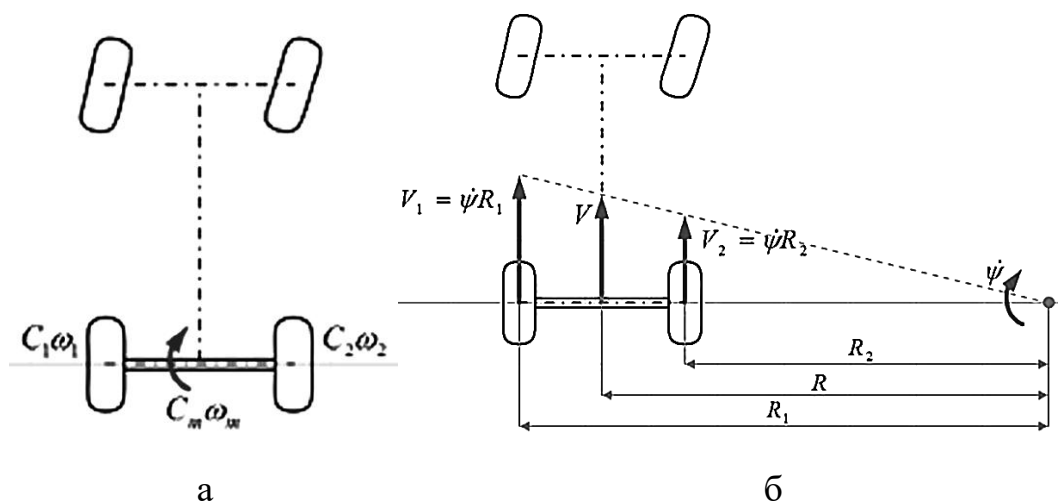


Рисунок 2.23 – Схема руху задньопривідної машини з заблокованим диференціалом (а) та схема швидкостей ведучих коліс (б)

Однак неможливо розрахувати розподіл крутного моменту на ведучих колесах (так зване зміщення крутного моменту) без урахування характеристик поздовжнього зусилля шини. При заданій швидкості і заданому радіусі повороту при стаціонарному повороті швидкості руху вперед зовнішніх і внутрішніх коліс залежать від колії (рис. 2.23, б):

$$\begin{aligned}v_1 &= \dot{\psi} R_1; \\v_2 &= \dot{\psi} R_2; \\R_1 &= R_2 + c; \\v &= \dot{\psi} R,\end{aligned}\tag{2.28}$$

Введено наступні припущення: ефект комбінованого ковзання шин розглядається, наприклад, окремо; передбачається, що шини працюють в лінійному діапазоні кривої поздовжньої сили ковзання, тобто до настання насичення; радіус кочення вважається рівним для обох бортів.

Згідно з визначенням поздовжнього ковзання по потужності:

$$\begin{aligned}S_1 &= \frac{\omega_1 r - \dot{\psi} R_1}{\omega_1 r}; \\S_2 &= \frac{\omega_2 r - \dot{\psi} R_2}{\omega_2 r}; \\ \omega_m &= \omega_1 = \omega_2,\end{aligned}\tag{2.29}$$

де R_1, R_2 – радіуси повороту коліс для зовнішнього та внутрішнього колеса; $\dot{\psi}$ – кутова швидкість обертання навколо вертикальної осі трактора.

Поздовжня різниця ковзання шин визначається з виразу:

$$S_2 - S_1 = \frac{\omega_m r - \dot{\psi} R_2}{\omega_m r} - \frac{\omega_m r - \dot{\psi} R_1}{\omega_m r} = \frac{\dot{\psi} (R_1 - R_2)}{\omega_m r} = \frac{\dot{\psi} c}{\omega_m r} = \frac{vc}{R\omega_m r},\tag{2.30}$$

враховуючи, що: $R_1 > R_2$, $|S_1| > |S_2|$,

де c – колія.

Різниця ковзання пропорційна ширині колії і обернено пропорційна

радіусу проходження поворотів. Тепер, припускаючи, що поперечне прискорення і поперечне навантаження ΔF_z незначні, то $|F_{x1}| > |F_{x2}|$ та утворюється момент рискання:

$$M_z = \Delta F_x \cdot c = (F_{x2} - F_{x1}) \cdot c. \quad (2.31)$$

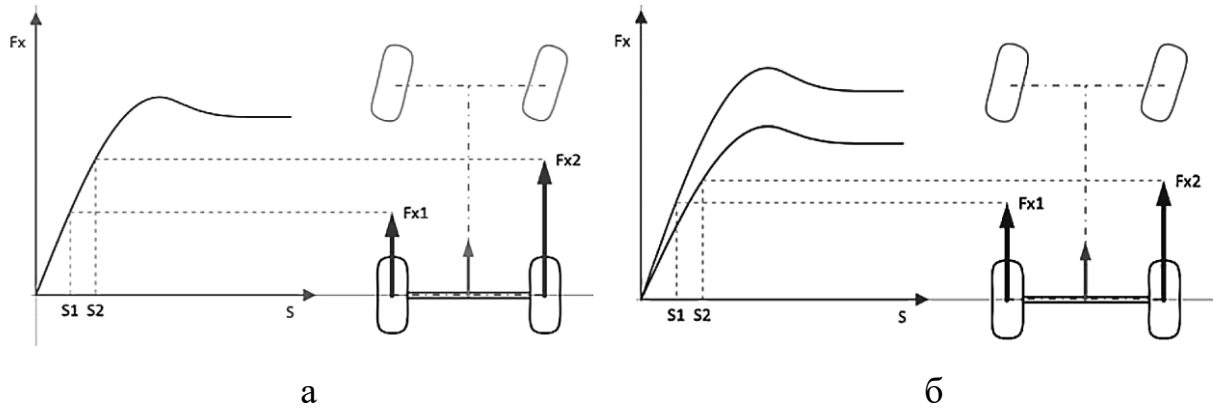


Рисунок 2.24 – Схема повороту задньопривідної машини з заблокованим диференціалом при повороті на низькій швидкості (а) та ефект бічного перенесення навантаження (б)

Оскільки стабілізуючий момент обернено пропорційно радіусу проходження поворотів, він особливо значний при крутих поворотах на низьких швидкостях. У випадку, коли поперечне прискорення вище, поперечне навантаження ΔF_z являється незначним (рис. 2.24, б), відповідно, внутрішня і зовнішня шини працюють на окремих кривих. Момент рискання, як і раніше, зсувається до недостатньої поворотності, але чисельно зменшується.

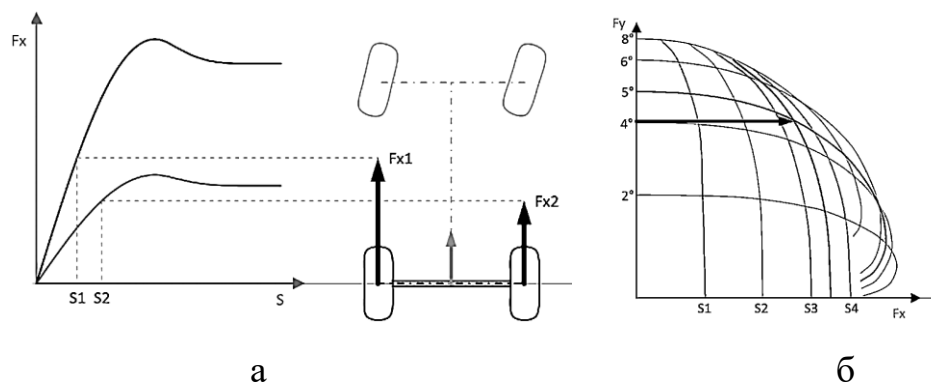


Рисунок 2.25 – Схема надмірної поворотності машини з заблокованим диференціалом (а) та схема комбінованого ковзання задньої зовнішньої шини

Нарешті, для екстремальних швидкостей на поворотах і дуже високого поперечного прискорення передача бічного навантаження викликає інверсію моменту рискання, який утворює надмірну поворотність (рис. 2.25, а). Крім того, при розгляді комбінованих кривих буксування коліс, збільшення тягового зусилля призведе до того, що зовнішнє колесо буде зміщуватися в бік більш високих кутів ковзання (рис. 2.25, б), тим самим ще більше збільшуючи схильність до надмірної поворотності при русі назад.

Відпускання дросельної заслінки означає, що ведучі шини розвиватимуть негативні поздовжні сили через момент гальмування двигуном. Знову ж таки, припускаючи однаковий радіус кочення з обох сторін осі і згідно з визначенням негативного поздовжнього ковзання, різниця ковзання визначається з виразу:

$$S_1 = \frac{\omega_1 r - \dot{\psi} R_1}{\dot{\psi} R_1}, S_2 = \frac{\omega_2 r - \dot{\psi} R_2}{\dot{\psi} R_2}, \omega_m = \omega_1 = \omega_2; \quad (2.32)$$

$$S_2 - S_1 = \frac{\omega_m r - \dot{\psi} R_2}{\dot{\psi} R_2} - \frac{\omega_m r - \dot{\psi} R_1}{\dot{\psi} R_1} = \frac{\omega_m r}{\dot{\psi}} \left(\frac{R_1 - R_2}{R_1 R_2} \right) = \frac{\omega_m r}{\dot{\psi}} \left(\frac{c}{R_1 R_2} \right); \quad (2.33)$$

Коли поперечне прискорення і передача навантаження ΔFz незначні, то сили $|F_{x1}| > |F_{x2}|$ і момент недостатньої поворотності створюють опір нищпоренню (рис. 2.26, а). Однак у цьому випадку, навіть коли поперечне прискорення і передача навантаження вищі або екстремальні, не відбувається інверсії моменту рискання, який залишається на стороні недостатньої поворотності (рис. 2.26, б).

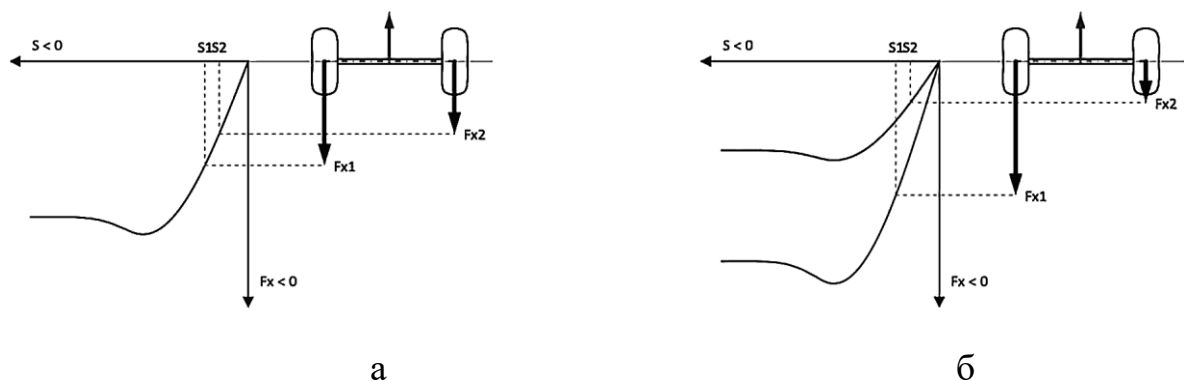


Рисунок 2.26 – Схема повороту машини на низькій швидкості (а) та при проходженні поворотів на високій (б)

Жорстко з'єднані колеса машини або з'єднані через заблокований диференціал утворює опір нищпоренню колісної машини навіть на дуже низькій швидкості. Відпускання дросельної заслінки в повороті саме по собі є критичною ситуацією для стійкості, оскільки поздовжнє перенесення навантаження допомагає передній осі розвивати високі бічні сили з меншими кутами ковзання, тоді як на задній осі відбувається протилежне. У цьому випадку заблокований диференціал завжди робить внесок у недостатню поворотність, сприяючи стійкості, іноді за рахунок погіршення маневреності КМ.

Відкритий або вільний диференціал використовується на наземних транспортних засобах для роз'єднання кутових швидкостей ведучих коліс. Вхідний крутний момент C_m передається від головної передачі на вихідні осі (рис. 2.27).

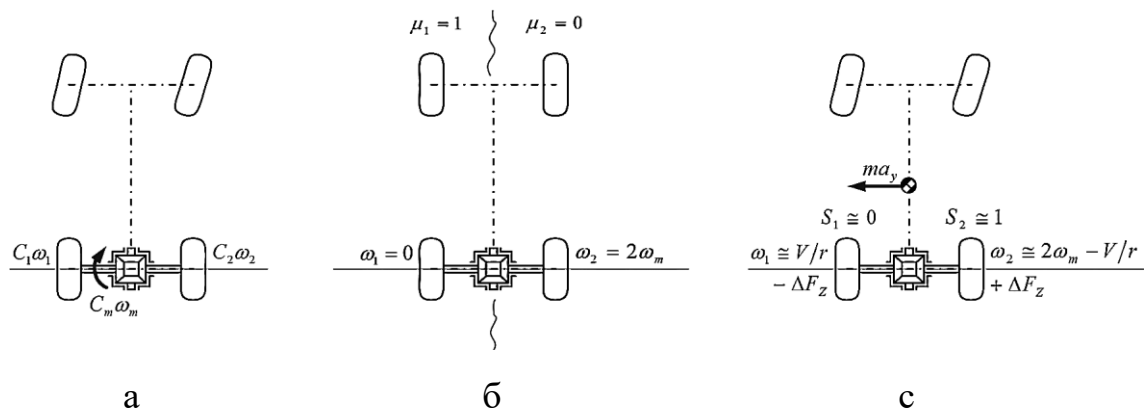


Рисунок 2.27 – Схема диференціалу (а); схема проблеми зчеплення з дорогою на початку руху (б) та схема швидкісного проходження поворотів

Припускаючи, що втрати енергії внаслідок внутрішнього тертя та інерції вузлів диференціалу незначні, симетричний диференціал повністю описується наступними рівняннями:

$$C_m = C_1 + C_2, \quad C_1 = C_2 = \frac{C_m}{2}, \quad (2.34)$$

$$\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}. \quad (2.35)$$

Таким чином, диференціал може передавати крутний момент на обидва

колеса, які вільно обертаються з різною швидкістю, нейтралізуючи тертя плями контакту шини під час повороту та потенційно досягаючи стану, близького до чистого кочення. Крутний момент завжди ділиться на рівні пропорції зліва направо (знову ж таки, нехтуючи внутрішнім тертям), тому, припускаючи однаковий радіус кочення з обох сторін, немає моменту рискання ні включення, ні відключення потужності, а передача крутного моменту не заважає безпосередньо керуваності автомобіля, балансу на поворотах і діям водія.

Оскільки вихідний крутний момент однаковий для обох бортів, проблема зчеплення з дорогою виникає щоразу, коли одна шин буксує.

На початку руху КМ на поверхні зі низьким зчепленням колеса можуть створювати або обмежений або нульовий крутний момент (рис. 2.27, б):

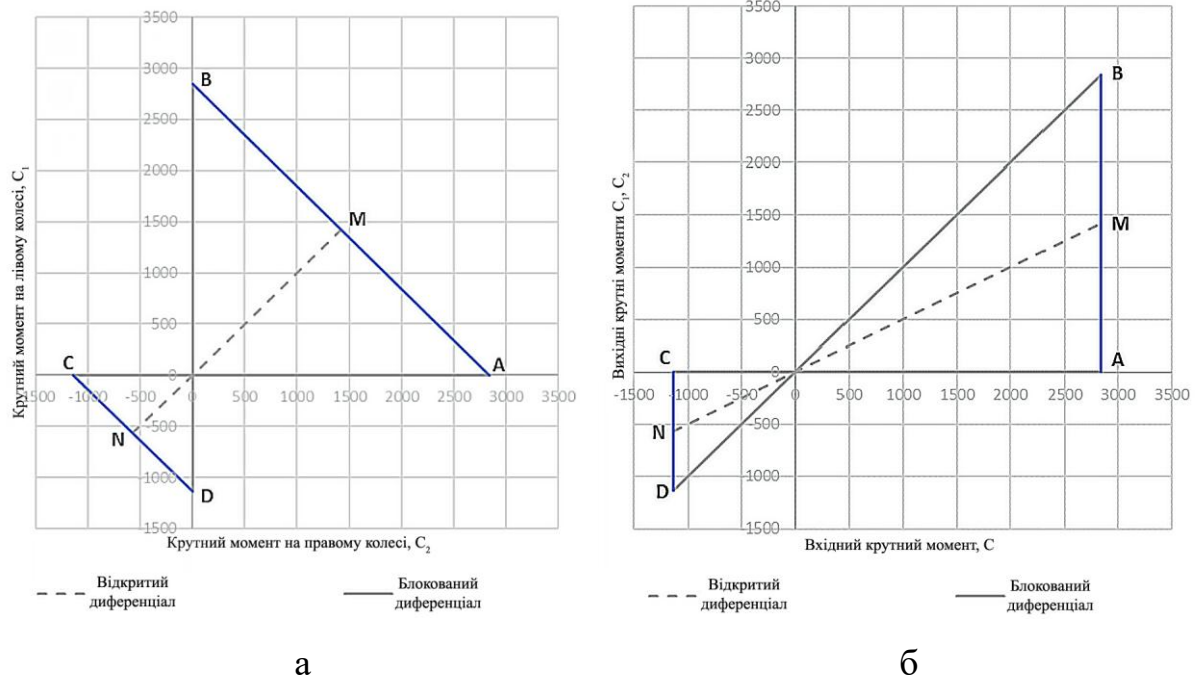
$$C_1 = C_2 = 0, \omega_1 = 0, \omega_2 = 2\omega_m. \quad (2.36)$$

Прискорення в повороті з високим поперечним прискоренням призводить до того, що внутрішнє колесо має тенденцію відриватися від землі розвиваючи низький або нульовий крутний момент/тягову силу. В такому випадку, така ж обмежена кількість крутного моменту може передаватися і на зовнішнє колесо (рис. 2.27, в):

$$C_1 = C_2 \cong 0, S_1 \cong 0, S_2 \cong 1. \quad (2.37)$$

$$\omega_1 \cong \frac{v}{r}, \omega_2 \cong 2\omega_m - \frac{v}{r}. \quad (2.38)$$

Для візуалізації роботи блокованого та розблокованого диференціалів використовуються два еквівалентних типи діаграм (рис. 2.28). Наведено діаграму крутного моменту, що подається на кожне ведуче колесо, в залежності від крутного моменту на вході (рис. 2.28, а). На рис. 2.28, б наведено залежності крутних моментів на колесах КМ в залежності від вхідного.



а – діаграма крутного моменту на ведучих колесах в залежності від крутного моменту на вході; б – залежності крутних моментів на колесах КМ в залежності від моменту на вході

Рисунок 2.28 – Діаграми візуалізації роботи блокованого та розблокованого диференціалі

На обох діаграмах перший квадрант відповідає роботі коли крутний момент передається від ДВЗ до коліс ($C_m > 0$), а третій – навпаки ($C_m < 0$). Лінії AB та CD представляють максимальний вхідний крутний момент з рівнянням:

$$C_m = C_1 + C_2. \quad (2.39)$$

а пунктирна лінія MN – вільний диференціал:

$$C_1 = C_2 = \frac{C_m}{2}. \quad (2.40)$$

$ABDC$ (рис. 2.28, а) – це робочий діапазон диференціалу з типовою формою «метелик». Зміщення крутного моменту визначається вертикальним навантаженням та буксуванням колеса, а початковий крутний момент може бути переданий навіть тільки на одне колесо.

Відкритий диференціал підходить для звичайних КМ, в той час як жорсткий (блокований) застосовується виключно у екстремальних умовах

[117]. Пасивний диференціал підвищеного тертя (ДПТ) являється ефективним для високопродуктивних КМ.

Закони, що описують неблокований ДПТ, мають вигляд:

$$\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \quad C_m = C_1 + C_2. \quad (2.41)$$

Дисипативний пристрій, заснований на терті, може обходити шестерні диференціала і передавати крутний момент від більш швидких до повільних вихідних валів коліс через корпус диференціала, коли $\omega_1 > \omega_2$ або навпаки (рис. 2.28, а).

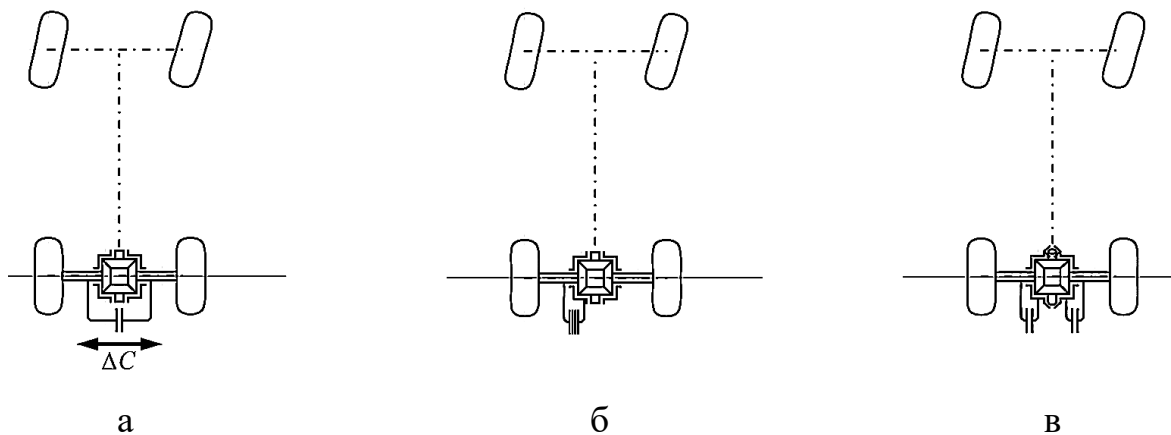


Рисунок 2.29 – Схема диференціалу підвищеного тертя з дисипативним пристроєм (а), в'язкісною муфтою (б) та диференціалу з подвійним пакетом зчеплень

Так як:

$$\omega_1 > \omega_2, \text{ то } C_1 = \frac{C_m}{2} - \Delta C \text{ та } C_2 = \frac{C_m}{2} + \Delta C, \quad (2.42)$$

де $\Delta C = f(X)$ – це момент блокування ДПТ.

Момент ривкання КМ можна визначити з виразу:

$$M_z = \Delta C \left(\frac{c}{r} \right) = \Delta F_x \cdot c. \quad (2.43)$$

При цьому баланс потужності показує, що момент блокування

пропорційний втратам потужності через пакет зчеплення:

$$\Delta C = \left(\frac{W_p}{|\omega_1 - \omega_2|} \right). \quad (2.44)$$

Найпростішим типом ДПТ є відкритий диференціал. Внутрішнє тертя через конічні шестерні може розсіювати певну кількість енергії, яка чутлива до вхідного крутного моменту та до різниці швидкостей коліс.

Момент блокування залежить від різниці кутових швидкостей валів ДПТ:

$$\Delta C = f(\Delta \omega). \quad (2.45)$$

На рис. 2.30 наведено залежності крутних моментів для диференціалу з дисипативним пристроєм.

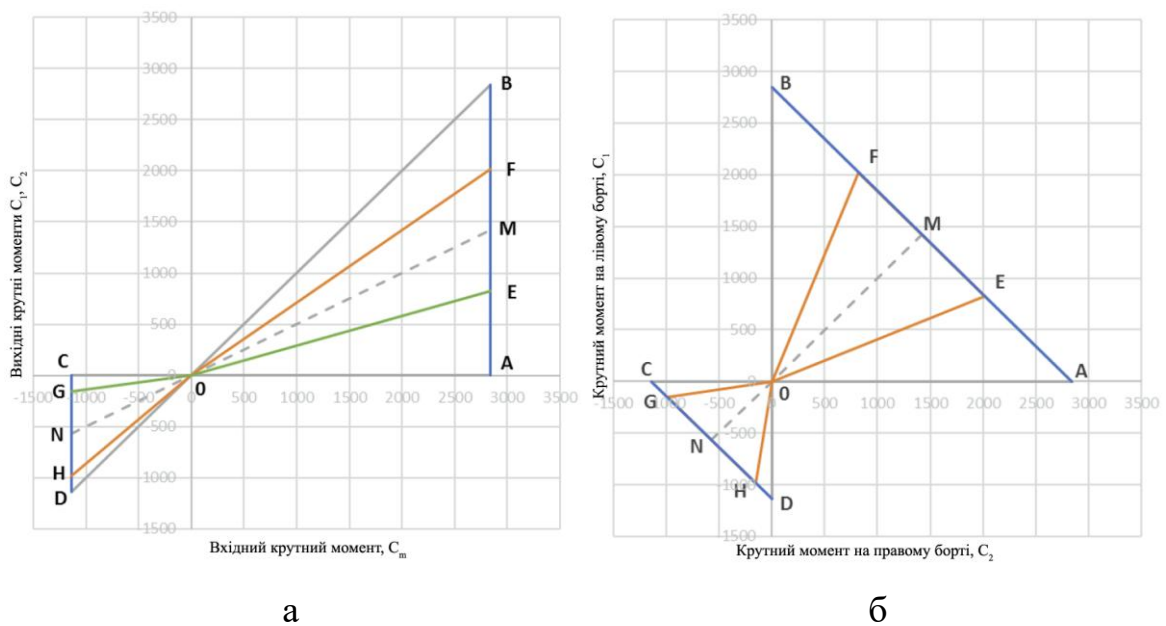


Рисунок 2.30 – Залежності крутних моментів для диференціалу з дисипативним пристроєм

ДПТ з дисипативним пристроєм чутливий до крутного моменту. Чим вище коефіцієнт зміщення крутного моменту, тим ближче до блокування він стає при зміні вхідного крутного моменту. З іншого боку, оскільки момент блокування прямо пропорційний вхідному крутному моменту, пристрій в основному є вільним диференціалом (рис. 2.30).

Пасивні ДПТ чутливі до різниці крутних моментів на вихідних валах мають певну сферу застосування. Застосування таких диференціалів на повнопривідних колісних тракторах дозволить спросити конструкцію мостів не застосовуючи системи автоматичного блокування диференціалів.

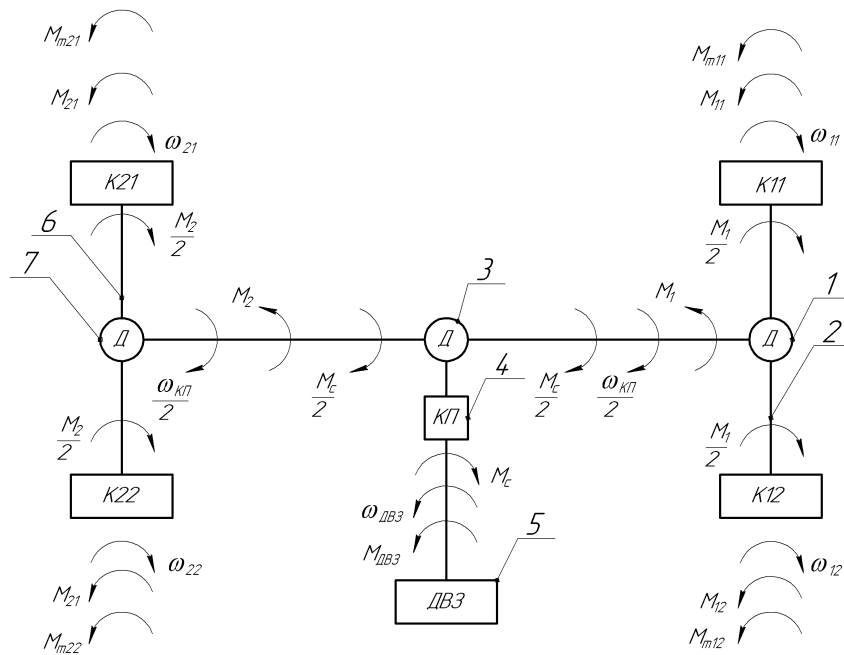
2.10 Синтез системи динамічної курсової стабілізації орного машинно-тракторного агрегату

При русі по криволінійній траєкторії, а також при роботі на похилих ділянках відбувається зниження поздовжньої та поперечної стійкості руху МТА. При цьому відбувається бічний знос пружної пневматичної шини, що змушує трактор відхилятися від заданої траєкторії [2, 19, 117].

Оскільки при роботі на схилі нижнє ведуче колесо трактора сприймає на себе більше навантаження, ніж верхнє, і відповідно тягове зусилля трактора залежить від тягової сили, що реалізується верхнім колесом на схилі, що знаходиться в гірших умовах зчеплення. Для усунення цього недоліку диференціали блокують. При цьому в повній мірі використовуються можливості зчеплення нижнього колеса з ґрунтом на схилі, а, отже, і тягове зусилля трактора краще, паливна економічність вище, але керованість трактора гірше. Очевидно, що блокування диференціала також не є ідеальним варіантом для вирішення численних проблем при русі трактора.

Тому з метою підвищення стабільності руху на схилі для трактора запропоновано алгоритм роботи системи динамічної стабілізації (СДС) шляхом керування блокування диференціалами та напрямом руху за допомогою керованих коліс [118].

Розглянемо спрощену схему трансмісії повнопривідного колісного трактора з механічною диференціальною трансмісією (рис. 2.31).



1 – передній диференціал; 2 – передній міст; 3 – міжосьовий диференціал; 4 – коробка передач; 5 – двигун внутрішнього згоряння; 6 – задній міст; 7 – задній диференціал; K_{11} , K_{12} , K_{21} , K_{22} – переднє ліве колесо, переднє праве колесо, заднє ліве колесо, заднє праве колесо

Рисунок 2.31 – Схема трансмісії повнопривідного колісного трактора з диференціальною трансмісією

Трансмісія, схему якої наведено на рис. 2.31 описано наступною системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_K \dot{\omega}_{K11} = M_1 i_{ГП} (1 - 0,5b_{01}) - M_{11} - (1 - b_{01})M_{21}; \\ J_K \dot{\omega}_{K12} = M_2 i_{ГП} (1 - 0,5b_{02}) - M_{12} - (1 - b_{02})M_{22}; \\ J_K \dot{\omega}_{K21} = M_1 i_{ГП} (1 - 0,5b_{01}) - M_{21} - (1 - b_{01})M_{11}; \\ J_K \dot{\omega}_{K22} = M_2 i_{ГП} (1 - 0,5b_{02}) - M_{22} - (1 - b_{02})M_{12}; \\ \frac{1}{i_{ПК}} \dot{\omega}_{КП} = (1 - 0,5b_t) \dot{\omega}_1 + 0,5b_t \dot{\omega}_2; \\ \frac{1}{i_{ГП}} \dot{\omega}_1 = (1 - 0,5b_{01}) \dot{\omega}_{K11} + 0,5b_{01} \dot{\omega}_{K21}; \\ \frac{1}{i_{ГП}} \dot{\omega}_2 = (1 - 0,5b_{02}) \dot{\omega}_{K12} + 0,5b_{02} \dot{\omega}_{K22}; \\ J_{ДКП} \dot{\omega}_Д = h_{\partial p} M_{КП} - M_c; \\ J_1 \dot{\omega}_1 = i_{КП} M_c (1 - 0,5b_t) - M_1 - (1 - b_t)M_2; \\ J_2 \dot{\omega}_2 = i_{КП} M_c (1 - 0,5b_t) - M_2 - (1 - b_{0t})M_1, \end{array} \right. \quad (2.46)$$

де J_k – момент інерції колеса;
 $J_{ДКП}$ – момент інерції двигуна та коробки передач, приведені до вихідного валу коробки передач;
 J_1 – момент інерції переднього валу трансмісії;
 J_2 – момент інерції заднього валу трансмісії;
 ω_{kij} – кутова швидкість обертання i -го колеса j -го борта трактора;
 ω_d – кутова швидкість обертання валу ДВЗ;
 M_{ij} – момент опору i -го колеса j -го борта трактора;
 M_1 – крутний момент, що передається на передній вал трансмісії;
 $\omega_{кп}$ – кутова швидкість обертання валу коробки передач;
 $M_{ДКП}$ – крутний момент, що розвивається ДВЗ;
 $i_{КП}$ – передавальне число коробки передач;
 $i_{ГП}$ – передавальне число головної передачі передньої і задньої осі;
 h_{op} – положення органу управління подачею палива ($h_{op} = 0 \dots 1$);
 M_c – момент приведенного опору на валу ДВЗ;
 b_{01}, b_{02}, b_t – керуючі сигнали.

Якщо $b_{01} = 0$, то диференціал переднього моста трактора блокується.
Якщо $b_{01} = 1$ – диференціал переднього моста трактора розблоковано.

Якщо $b_{02} = 0$ – диференціал задньої осі трактора заблокований. Якщо $b_{02} = 1$ – диференціал задньої осі трактора розблоковано.

Якщо $b_t = 0$ – міжосьовий диференціал у роздавальній коробці трактора заблокований. Якщо $b_t = 1$ – міжосьовий диференціал у роздавальній коробці трактора розблокований.

Момент опору на i -му колесі розраховується за формулою

$$M_{ij} = R_{ijx} r_k + M_{Tij}, \quad (2.47)$$

де M_{Tij} – гальмівний момент i -го колеса j -го борта трактора;
 R_{ijx} – проекція сили взаємодії i -го колеса j -го борта трактора та опорною поверхнею;

r_k – відстань від осі колеса до опорної поверхні (динамічний радіус).

Блокування міжбортових диференціалів трансмісії визначається наступними умовами. Для диференціала передньої осі трактора:

$$\text{Якщо } abs(\omega_{k11} - \omega_{k12}) > 0,75 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \text{ то } b_{01} = 0, \text{ інакше } b_{01} = 1. \quad (2.48)$$

Для диференціала задньої осі трактора:

$$\text{Якщо } abs(\omega_{k21} - \omega_{k22}) > 0,75 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \text{ то } b_{02} = 0, \text{ інакше } b_{02} = 1. \quad (2.49)$$

Для міжосьового диференціала в роздавальній коробці кутові швидкості знаходяться з виразу:

$$\begin{aligned} \omega_{1cp} &= \frac{\omega_{k11} + \omega_{k12}}{2}; \\ \omega_{2cp} &= \frac{\omega_{k21} + \omega_{k22}}{2}. \end{aligned} \quad (2.50)$$

$$\text{Якщо } abs(\omega_{1cp} - \omega_{2cp}) > 0,75 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \text{ то } b_{02} = 0, \text{ інакше } b_{02} = 1. \quad (2.51)$$

Розглянемо заблоковану трансмісію і диференціальну трансмісію трактора з можливістю блокування з урахуванням алгоритму рульового керування. При розробці системи керування курсом та траєкторією стабілізації руху трактора в процесі управління необхідно визначити параметри, які досить достовірно характеризують властивість повороту в поточний момент часу. До таких параметрів можна віднести кутову швидкість обертання агрегату щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас ω_z , поздовжнє a_x та бічне a_y прискорення центру мас трактора та різниця кутів крайніх осей $(\delta_2 - \delta_1)$.

В якості параметра, що характеризує ступінь повороту колісного трактора, пропонується використовувати кут $\beta = \theta_t - \theta_\psi \neq 0$ між векторами лінійних швидкостей центру мас трактора: теоретичним v_m та фактичним v_ϕ (рис. 2.32).

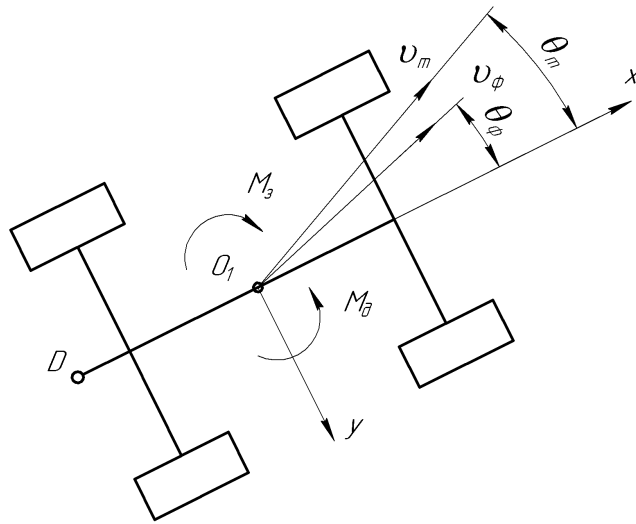


Рисунок 2.32 – Кут відхилення вектора швидкості від поздовжньої осі трактора

Для забезпечення роботи системи стабілізації необхідно визначити поточну швидкість руху колісного трактора шляхом інтегрування похідних

$\frac{dv_x}{dt}$ та $\frac{dv_y}{dt}$, які обчислюються наступним чином [119]:

$$\begin{aligned}\frac{dv_x}{dt} &= a_x + \omega_z v_y; \\ \frac{dv_y}{dt} &= a_y - \omega_z v_x.\end{aligned}\tag{2.52}$$

Після цього визначається поточне значення тангенса кута між вектором швидкості і поздовжньою віссю одиниці $\tan \theta_f$ (рис. 2.32), а також теоретичне значення тангенса кута $\tan \theta_t$.

Значення $\tan \theta_f$ обчислюється з формули:

$$\tan \theta_f = \frac{v_y}{v_x},\tag{2.53}$$

де v_x , v_y – проекції вектора швидкості центру мас трактора на осі рухомої системи координат.

Значення $\tan \theta_t$ обчислюється з виразу:

$$\operatorname{tg} \theta_T = \frac{L-a}{L} \operatorname{tg} \theta_{1cp}. \quad (2.54)$$

де L – база трактора;

a – відстань від центру мас трактора до передньої осі;

θ_{1cp} – середній кут повороту передніх (лівого і правого) коліс.

Встановлення факту заносу передньої або задньої осі визначається з таких умов:

1. Якщо $\operatorname{sign}(\theta_t - \theta_\phi) \operatorname{sign}(\theta_1) > 0$, система діагностує початок заносу переднього моста;

2. Якщо $\operatorname{sign}(\theta_t - \theta_\phi) \operatorname{sign}(\theta_1) < 0$, система діагностує початок заносу задньої осі.

Розбіжність кутів напрямків теоретичного та дійсного векторів швидкості означає, що на трактор впливає динамічний збурюючий момент M_z (рис. 2.32), який прагне «відвести» агрегат від заданої водієм траєкторії. Для компенсації цього збурюючого моменту необхідно створити динамічний стабілізуючий момент M_d , що не дозволить колісному трактору зійти з траєкторії [119, 120].

Припустимо, що середній кут повороту керуючих коліс передньої осі $\theta_{зовн}^{n\dot{o}p} = \beta$. Тоді кути повороту зовнішнього і внутрішнього (по відношенню до напрямку обертання) керованих коліс визначаються з наступних виразів:

$$\begin{aligned} \theta_{зовн}^{n\dot{o}p} &= \frac{L}{\frac{L}{\beta} - \frac{B}{2}}; \\ \theta_{зовн}^{n\dot{o}p} &= \frac{L}{\frac{L}{\beta} + \frac{B}{2}}, \end{aligned} \quad (2.55)$$

де B – колія трактора.

Для оцінки ефективності роботи СДС трактора ми використовуємо спеціальні критерії ефективності, які дозволять оцінити, на скільки відсотків

кожен з розглянутих варіантів приводу коліс в поєднанні з алгоритмом рульового управління забезпечує зниження відхилення реальної траєкторії руху від так званої ідеальної. Для цього можна використати показник відносної ефективності:

$$k = \left(1 - \frac{\Delta y}{\Delta y_0} \right) \cdot 100\%, \quad (2.56)$$

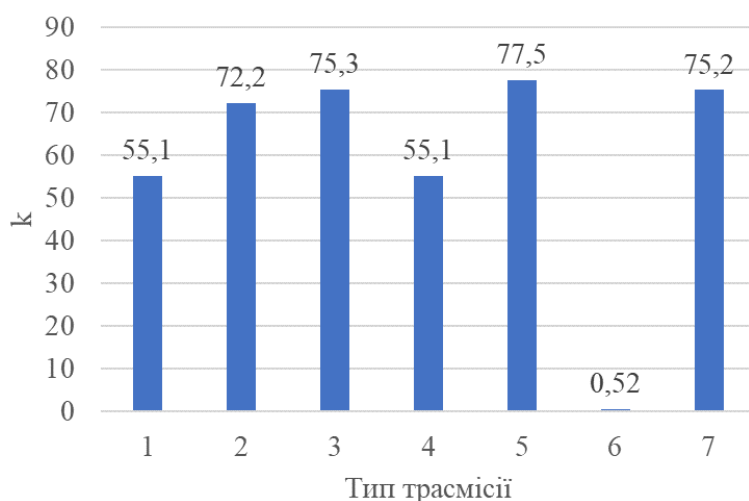
де Δy – стандартне відхилення від заданої траєкторії при русі без стабілізуючого керування;

Δy_0 – стандартне відхилення від заданої траєкторії при русі з системою, що створює стабілізуючий ефект на трактор.

Фізичний сенс показника k полягає в тому, що він показує, на скільки відсотків зменшується стандартне відхилення від заданої (ідеальної) траєкторії для випадку руху, коли працює СДС руху агрегату, в порівнянні з випадком руху при відсутності стабілізуючого управління.

Вихідними даними для моделювання руху орного МТА з механічною трансмісією є такі параметри: коефіцієнти взаємодії з опорною поверхнею: поздовжній $\mu_x \text{ max} = 0,35$; поперечний $\mu_y \text{ max} = 0,65$; кут нахилу опорної поверхні – 10° ; дійсна швидкість руху $v = 10$ км/год; передні колеса трактора являються керованими.

Проведено дослідження відносної ефективності різних типів трансмісій колісного трактора у складі орного МТА з алгоритмом рульового керування та без нього. Значення показників ефективності використання різних типів трансмісій на тракторі наведені на рис. 2.33. В якості основного режиму оцінки ефективності прийнятий випадок руху трактора з повністю диференціальною трансмісією без рульового керування.



1 – повністю блокована без підкермовування; 2 – повністю блокована з підкермовуванням; 3 – повністю диференціальна з підкермовуванням; 4 – диференціальна з розблокованим міжосьовим та заблокованим міжколісним диференціалами без підкермовування; 5 – диференціальна з розблокованим міжосьовим та заблокованим міжколісним диференціалами з підкермовуванням; 6 – диференціальна із заблокованим міжосьовим та розблокованим міжколісним диференціалами без підкермовування; 7 – диференціальна із заблокованим міжосьовим та розблокованим міжколісним диференціалами з підкермовуванням

Рисунок 2.33 – Показник відносної ефективності в залежності від типу трансмісії

Встановлено, що найбільш ефективною з точки зору стійкості та керованості трактора на схилі є повністю заблокована трансмісія, а також диференціальна трансмісія з розблокованим центральним і заблокованими бортовими колісними диференціалами. ККД цих типів приводів підвищується в середньому на 20% при роботі алгоритму рульового керування. Ефект від використання повністю заблокованої трансмісії в сукупності з алгоритмом рульового керування збігається з ефективністю використання диференціальної трансмісії з розблокованим центральним і заблокованим міжосьовим диференціалами, а також в сукупності з алгоритмом рульового керування.

Визначено, що використання алгоритму рульового керування дозволяє підвищити стійкість і керованість трактора у складі орного МТА при русі під ухилом. З отриманих результатів випливає, що блокування поперечних

колісних диференціалів дає ефект, який можна порівняти з використанням заблокованої трансмісії. Використання алгоритму рульового керування підвищує ефективність в середньому на 20%. Використання повністю заблокованого приводу з рульовим керуванням, а також диференціального приводу з розблокованим центральним і заблокованими міжосьовими диференціалами забезпечує найбільший відносний ККД – 77,5%.

2.11 Висновки по розділу

1. Обґрунтовано метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники. Метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники базується на тяговому розрахунку та враховує зміну відстані від шарніру до передньої та задньої ведучих осей.

2. Встановлено, що для тракторів серії ХТЗ-240К відстані від шарніру до відповідних осей коліс дорівнюють $l_1 = 1,89$ м та $l_2 = 0,97$ м. Зменшення відстані до $l_1 = 1,69$ м призводить до зниження нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,67 \cdot 10^5$ Н та підвищення значень реакцій на задніх колесах трактора до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,53 \cdot 10^5$ Н. Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до підвищення нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,87 \cdot 10^5$ Н та зниженню на задніх до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,35 \cdot 10^5$ Н. Зменшення відстані l_2 до 0,77 м призводить до підвищення нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,99 \cdot 10^5$ Н та зниження значень реакцій на задніх колесах трактора до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,21 \cdot 10^5$ Н. Збільшення l_2 до 1,17 м призводить до зниження нормальних реакцій на передніх колесах трактора до $N_{zk11} = N_{zk12} = 2,60 \cdot 10^5$ Н та підвищенню на задніх до $N_{zk21} = N_{zk22} = 1,51 \cdot 10^5$ Н.

3. Визначено, що збільшення відстані до від шарніру трактора до передньої вісі з $l_1 = 1,69$ м до $l_1 = 2,09$ м приводить до підвищення тягової

потужності на передніх колесах трактора з $N_{кр11} = N_{кр12} = 40,33$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 43,36$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр11} = N_{кр12} = 38,27$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 41,11$ кВт при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до зниження тягової потужності на задніх колесах трактора з $N_{кр21} = N_{кр22} = 23,13$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 20,10$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр21} = N_{кр22} = 21,95$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 19,08$ кВт при $n = 2100$ об/хв. Зменшення відстані до від шарніру трактора до задньої вісі з $l_2 = 1,17$ м до $l_2 = 0,77$ м приводить до підвищення тягової потужності на передніх колесах трактора з $N_{кр11} = N_{кр12} = 39,06$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 45,26$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр11} = N_{кр12} = 37,07$ кВт до $N_{кр11} = N_{кр12} = 42,96$ кВт при $n = 2100$ об/хв. Збільшення l_2 до 1,17 м призводить до підвищення тягової потужності на задніх колесах трактора з $N_{кр21} = N_{кр22} = 18,19$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 24,39$ кВт при $n = 1000$ об/хв та з $N_{кр21} = N_{кр22} = 17,26$ кВт до $N_{кр21} = N_{кр22} = 23,16$ кВт при $n = 2100$ об/хв.

4. Встановлено, що швидкість руху трактора збільшується при зменшенні відстані від шарніра та віссю передньої піврами з $l_1 = 2,09$ м – $v_p = 2,24$ км/год до $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 2,27$ км/год для I-1 передачі, $n = 1200$ об/хв; $l_1 = 2,09$ м – $v_p = 3,96$ км/год, $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 4,01$ км/год для I-1 передачі, $n = 2100$ об/хв; $l_1 = 2,09$ м – $v_p = 4,03$ км/год, $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 4,08$ км/год для I-4 передачі, $n = 1200$ об/хв; $l_1 = 2,09$ м – $v_p = 7,19$ км/год, $l_1 = 1,69$ м – $v_p = 7,11$ км/год для I-4 передачі, $n = 2100$ об/хв. Визначено, що швидкість руху трактора зменшується при зменшенні відстані від шарніра та осі задньої піврами з $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 4,09$ км/год до $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 4,01$ км/год для I-4 передачі, $n = 1200$ об/хв; $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 7,22$ км/год, $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 7,07$ км/год для I-4 передачі, $n = 2100$ об/хв; $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 4,03$ км/год, $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 4,08$ км/год для II-4 передачі, $n = 1200$ об/хв; $l_1 = 1,17$ м – $v_p = 15,16$ км/год, $l_1 = 0,77$ м – $v_p = 14,68$ км/год для II-4 передачі, $n = 2100$ об/хв.

5. Обґрунтовано метод оцінки впливу параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі орного

МТА. Визначено, що крутні моменти передніх ведучих коліс короткочасно підвищуються до $M_{k11} = M_{k12} = 20012 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та при $t > 1 \text{ с}$ приймають значення $M_{k11} = M_{k12} = 6972 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Аналогічні процеси відбуваються на задніх ведучих колесах однак крутні моменти підвищуються до $M_{k21} = M_{k22} = 13209 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $0 < t < 1 \text{ с}$, а надалі приймають значення $M_{k21} = M_{k22} = 4622 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Дотичні сили тяги на передніх колесах трактора збільшуються до $P_{k11} = P_{k12} = 15667 \text{ Н}$ при $0 < t < 1 \text{ с}$ та стабілізуються на значенні $P_{k11} = P_{k12} = 5478 \text{ Н}$ після закінчення розгону.

6. Наведено оцінку впливу блокування диференціалів на динамічні та енергетичні показники орного МТА. Визначено, що траєкторії руху піврам трактора при блокованому диференціалі являються прямолінійними. Кути повороту піврам трактора $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 \text{ rad}$ (при $\psi = 5^\circ$ та $\psi = 10^\circ$). При розблокованому диференціалі траєкторії руху піврам трактора являються нелінійними. Кути повороту піврам трактора збільшуються від $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$, $\gamma_2 = 0,05 \text{ rad}$ до $\gamma_1 = 0,89 \text{ rad}$; $\gamma_2 = 0,71 \text{ rad}$ (при $\psi = 5^\circ$); від $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$, $\gamma_2 = 0,01 \text{ rad}$ до $\gamma_1 = 1,78 \text{ rad}$; $\gamma_2 = 1,434 \text{ rad}$ (при $\psi = 20^\circ$). Встановлено, що дотичні сили тяги на передніх колесах повнопривідної трактора знаходиться в межах від 3550 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 4250 Н ($\psi = 20^\circ$); для задніх – від 1325 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 1855 Н ($\psi = 20^\circ$). Для режиму блокованих диференціалів сили тяги на передніх колесах трактора складають 3530 Н ; задніх – 1870 Н .

7. Встановлено, що найбільш ефективною з точки зору стійкості та керованості трактора на схилі є повністю заблокована трансмісія, а також диференціальна трансмісія з розблокованим центральним і заблокованими бортовими колісними диференціалами. ККД цих типів приводів підвищується в середньому на 20% при роботі алгоритму рульового керування. Ефект від використання повністю заблокованої трансмісії в сукупності з алгоритмом рульового керування збігається з ефективністю використання диференціальної трансмісії з розблокованим центральним і заблокованим міжосьовим диференціалами, а також в сукупності з алгоритмом рульового керування.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета, об'єкт та задачі лабораторно-польових досліджень

Експериментальні дослідження ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку впливу блокування диференціалу на динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі орного МТА, а також підтвердження адекватності розроблених математичних моделей динаміки трактора та орного МТА [121, 122].

Предметом експериментальних досліджень є визначення тягово-енергетичних показників з урахуванням геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора.

Для досягнення поставленої мети лабораторно-експериментальних досліджень необхідно вирішити наступні задавання:

- розробити методику експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи для оцінки впливу геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора на показники орного МТА;
- підтвердити адекватність розроблених математичних моделей динаміки трактора та орного МТА, що враховують геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора.

Лабораторні дослідження проводились в Державному біотехнологічному університеті. Експериментальні дослідження орного МТА проводились у господарствах України таких як ПСП Лілія, ПП Агро-Глянь та навчально-дослідних полях «Центральне» і «Мерчанське» Державного біотехнологічного університету.

Об'єктами експериментальних досліджень було обрано орний машинно-тракторний агрегат у складі трактора ХТЗ-17224 виробництва ПАТ

Харківський тракторний завод та плугу ПЛН-5-35 виробництва «Одеська аграрно-промислова компанія» (ОАПК) (рис. 3.1).

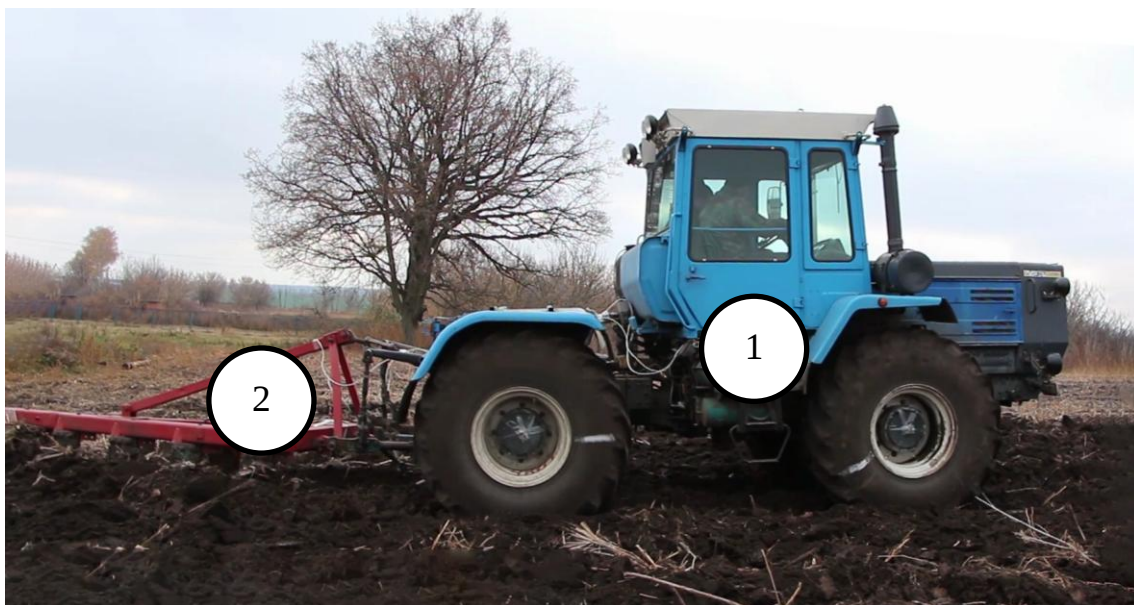


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд орного машинно-тракторного агрегату у складі трактора ХТЗ-17221 (1) та плуга ПЛН-5-35 (2)

Машинно-тракторним агрегатом виконувалась оранка на глибину 27 см для вирощування соняшнику.

3.2 Методика проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень орного МТА розроблено наступну методику.

Для проведення досліджень дослідна ділянка має бути горизонтальною, з рівним мікрорельєфом та ухил на ділянці не повинен перевищувати 0,1%. Однак практично важко підібрати таке горизонтальне поле, і тягові випробування за умови повторення дослідів з їздками «туди» та «назад» зазвичай виконують на полях з ухилами до 0,5%, що відповідає синусу кута 17° . Підйом більше 0,5% помітний на око, підйом менше 0,5% (тобто 0,5 м на 100 м) практично непомітний. Тому до вибору ділянки для динамометрування слід відноситися з особливою увагою.

З метою охоплення основного діапазону ґрунтових фонів, тягові характеристики знімають на полях трьох видів: пар, стерня та м'який культивований ґрунт.

Для скорочення обсягу робіт при державних випробуваннях ДСТУ ГОСТ 7057-2003 [123] на методи випробувань передбачені випробування на двох ґрунтових фонах: стерні та ґрунті, підготовленому під посів. У зв'язку з вимогами порівняння показників вітчизняних тракторів, що експортуються, з результатами випробувань зарубіжних тракторів, що проводяться на бетонних треках, передбачається також випробування колісних тракторів на бетонних доріжках. При випробуваннях гусеничних тракторів замість бетону використовують суху тверду ґрунтову дорогу.

Як ґрунт середньої щільності слід приймати лущену стерню озимої пшениці після очищення поля від соломи, як найбільш характерне для цього виду щільності.

Найбільш типовим полем із малою щільністю ґрунту є поле, підготовлене під посів. Тягові випробування прийнято проводити через 2–3 дні після культивації, коли ґрунт трохи осяде, але не пізніше, ніж через 10 днів, інакше ґрунт значно ущільниться. Після ущільнення ґрунту дощами необхідно ділянку прокультивувати.

Як показав дослід, для забезпечення гарного та стійкого зчеплення шини з бетоном бетонну доріжку перед випробуваннями слід очищати від пилу, змиваючи її водою, з наступним повним просиханням.

Характеризуючи стан поля, крім визначення його виду, слід зазначити попередню культуру та попередню обробку в попередньому та поточному році, а також наявний рослинний покрив, оскільки це значною мірою визначає щільність ґрунту та опір його горизонтальному зсуву. Дуже істотним у цьому відношенні є також тип ґрунту, що характеризується його механічним складом та вмістом у ньому гумусу. Тому у характеристиці поля мають бути зазначені згадані показники.

Випробування слід проводити при оптимальній вологості ґрунту, коли робочі органи сільськогосподарських знарядь залипають незначно та тимчасовий опір майже постійно. Найбільш сприятлива до роботи машин вологість 17–18%.

Вологість ґрунту визначають як відношення [124–126]:

$$\omega = \frac{g_1 - g_2}{g_2} \cdot 100\%, \quad (3.1)$$

де g_1 – вага проби вологого ґрунту;

g_2 – вага проби після висушування до постійної ваги.

Проби ґрунту на вологість при випробуваннях тракторів беруть ґрунтовим буром на глибині 5; 10 та 15 см у трьох точках, рівномірно розташованих по ділянці випробувань. Вологість на глибині 15 см достатньою мірою характеризує умови роботи ґрунтозачепів трактора. Проби беруть 1 раз на день, зазвичай - в середині робочого дня, тому що дослід показує, що на глибині більше 3 см протягом дня вологість змінюється незначно.

Банки для взяття проб ґрунту роблять із дюралюмінію. Зазвичай банк має висоту 40 мм, діаметр 35 мм, товщину стінок 1 мм і масу не більше 20 г. Кожна банка з кришкою повинна бути зважена і занумерована. При взятті проб до журналу заносять дату, місце та глибину взяття проби, номер банки. Для доставки в лабораторію банки укладають у ящик із подвійними стінками, простір між якими заповнений теплоізоляційним матеріалом. У такому термосі в приміщенні або тіні проби зберігають вологість кілька годин.

Доставлені до лабораторії проби негайно зважують, після чого час їхнього сушіння може не регламентуватися. Проби сушать при температурі 105° С у сушильній шафі до досягнення постійної ваги. У процесі сушіння пробу періодично зважують (вперше через 3-4 години, потім через кожен годину) на технічних терезах з точністю до 0,1 г.

Щільність ґрунту на різній глибині визначають густоміром. Існує кілька

конструкцій реєструючих ґрунтових густомірів. Робота їх заснована на реєстрації зусилля вдавлювання в ґрунт штока з конічним або кульовим наконечником, розміри якого встановлені стандартом: кут загострення наконечника повинен бути 22 30 ', площа перерізу наконечника для щільних ґрунтів 1 см². Для м'яких ґрунтів застосовується конічний або кульовий наконечник перерізом 2 або 2,8 см².

Щільність ρ ґрунту визначають за формулою [124, 126]:

$$p = \frac{hg}{f}, \quad (3.2)$$

де h – середня ордината діаграми, записаної щільноміром, см;

g – масштаб пружини, Н/см;

f – площа поперечного перерізу наконечника штока, см².

При визначенні густини ґрунту виробляють не менше 15 вимірювань рівномірно за площею дослідної ділянки. При обробці діаграм визначають середню ординату для шарів 0–5, 5–10 та 10–15 см.

Під час роботи з щільноміром слід звертати увагу на правильність запису діаграми. Наявність горизонтальної лінії на початок діаграми, що збігається з віссю абсцис, означає, що пружина має попередню затяжку, або має надмірно високу жорсткість, або є вільний хід у штока щільноміру до зіткнення його з ґрунтом. Якщо є горизонталь в кінці діаграми, яка проходить по верхній межі бланка, жорсткість пружини мала; пружина у разі стискається повністю до досягнення заданої глибини наконечником штока плотномера.

Перед початком запису діаграми щільності на кожному бланку проводять нульову ординату (стискаючи пружину стоїть на твердій підлозі і притисненого до неї щільноміра) і нульову абсцис (провертаючи барабан піднятого в повітря щільноміра).

В даний час не існує будь-яких аналітичних або експериментальних способів оцінки впливу вологості, щільності та типу ґрунту на зчіпні якості

тракторів з різними типами рушіїв, а отже, і способів приведення цих Показників до стандартних умов, що забезпечують повну порівнянність результатів випробування. Щоб можна було порівняти результати випробувань різних тракторів, що проводяться в різні пори року і в різних місцях, прагнуть проводити ці випробування в умовах, порівнянних з вологістю ґрунту (13–22%), його щільністю (характерні ґрунтові фони), а також за іншими показниками.

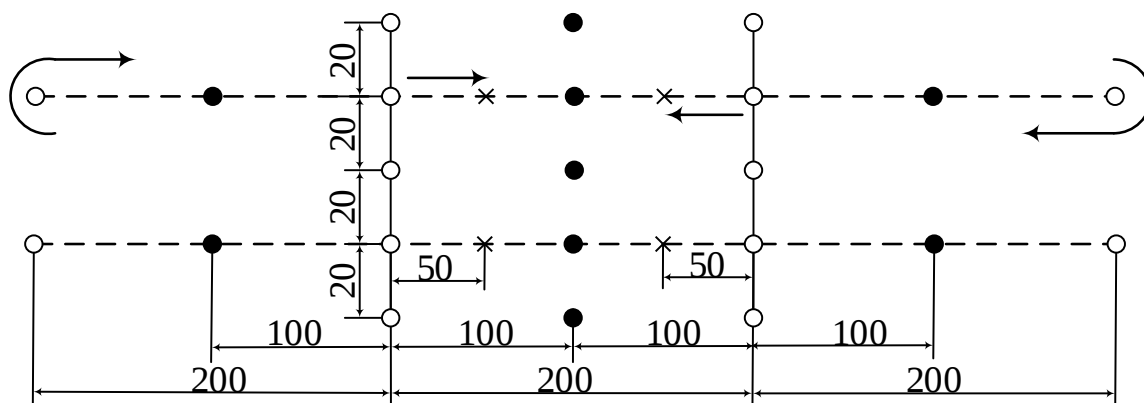
До атмосферних умов, що підлягають визначенню при тягових випробуваннях, відносяться температура повітря, атмосферний тиск, сила та напрямок вітру. Атмосферні умови характеризуються за даними метеорологічної станції, що у районі випробувань.

Довжина залікової ділянки між вішками, що вказують початок і кінець досліду, залежить від необхідної тривалості досліду під час руху випробуваного трактора на цій передачі. Тривалість досліду, у свою чергу, визначається заданою точністю результатів випробувань, а також ступенем досконалості методу випробувань приборів та обладнання. Застосування сучасних динамометричних лабораторій із стійким гальмуванням, із приладами підвищеної точності та централізованим керуванням дозволяє значно підвищити точність випробувань та скоротити тривалість досліду. Для випробування сільськогосподарських тракторів із робочими швидкостями до 9 км/год довжина залікової ділянки приймається від 100 до 200 м, що відповідає тривалості досліду від 1 до 2 хв, залежно від швидкості руху трактора.

Довжина підготовчого шляху, який трактор повинен пройти із заданим навантаженням перед початком досліду, визначається часом, необхідним досягнення трактором стійкого робочого режиму при даному навантаженні. Цей час зазвичай становить 1-2 хв, а підготовчий шлях – до 200 м. Для випробувань на низьких швидкостях підготовчий шлях може бути коротшим.

На рис. 3.2 наведено схему способу розбивки ділянки для тягових випробувань трактора. На осьовий лінії ділянки, вздовж якої рухається

трактор, крім вішок по кінцях залікової ділянки та в точках розвороту трактора встановлюють проміжні вішки для орієнтації водія при першому проході. По обидва боки вішок початку та кінця дослідів під прямим кутом до осьової лінії ставлять візирні вішки для полегшення візування моменту проходження трактором початку та кінця залікової ділянки.



○ – вешки висотою 190 см; ● – вешки висотою 160 см; × – колішки висотою 60 см

Рисунок 3.2 – Схема розбивки ділянки для тягових випробувань трактора

При розбивці ділянки, крім осьової лінії, необхідно виміряти довгі сторони прямокутника по крайніх візирних вішок. Якщо відстань між цими вішками буде однаковою, то деяка неперпендикулярність візирних ліній осьової лінії не має суттєвого значення.

Прямий кут при розбивці ділянки встановлюється за допомогою дзеркального екера або геометричним побудовою прямокутного трикутника з катетами, рівними 3 і 4 м і гіпотенузою, що дорівнює 5 м.

Основні вішки встановлюють висотою 1,9-2,0 м: вищі вішки незручно забивати в землю, більш короткі незручні для спостереження.

За наявності рівного горизонтального поля з ухилом менше 0,5% та довжиною до 1 км, з однорідним ґрунтовим фоном залікові ділянки довжиною по 100 м з проміжками між ними 100 м розбивають на всій довжині поля та проводять дослідів зі зменшеним числом поворотів та без холостих пробігів.

3.3 Методика зняття тягової характеристики трактора

Перед початком тягових випробувань трактор має бути прогрітий під навантаженням протягом 0,5-1,0 год.

Тягову характеристику трактора, як будь-яку характеристику фазових станів (на противагу характеристиці процесу, якою, наприклад, є індикаторна діаграма), знімають у вигляді ряду дослідів при різних режимах роботи, що встановилися [127, 128]. Потім за наслідками цих дослідів будують графік. Характеристики знімають кожної передачі окремо, а потім наносять на загальний графік.

При знятті характеристики на даній передачі зазвичай виробляють в середньому 12 дослідів (кіл). При кожному досліді проводиться по одній їзді в прямому і зворотному напрямках з однаковим навантаженням. Один дослід проводять на холостому ході трактора (без навантаження на гаку), чотири-п'ять дослідів-з неповним навантаженням, три-чотири дослідів – в області максимальної потужності і три-чотири дослідів – з перевантаженням для виявлення максимального тягового зусилля.

Максимальне тягове зусилля характеризується крутим падінням кривої швидкості в зоні навантаження, що в процесі динамометрування оцінюють за результатами двох суміжних дослідів з різною зниженою поступальною швидкістю, але з близькими за величиною тяговими зусиллями. Відповідно таке ж круте падіння в зоні навантаження має крива тягової потужності.

Режим дослідів при знятті тягової характеристики може бути заданий за навантаженням, яке встановлюється та підтримується протягом дослідів за вказівником динамографа. За такого методу роботи не можна заздалегідь у процесі методичної підготовки випробувань намітити режими дослідів; це роблять у процесі зняття характеристики, збільшуючи кількість дослідів, якщо треба виявити максимум кривої потужності.

Процес зняття тягової характеристики значно спрощується і прискорюється, якщо при динамометруванні режим дослідів задавати за

частотою обертання валу двигуна відповідно до його регуляторної характеристики, а навантаження протягом дослідів підтримувати за умов збереження постійної частоти обертання. При такому способі, орієнтуючись на регуляторну характеристику, побудовану по моменту, що крутить, можна заздалегідь задати режими дослідів.

При виявленні максимуму тягової потужності в процесі зняття тягової характеристики за таким способом орієнтуються на номінальну частоту обертання валу двигуна, що відповідає його максимальній потужності, зменшуючи інтервали навантажень між дослідом поблизу максимальної потужності. Для зняття тягової характеристики цього способу в динамометричній лабораторії встановлюють дистанційний тахометр, що приводиться від валу відбору потужності трактора, від валу двигуна або від валика паливного насоса двигуна.

Процес зняття характеристики полягає в наступному: на початку підготовчої ділянки тракторист по команді оператора, керуючого динамометричною лабораторією, включає задану передачу і виїжджає на лінію динамометрування, прагнучи зберегти прямолінійність руху при можливому меншому користуванні важелями управління. Одночасно оператор встановлює задане для дослідів навантаження і трактор проходить з нею підготовчий шлях та залікову ділянку. При виході трактора на лінію візирок на початку залікової ділянки оператор включає прилади динамометричної лабораторії. Наприкінці залікової ділянки він вимикає прилади, при необхідності знімає їх показання та готує лабораторію для наступного дослідів. При кожному новому досліді трактор повинен рухатися свіжою смугою поля [127].

Для зручності візування меж залікової ділянки з кабіни динамометричної лабораторії на склі кабіни збоку сидіння оператора наносять візирну лінію, а з зовнішньої сторони кабіни зміцнюють виносний візир. Це підвищує точність дослідів, а також усуває необхідність встановлення парних

візирних вішок на межах залікової ділянки.

Коли користуються завантажувальними динамометричними машинами без централізованого керування приладами, команду початку та кінця дослідів подає помахом руки сигнальник із секундоміром, що стоїть біля візирних вішок.

При знятті тягової характеристики під час дослідів на шляху динамометрування вимірюють та реєструють тягове зусилля трактора, тривалість дослідів, витрата палива та кількість обертів провідних коліс трактора за дослід. Крім того, вимірюють температуру палива у вимірювальному бачку, води в радіаторі та олії в картері.

Після закінчення кожної їздки трактора (половини дослідів) результати вимірювань заносять до протоколу динамометрування трактора. При цьому слід відразу після закінчення їздки «туди» або «назад» (за час наступної їздки) підрахувати годинну витрату палива, поступальну швидкість та буксування. Це допомагає контролювати достовірність результатів проведеного дослідів та правильно намітити режим наступного дослідів. Тягову потужність підраховують тільки після обробки тягових діаграм, так як необхідна для цього величина тягового зусилля в процесі випробувань в польових умовах може бути оцінена тільки орієнтовно і для контролю якості дослідів не може бути використана. У процесі випробувань оцінюють не середню величину, а сталість навантаження дослідів.

При використанні в динамометричній лабораторії апаратури з пристроєм для друку або при записі результатів вимірювань на осцилограму протокол випробувань заповнюють при обробці результатів випробувань, проте всі координати дослідів повинні бути занесені в робочий журнал.

Необхідність забезпечення достовірності та порівнянності результатів випробувань, а також своєчасного виявлення можливих помилок та неприпустимих похибок потребує граничного скорочення термінів випробувань, обов'язкової паралельної з випробуваннями обробки їх результатів та побудови графіків не пізніше ніж через добу після випробувань.

Після зняття тягових характеристик трактора при роботі на цьому ґрунтовому тлі на всіх передачах рекомендується провести контрольне гальмування двигуна та контрольну перевірку динамографа.

Для контролю правильності зняття тягової характеристики аналізують перебіг її огинаючих, часто знімають повторно контрольні характеристики на основних робочих передачах, а також вдаються до побудови розрахункової тягової характеристики регуляторної характеристики його двигуна.

Для підрахунку результатів тягових випробувань користуються наступним методом.

Середня швидкість поступального руху трактора за час кожної їздки («туди» чи «назад»):

$$v = 3,6 \frac{L}{T_{оп}}, \text{ км/год}, \quad (3.3)$$

де L – довжина шляху динамометрування, м;

$T_{оп}$ – тривалість дослід (поїздки), с.

Швидкість руху трактора можна визначати GPS у вимірювальній системі динаміки та енергетики мобільних машин [19].

Середня тягова потужність:

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} v}{3,6} \text{ кВт або } N_{кр} = 9,807 \frac{P_{кр} v}{3600}, \text{ або } N_{кр} = \frac{P_{кр} v}{270}, \quad (3.4)$$

де $P_{кр}$ – середнє тягове зусилля на шляху динамометрування при кожній поїздки за результатами обробки тягової діаграми в кН або кгс.

Витрата палива за час кожної їздки

$$G_{оп} = W_{оп} \rho_n, \quad (3.5)$$

де $W_{оп} = dm$ – обсяг палива, витраченого за час їздки, см³;

d – різницю показань вимірювального бачка при кожній поїздки, мм;

m – ціна поділу вимірювального бачка (масштаб), $\text{см}^3/\text{мм}$;

$W_{оп} = kn$ – обсяг палива, витраченого за час поїздки, см^3 (при користуванні об'ємним імпульсним витратоміром);

n – показання лічильника імпульсів витратоміра за поїздки;

k – постійна (масштаб) витратоміра в $\text{см}^3/\text{імпульс}$;

ρ_n – густина палива при даній температурі в $\text{г}/\text{см}^3$.

Щільність палива визначають експериментально або за формулою:

$$\rho_t = \rho_{20} - \alpha(t - 20), \quad (3.6)$$

де ρ_{20} – щільність палива при 20°C , $\text{кг}/\text{м}^3$;

α – середня температурна поправка (береться з таблиць або перебуває експериментально);

t – температура палива під час дослідів, $^\circ\text{C}$.

Витрата палива на годину (годинна витрата палива):

$$G_T = 3,6 \frac{G_{оп}}{T_{оп}}. \quad (3.7)$$

Питома витрата палива:

$$g_{кр} = 1000 \frac{G_T}{3,6 N_{кр}}, \text{ або } g_{кр} = 1000 \frac{G_T}{N_{кр}}. \quad (3.8)$$

Визначати буксування експериментальним шляхом як втрату швидкості чистого кочення, тобто теоретичної швидкості, дуже складно, тому що теоретичну швидкість можна тільки розрахувати, а для цього необхідно знати не тільки радіус кочення ведучого колеса при даному навантаженні, але і частоту обертання двигуна при цій навантаженні, а вона не залишається постійною і змінюється при кожному навантаженні відповідно до статичної характеристики регулятора.

При експериментальному визначенні буксування виходять із числа

оборотів ведучих коліс трактора на шляху динамометрування s при холостому ході та при навантаженні, припускаючи, що при холостому ході трактора буксування відсутнє:

$$s = 2\pi r_k n_x = 2\pi r_o n_p, \quad (3.9)$$

звідки:

$$\frac{r_o}{r_k} = \frac{n_x}{n_p} = \eta_o = 1 - \delta. \quad (3.10)$$

В формулі (3.10) значення буксування підставляється з виразу:

$$\delta = 1 - \frac{n_x}{n_p} = \frac{n_p - n_x}{n_p}, \text{ або } \delta = \frac{n_p - n_x}{n_p} 100\% \quad (3.11)$$

де r_k – радіус кочення ведучого колеса при чистому коченні (вільний радіус);

r_o – кінематичний радіус кочення колеса за наявності буксування;

n_x – число обертів ведучого колеса, виміряне на заліковій ділянці при холостому ході трактора;

n_p – число оборотів ведучого колеса на заліковій ділянці при даному навантаженні (отже, за наявності буксування);

η_o – кінематичний ККД рушія, що враховує втрату швидкості (роботи) внаслідок буксування.

У цьому висновку зроблено припущення, що периметр кочення колеса, отже, і радіус чистого кочення r_k , при навантаженні змінюється несуттєво; ця зміна враховується у величині буксування.

При обчисленні буксування у процесі дослідів за допомогою обчислювальних пристроїв вимірювально-інформаційних систем користуються алгоритмом:

$$\delta = 1 - \frac{n_{dp}}{i_T n_p}; \quad (3.12)$$

$$\delta = \frac{n_p - n_T}{n_p} = 1 - \frac{n_T}{n_p} = 1 - \frac{n_{dp}}{i_T n_p}, \quad (3.13)$$

де n_T – число обертів ведучого колеса на шляху динамометрування при чистому коченні (відповідне до теоретичної швидкості трактора);
 n_{dp} – число обертів двигуна за дослід, виміряне імпульсним лічильником на шляху динамометрування;
 i – передавальне число трансмісії;
 n_p – число обертів ведучого колеса трактора по дорозі динамометрування при даному навантаженні.

Експлуатаційно-технологічні випробування – це функціональні випробування з метою оцінки експлуатаційних якостей трактора. У процесі випробувань визначаються:

- технологічність агрегування трактора з сільськогосподарськими машинами на типових для даного трактора операціях (можливість комплектування технологічно та енергетично оптимального агрегату, зручність та трудомісткість складання агрегату та переналагодження трактора);
- енерговитрати на виконання тракторним агрегатом сільськогосподарських операцій (енергооцінка тракторних агрегатів – визначення тягового опору машин в агрегаті, навантаження трактора та його двигуна);
- якість виконання сільськогосподарських операцій на прийнятих технологічних швидкостях (агротехнічна оцінка тракторних агрегатів);
- продуктивність під час виконання типових для даного трактора сільськогосподарських операцій;
- паливна економічність тракторного агрегату (витрата палива в кг/га на виконання технологічних операцій загалом на чисту роботу та на переїзди);

– пристосованість трактора для роботи в різних умовах (прохідність, маневреність, керованість).

До програми експлуатаційно-технологічних випробувань входять: розрахунок та комплектування агрегатів на типових для даного трактора сільськогосподарських операціях; дослід з технологічної та агротехнічної оцінки роботи агрегатів; енергетична оцінка агрегатів (динамометрування); робота тракторних агрегатів протягом кількох контрольних змін на виконанні сільськогосподарських операцій (з метою оцінки продуктивності, паливної економічності та інших показників).

Розрахункове комплектування тракторних агрегатів виконують на підставі результатів тягових випробувань та відомих тягових опорів сільськогосподарських машин.

Результати розрахунку повинні бути проаналізовані щодо технологічної та енергетичної раціональності комплектування агрегату, правильності вибору робочих швидкостей та ув'язування габаритних розмірів трактора з габаритними та кінематичними розмірами агрегатованої машини. Результати розрахунку перевіряють експериментально в процесі дослід з агрегатування.

Досліди з агрегатування поєднують з енергооцінкою трактора (динамометруванням). Трактор, з яким проводяться дослід, повинен попередньо пройти тягові випробування, а з двигуна знята регуляторна характеристика. Агрегат має бути перевірений та відрегульований.

При технічній оцінці агрегатованості трактора з сільськогосподарськими машинами перевіряють зручність зчеплення машин з трактором, зручність навішування навісних машин, доцільність конструкції навісних і причіпних пристроїв, трудомісткість складання агрегату, зручність і трудомісткість переналагодження трактора при зміні машин або при переході на виконання іншої технологічної операції (просвіту, колії, баластування та ін.).

Прохідність по бруду, піску, снігу, через перешкоди та броди перевіряється спеціальними дослідом із завантаженим тракторним причепом

за спеціальними програмами та методичними розробками, в основі яких лежить об'єктивність та повноцінність отриманих характеристик.

Основним показником маневреності трактора є його мінімальний радіус повороту при знаряддях, що у транспортному положенні. Його визначають за технічної експертизи.

Оцінка передач заднього ходу здійснюється за зручністю маневрування під час під'їзду для зчеплення з машинами.

Для дослідів з агрегування та енергооцінки вибирають горизонтальну ділянку поля з ухилом не більше 0,5%; Досліди проводять з їздками "туди" і "назад", щоб не вносити систематичну похибку в результати динамометрування за рахунок зміни опору самопересування агрегату на підйомі. Якщо поле має змінний рельєф, його попередньо «еталонують» для того, щоб правильно вибирати ділянки для динамометрування і при необхідності враховувати систематичну похибку вимірювання тягового опору машин.

Досліди з агрегування та енергооцінки тракторних агрегатів проводять на ділянках довжиною 50-100 м. Кількість дослідів повинно бути не менше 3-5 для підвищення точності результатів, так як тяговий опір агрегату, як і результати агротехнічної оцінки, мають характер стаціонарного випадкового процесу або випадкового ряду величин, причому не володіє або не завжди має властивість ергодичності.

При досліді з агротехнічної оцінки якості роботи тракторного агрегату та з енергооцінки має бути проведено визначення умов випробувань за такими показниками: метеорологічні умови (за даними місцевої метеостанції), вид поля, тип ґрунту, вологість ґрунту (у відсотках у шарах через 5 см на глибину обробки), середня щільність ґрунту (у шарах через 5 см на глибину обробки), структура ґрунту, рельєф поля, попередники, врожайність, трав'яний покрив, засміченість та ін. галузевих нормалів.

При агротехнічній оцінці якості роботи тракторного агрегату визначають: стійкість ходу робочих органів машин, ширину захоплення

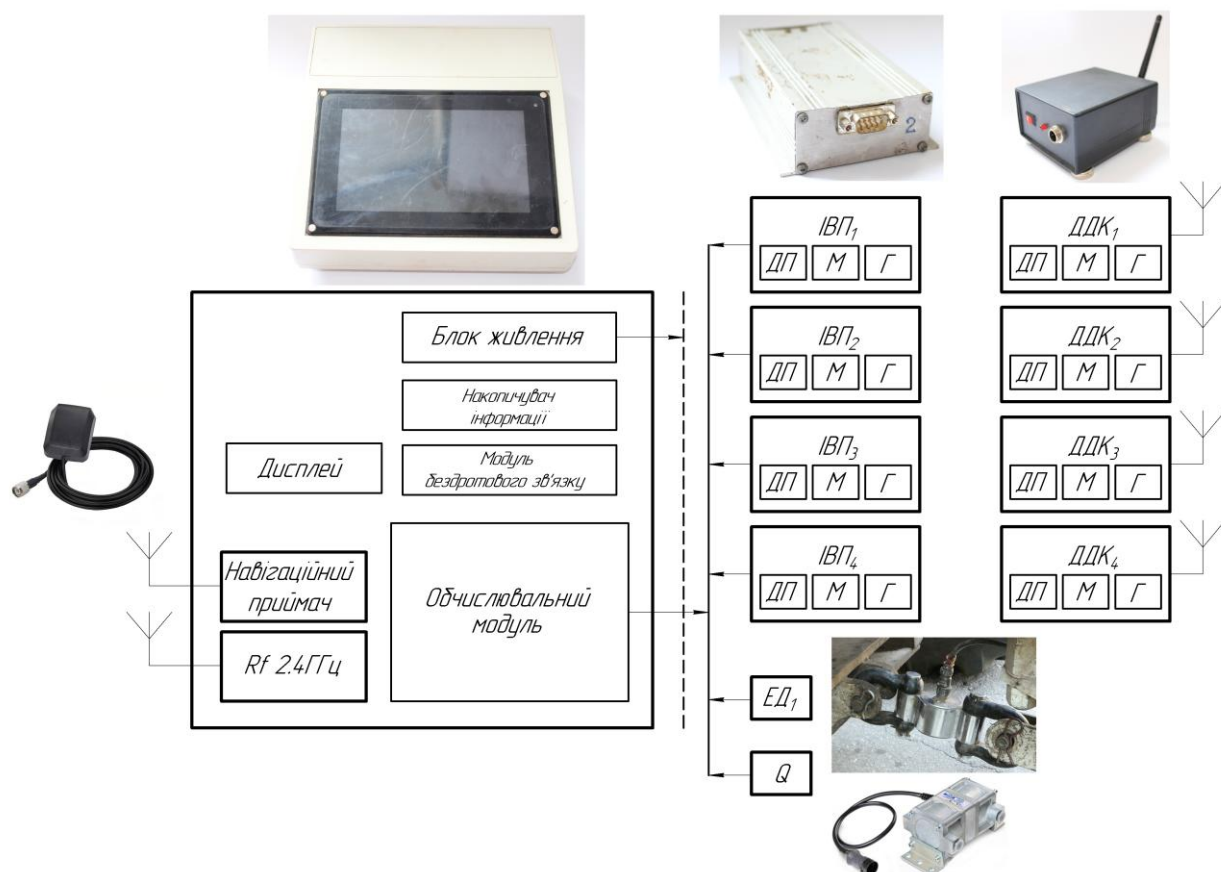
агрегату, прямолінійність руху агрегату, шлях заглиблення та виглиблення робочих органів машин, прохідність агрегату в міжряддях (за абрисом та захисною зоною), ушкоджувальність рослин, глибину колії та ступінь ущільнення ґрунту колесами або гусеницями випробуваного трактора.

Стійкість ходу робочих органів машин визначається залежно від типу машин за коливанням глибини обробки, по глибині загортання насіння, по рівномірності висоти зрізу тощо.

Стійкість прямолінійного руху агрегату оцінюють за відхиленням агрегату від прямої лінії на довжині 100 м без використання органів управління та за частотою користування органами управління для забезпечення прямолінійності руху на довжині 100 м. При цьому повинні бути ретельно відрегульовані механізми керування трактором, натяг гусениць, тиск повітря в шинах. Досліди проводять при холостому ході агрегату, в транспортному положенні та при роботі агрегату в борозні.

3.4 Структура вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин

Підвищення ефективності функціонування орного МТА агрегату шляхом покращення тягово-зчіпних властивостей потребує перевірки адекватності результатів теоретичних досліджень через проведення експериментальних досліджень. Підчас експериментальних досліджень використано вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин [1–4, 19, 121], структурну схему якої наведено на рис. 3.3.



$ІВП_1...ІВП_4$ – інерційний вимірювальний пристрій (1...4); ДП – датчик прискорення; М – магнітометр; Г – гіроскоп; ЕД – електронний динамометр; Q – датчик витрати пального; $ДДК_1...ДДК_4$ – датчик динаміки колеса (1...4)

Рисунок 3.3 – Схема вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин

Вимірювальна система, що використана підчас експериментальних досліджень, відноситься до технічних засобів діагностування та експлуатаційного контролю. Вона може бути використана в сільському господарстві та машинобудівній промисловості. Система призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях [1–4, 19, 121].

Вимірювальна система включає інерційні вимірювальні пристрої (ІВП), що складаються з гіроскопів (G) та датчиків прискорень (A), навігаційного приймача (GPS), датчиків динаміки коліс (WDS), електронного динамометру (ЕД) та датчика витрати палива (Q). Для вимірювальної системи розроблено

програмне забезпечення DASys PC Suite, яке відповідає за зберігання інформації з датчиків на внутрішньому або зовнішньому носії інформації. Комунікація між датчиками та обчислювальним модулем відбувається по CAN-шині і радіоканалу у діапазоні 2,4 ГГц [19].

3.5 Розташування датчиків вимірювальної системи на машинно-тракторному агрегаті під час експериментальних досліджень

Під час проведення експериментальних досліджень одного МТА у складі вимірювальної системи використовуються такі датчики:

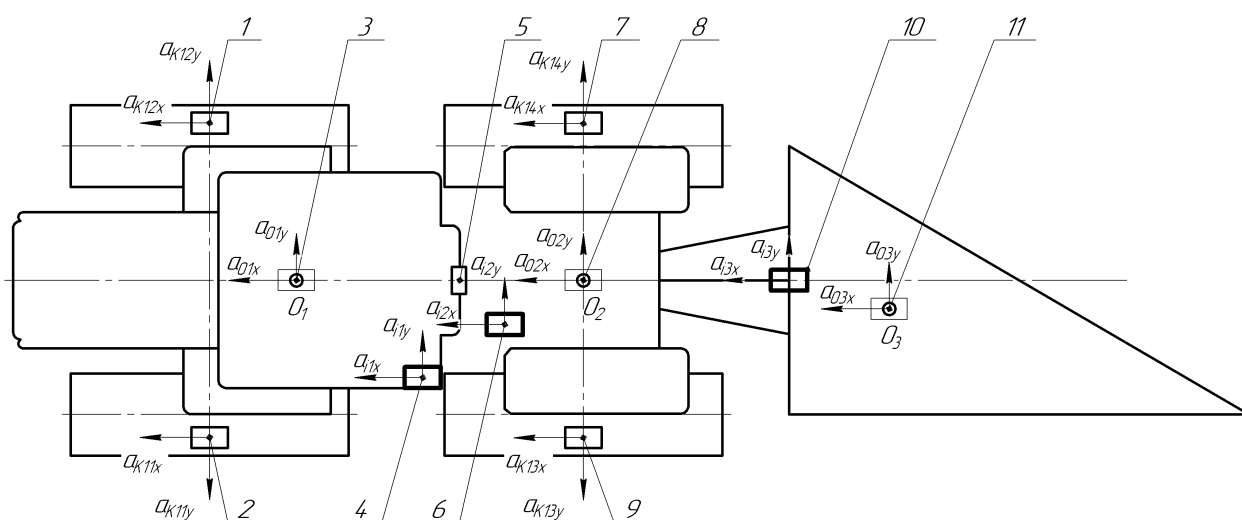
- інерційно-вимірювальний пристрій (ІВП), який складається з мікроконтролера, акселерометра, гіроскопа та магнітометра й призначений для визначення прискорень, кутових швидкостей, напруження магнітного поля Землі, кутів орієнтації, вібрації, дійсної траєкторії руху в трьох площинах [1–4, 19, 121];

- датчик динаміки колеса (ДДК), який складається з мікроконтролера, акселерометра, гіроскопа та магнітометра й призначений для визначення прискорень, кутових швидкостей, кутів орієнтації, вібрації, швидкості обертання колеса [1–4, 19, 121];

- датчик витрати палива, який складається з двох вимірювальних елементів, один з яких монтується у розрив паливної магістралі ДВЗ від паливного баку до ДВЗ, а інший – у зворотній (зливній) [1–4, 19, 121];

- приймач GPS, який визначає дійсну швидкість руху агрегату, географічне положення, кут напрямку руху [1–4, 19, 121];

- датчик тягового зусилля, який розташовується між енергетичним засобом (трактором) та причіпною машиною і визначає тягове зусилля, що створюється останньою [1–4, 19, 121].



1 – датчик динаміки колеса 2; 2 – датчик динаміки колеса 1; 3 – центр мас першої піврами трактора; 4 – інерційний вимірювальний пристрій 1; 5 – антена приймача GPS; 6 – інерційний вимірювальний пристрій 2; 7 – датчик динаміки колеса 4; 8 – центр мас задньої піврами трактора; 9 – датчик динаміки колеса 3; 10 – інерційний вимірювальний пристрій 3; 11 – центр мас плуга

Рисунок 3.4 – Схема розташування датчиків вимірювальної системи на орному машинно-тракторному агрегаті під час експериментальних досліджень

Інерційний вимірювальний пристрій 1 (ІВП-1) розташовувався на першій піврамі трактора, відповідно ІВП-2 – на другій рамі трактора, а ІВП-3 – на рамі плуга. Датчик динаміки колеса 1 (ДДК-1) розташовувався на передньому правому колесі трактора; ДДК-2 – на передньому лівому колесі трактора; ДДК-3 – на задньому правому колесі трактора; ДДК-4 – на задньому лівому колесі трактора. Антена приймача GPS розташовувалась на даху трактора (у повздовжньо-горизонтальній площині в центрі мас трактора). Витратомір палива у моторному відсіку.

3.6 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження ставлять за мету перевірку теоретичних передумов, спрямованих на оцінку впливу блокування диференціалу на динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідного колісного трактора у складі орного МТА, а також підтвердження адекватності розроблених математичних

моделей динаміки трактора та орного МТА. Предметом експериментальних досліджень є визначення тягово-енергетичних показників з урахуванням геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора. Для досягнення поставленої мети лабораторно-експериментальних досліджень необхідно вирішити наступні задавання: розробити методику експериментальних досліджень із використанням вимірювальної системи для оцінки впливу геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора на показники орного МТА; підтвердити адекватність розроблених математичних моделей динаміки трактора та орного МТА, що враховують геометричних параметрів рами та режимів блокування диференціалів трактора.

2. Під час проведення експериментальних досліджень використано «Вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин», що відноситься до технічних засобів експлуатаційного контролю та діагностування, яка призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях.

3. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень та методику зняття тягової характеристики трактора з використанням «Вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин». Під час проведення експериментальних досліджень орного МТА у складі вимірювальної системи використовуються такі датчики: інерційно-вимірювальний пристрій; датчик динаміки колеса; датчик витрати палива; приймач GPS; датчик тягового зусилля.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОРНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Експериментальні дослідження проведено для досягнення наступних завдань: визначення техніко-економічних показників орного МТА; визначення адекватності розроблених математичних моделей динаміки трактора та орного МТА, що враховують геометричні параметри рами та режими блокування диференціалів трактора. Експериментальні дослідження проведено на орних МТА у складі трактора ХТЗ-17221 та плугу ПЛН-5-35, а також трактору ХТЗ-243КС та плугу ПЛН-6-35 підчас оранки.

4.1 Порівняння тягових показників трактору ХТЗ-17221 та трактору ХТЗ-243КС, що працюють у складі орного агрегату

Для тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС порівняно потужність ДВЗ (рис. 4.1), ефективний крутний момент (рис. 4.2), питому (рис. 4.3) та погодинну (рис. 4.4) витрату палива.

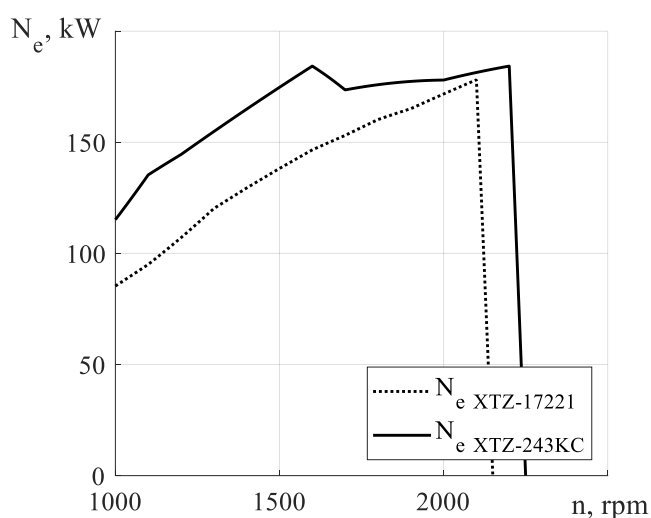


Рисунок 4.1 – Потужність двигунів внутрішнього згоряння тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС

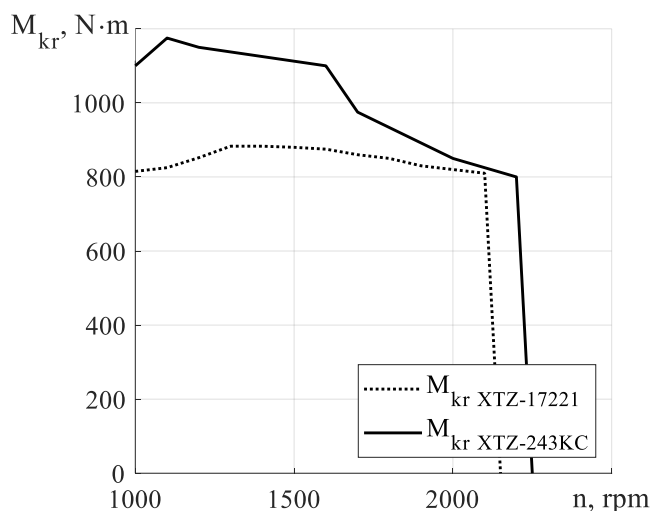


Рисунок 4.2 – Ефективний крутний момент двигунів внутрішнього згоряння тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС

На тракторі ХТЗ-17221 встановлено ДВЗ ЯМЗ-236 з максимальною потужністю 132 кВт (180 к.с.) (рис. 4.1) та максимальним крутним моментом 850 Н·м (рис. 4.2). На тракторі ХТЗ-243КС встановлено ДВЗ Volvo Penta TAD851VE з максимальною потужністю 185 кВт (252 к.с.) та максимальним крутним моментом 1160 Н·м (рис. 4.1, 4.2).

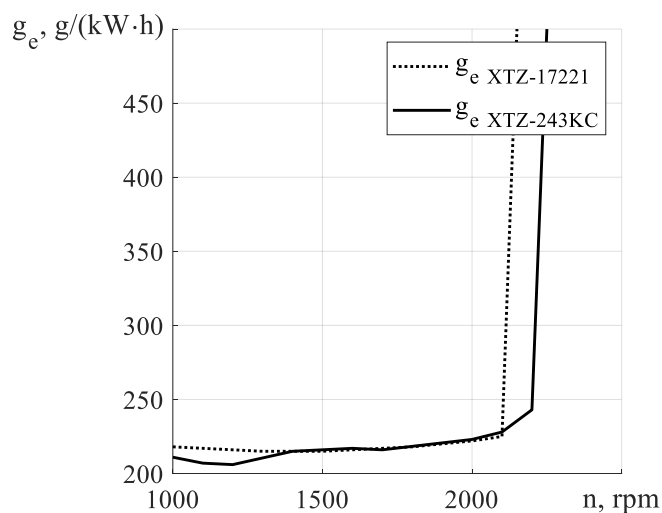


Рисунок 4.3 – Питома витрата палива двигунів внутрішнього згоряння тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС

Обидва ДВЗ мають однакову питому витрату палива 0,217 кг/(кВт·год)

для діапазону обертів колінчатого валу ДВЗ від 1400 до 2100 об/хв (рис. 4.3). ДВЗ Volvo Penta TAD851VE має нижчу питому витрату палива 0,205 кг/(кВт·год) на низьких обертах колінчатого валу від 1000 до 1300 об/хв.

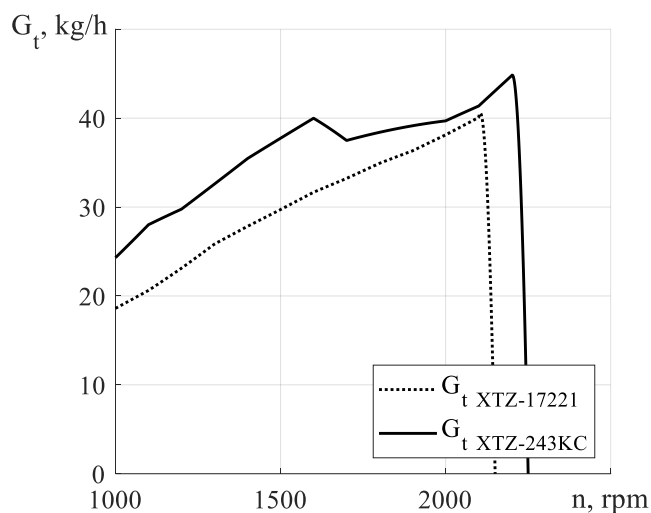


Рисунок 4.4 – Годинна витрата палива двигунів внутрішнього згоряння тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС

Годинна витрата палива ДВЗ трактору ХТЗ-243КС вища на 1–5 кг/год на відміну від ДВЗ трактору ХТЗ-17221 (рис. 4.4).

Тягові показники тракторів визначаються за методикою, описаною в роботах [129], яка складається з розрахунку наступних показників.

Враховуючи технічні характеристики ДВЗ розраховано дотичну силу тяги P_k з виразу:

$$P_k = M_d \cdot U_{тр} \cdot \frac{\eta_{тр}}{r_k}, \quad (4.1)$$

де M_d – ефективний крутний момент ДВЗ;

$U_{тр}$ - передавальне число трансмісії трактора;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії трактора;

r_k – динамічний радіус колеса.

Визначено зусилля, що витрачається на перекочування трактора:

$$P_f = f \cdot m_{\text{э}} \cdot g, \text{ кН} \quad (4.2)$$

де f – коефіцієнт опору перекочування;

$m_{\text{э}}$ – експлуатаційна маса трактора.

Визначено теоретичну швидкість руху (без урахування буксування рушіїв трактора) з виразу:

$$v_{\text{т}} = \omega_{\text{д}} \cdot \frac{r_{\text{к}}}{U_{\text{тр}}}, \quad (4.3)$$

де $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість обертання колінчастого валу ДВЗ трактора.

Дійсна розрахункова швидкість руху трактора визначена з виразу:

$$v_{\text{д}} = v_{\text{т}} \cdot (1 - \delta), \quad (4.4)$$

де δ – коефіцієнт буксування коліс трактора.

Дотична сила тяги на колесах трактора визначено з виразу:

$$P_{\text{кр}} = P_{\text{к}} - P_f, \text{ кН} \quad (4.5)$$

Крюкова потужність залежить від дотичної сили тяги та дійсної швидкості руху і визначається:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} \cdot v_{\text{д}}. \quad (4.6)$$

Тяговий ККД являється комплексним показником ефективності трактора та визначається з виразу:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_{\text{е.н}}}. \quad (4.7)$$

Питома гакова витрата палива являється комплексних показником паливної економічності трактора і визначається з формули:

$$g_{\text{е.кр}} = \frac{G_{\text{т}}}{N_{\text{кр}}}, \quad (4.8)$$

де $G_{\text{т}}$ –годинна витрата палива двигуном.

Визначено тягові характеристики тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС, а саме: теоретичну швидкість руху (рис. 4.5); дійсну (робочу) швидкість руху (рис. 4.6); тягову потужність (рис. 4.7); питому гакову витрату палива (рис. 4.8) та тяговий ККД (рис. 4.9).

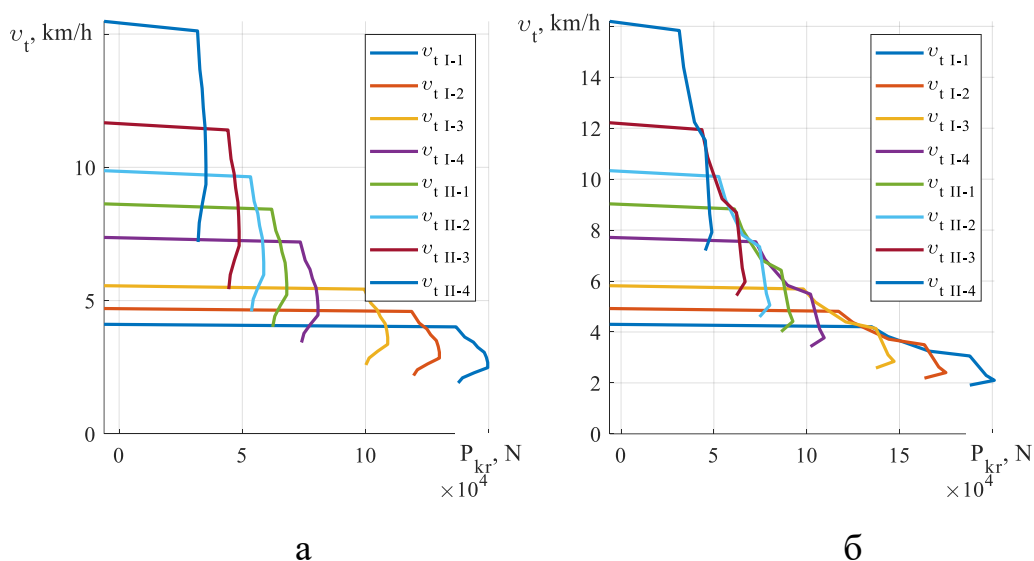


Рисунок 4.5 – Теоретична швидкість руху тракторів ХТЗ-17221 (а) та ХТЗ-243КС (б)

На четвертій передачі другого діапазону максимальна теоретична швидкість руху складає 15,8 та 16,1 км/год для тракторів ХТЗ-17221 (рис. 4.5, а) та ХТЗ-243КС (рис. 4.5, б). Залежності теоретичної швидкості руху трактору ХТЗ-243КС (рис. 4.5, б) мають плавний перехід з однієї передачу на іншу, що приводить до більш плавного перемикавання передач особливо при виконанні енергоємних операції обробітку ґрунту. Так як ДВЗ трактора ХТЗ-243КС має більшу максимальну швидкість обертання колінчатого валу на 100 об/хв, то і відповідно робочий діапазон швидкостей для кожної передачі буде більший.

На дійсні швидкості руху тракторів суттєво впливає коефіцієнт буксування рушіїв (рис. 4.6).

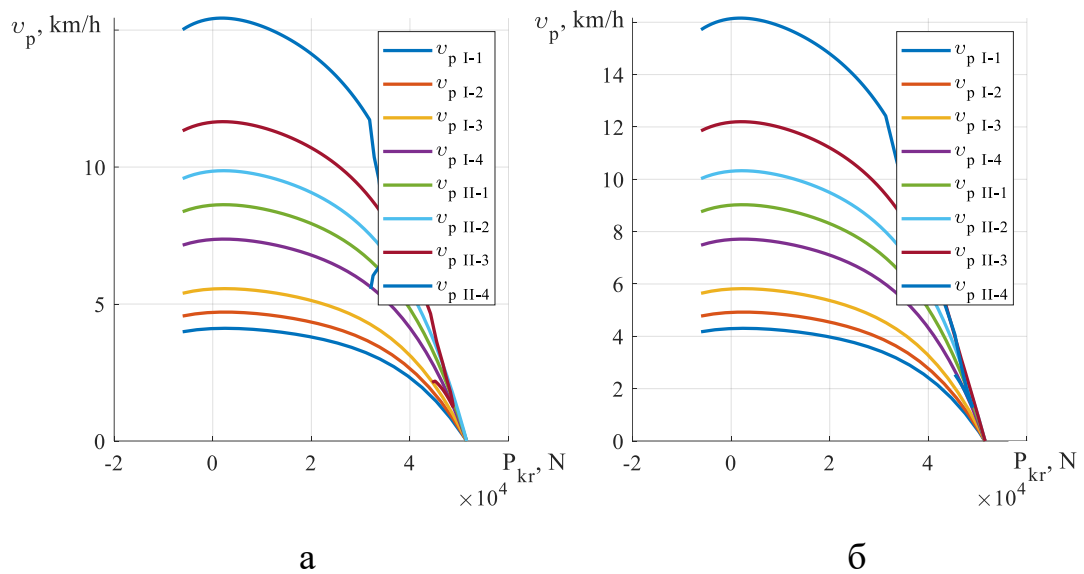


Рисунок 4.6 – Дійсна (робоча) швидкість руху тракторів ХТЗ-17221 (а) та ХТЗ-243КС (б)

На четвертій передачі другого діапазону максимальна дійсна (робоча) швидкість руху складає 15,8 км/год (при $P_{кр} = 5$ кН) та 16,1 км/год (при $P_{кр} = 5$ кН) для тракторів ХТЗ-17221 (рис. 4.5, а) та ХТЗ-243КС (рис. 4.5, б). На такій тяговій потужності коефіцієнт буксування рушіїв залишається на низькому рівні. Швидкість руху тракторів суттєво знижується на тягових зусиллях більш 40 кН.

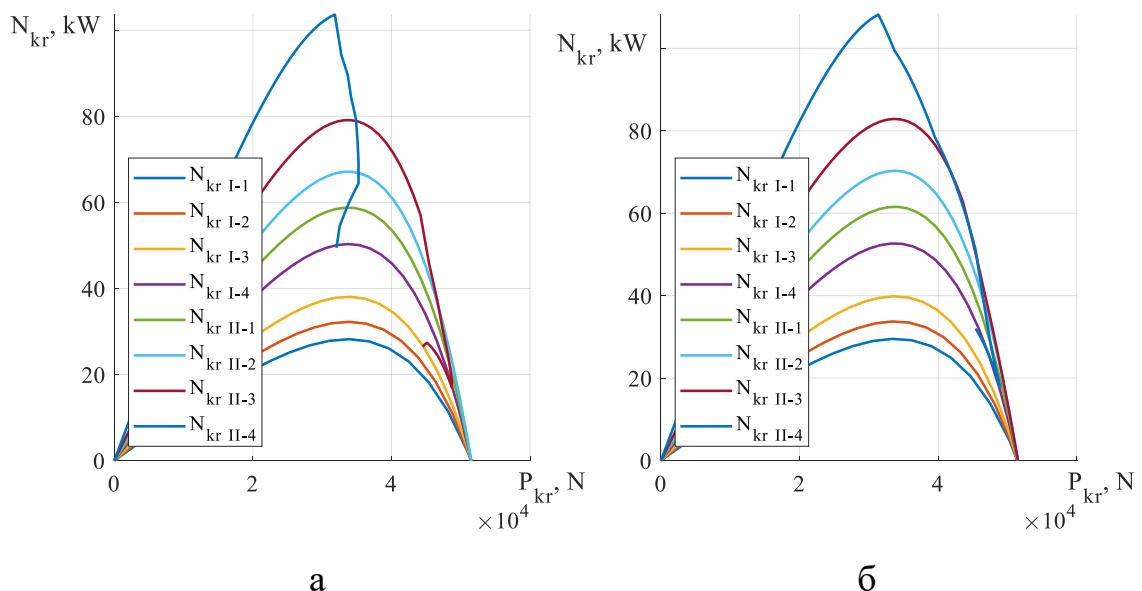


Рисунок 4.7 – Тягова потужність тракторів ХТЗ-17221 (а) та ХТЗ-243КС (б)

Трактор ХТЗ-243КС (рис. 4.7, б) має більшу тягову потужність

$N_{кр} = 108$ кВт (при $P_{кр} = 31,3$ кН) в порівнянні з трактором ХТЗ-17221 (рис. 4.7, а) – $N_{кр} = 103$ кВт (при $P_{кр} = 31,8$ кН). Максимальне тягове зусилля обмежено зчепленням рушіїв і дорівнює $P_{кр\text{ макс}} = 51,2$ кН.

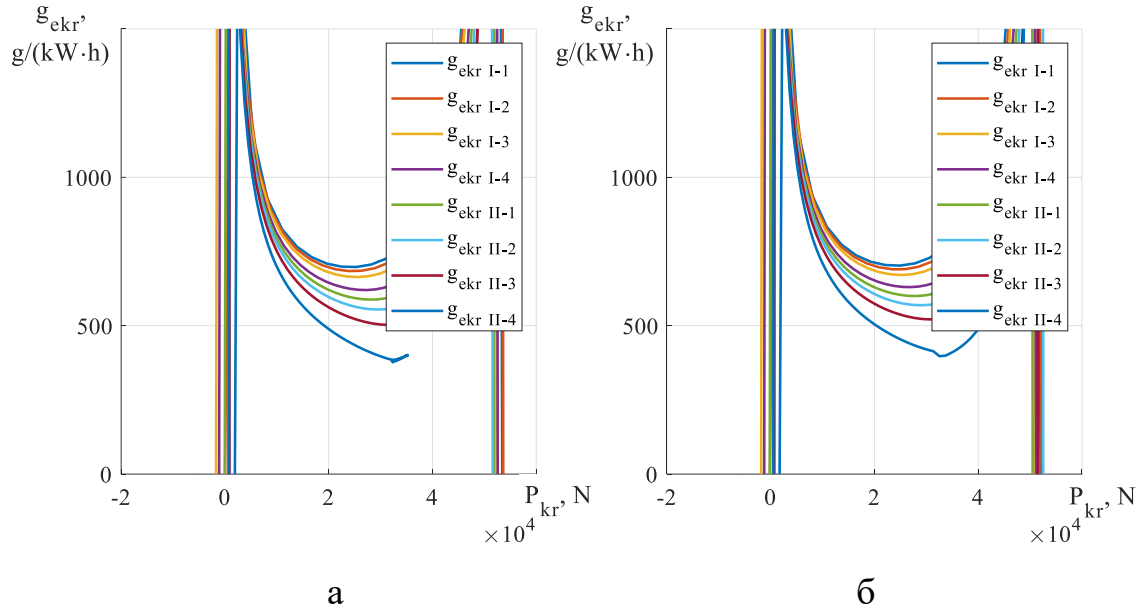


Рисунок 4.8 – Питома гакова витрата палива тракторів ХТЗ-17221 (а) та ХТЗ-243КС (б)

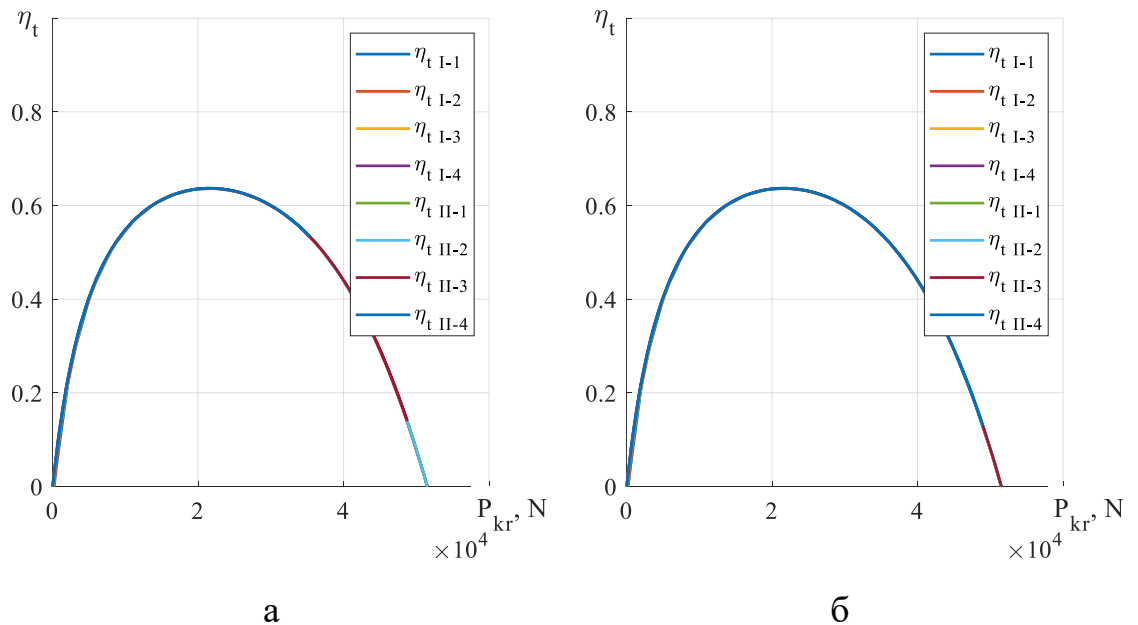


Рисунок 4.9 – Тяговий ККД тракторів ХТЗ-17221 (а) та ХТЗ-243КС (б)

Питома гакова витрата палива трактору ХТЗ-17221 має найнижче значення $g_{екр} = 0,385$ кг/(кВт·год) при тяговому зусиллі $P_{кр} = 32,7$ кН (рис. 4.8,

а); для трактора ХТЗ-243КС – $g_{\text{екр}} = 0,397$ кг/(кВт·год) при тяговому зусиллі $P_{\text{кр}} = 32,7$ кН (рис. 4.8, б). Найнижчі значення питомої гакової витрати палива досягаються на діапазоні тягових зусиль від $P_{\text{кр}} = 18,2$ кН до $P_{\text{кр}} = 45,8$ кН.

Тяговий ККД тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС має однакові значення для обох тракторів $\eta_{\text{т}} = 0,64$ при $P_{\text{кр}} = 20,8$ кН (рис. 4.9). Максимальні значення тягового ККД тракторів досягаються в межах від 13 до 31 кН.

4.2 Оцінка адекватності математичних моделей трактора та орного машинно-тракторного агрегату

Підчас експериментальних досліджень за допомогою розробленої вимірювальної системи визначено кути повороту та кут зламу піврам трактора а також траєкторії їх руху з метою оцінки адекватності розроблених математичних моделей трактора та орного МТА. Визначались кути повороту піврам трактора та траєкторії руху інерційно вимірювальними пристроями. Сигнали акселерометра, гіроскопа та магнітометра перетворюються вимірювальною системою на траєкторії руху та кути орієнтації елементів агрегату в просторі.

Зазвичай, перевірка адекватності математичних моделей базується на перевірці статистичної гіпотези щодо рівності дисперсій неадекватності та експериментальних похибок (критерій Фішера). При теоретичних дослідженнях орного МТА, зокрема дослідженнях динаміки трансмісії машини, перевірка адекватності розробленої математичної моделі не можливо через використання критерія Фішера [130]. Адекватність методу оцінки динаміки трансмісії повнопривідного колісного трактора у складі орного агрегату виконано порівнянням кутів повороту піврам трактора (рис. 4.10), кутових швидкостей обертання коліс (рис. 4.11) та дотичних сил тяги (рис. 4.12), що визначені експериментально та розраховані теоретично. Метод оцінки адекватності описано у роботі [130] та перевірений дослідниками [19, 101], де була підтверджена його ефективність.

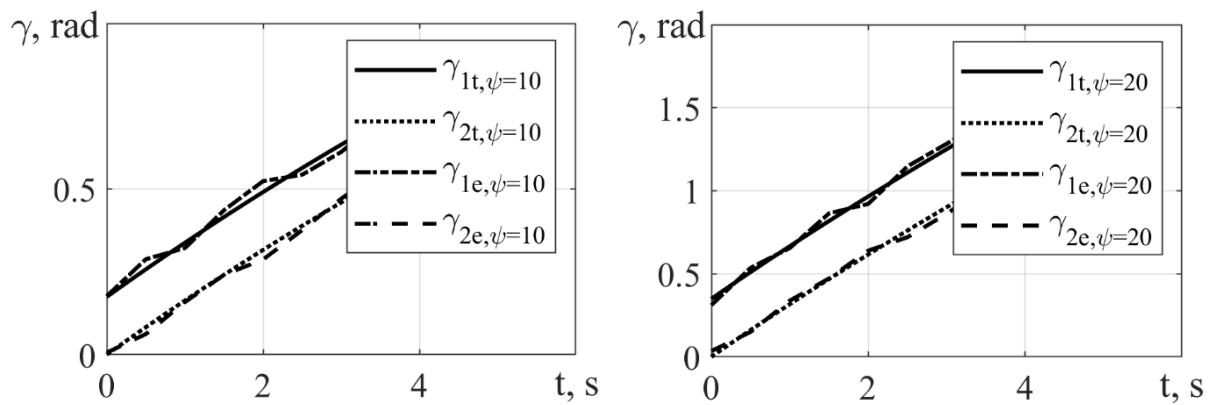


Рисунок 4.10 – Залежності кутів повороту піврам трактора (отримані підчас теоретичних досліджень – t , експериментальних досліджень – e) від часу в залежності від кута зламу піврам трактора ψ

Розбіжність між значеннями кутів повороту, кута зламу піврам, а також траєкторій руху трактора, що визначені теоретично та отримано підчас експериментальних досліджень, складає 11 %. Розроблений метод оцінки впливу між колісного диференціалу на динаміку колісного трактора необхідно вважати адекватним.

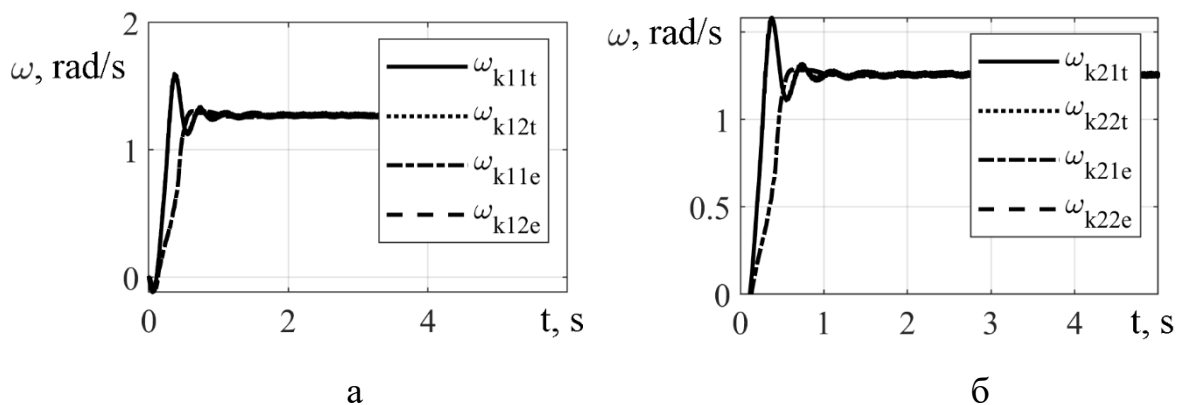


Рисунок 4.11 – Залежності кутових швидкостей обертання передніх та задніх коліс трактора від часу, отриманих підчас теоретичних та експериментальних досліджень: a – кутові швидкості обертання передніх коліс; b – кутові швидкості обертання задніх коліс; ω_{k11t} , ω_{k12t} , ω_{k21t} , ω_{k22t} – кутові швидкості обертання коліс (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого та заднього правого) трактора, що визначені теоретично та експериментально ω_{k11e} , ω_{k12e} , ω_{k21e} , ω_{k22e} для відповідних коліс

Кутові швидкості обертання визначені роботі трактора на 2й передачі III діапазону підчас розгону трактора до швидкості руху $v=10,2$ км/год. Кутові швидкості обертання коліс машини, що визначені підчас експериментальних

досліджень складають $\omega_{k11e}=1,27$ рад/с, $\omega_{k12e}=1,29$ рад/с, $\omega_{k21e}=1,23$ рад/с, $\omega_{k22e}=1,24$ рад/с при $t>1$ с (рис. 4.11). Розбіжність між результатами отриманими теоретично ω_{k11t} , ω_{k12t} , ω_{k21t} , ω_{k22t} та експериментально ω_{k11e} , ω_{k12e} , ω_{k21e} , ω_{k22e} складає 10,5 %, тобто відповідає відносній похибки вимірювання кутових швидкостей датчиками динаміки колеса.

Підчас експериментальних досліджень визначені дотичні сили тяги на колесах трактора та порівняно з теоретичними результатами (рис. 4.12).

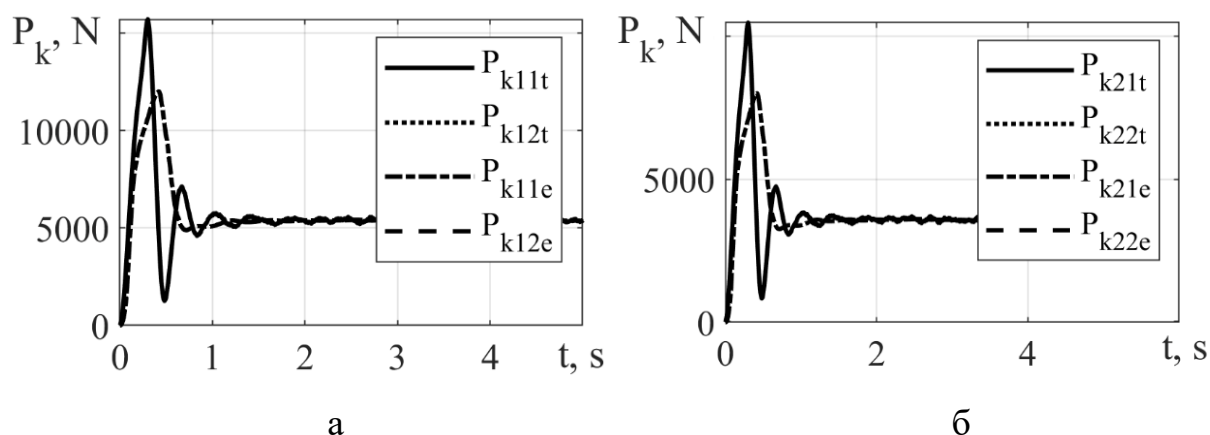


Рисунок 4.12 – Залежності дотичної сили тяги на колесах передніх та задніх колесах трактора від часу, отриманих підчас теоретичних та експериментальних досліджень: *а* – дотичні сили тяги на передніх колесах; *б* – дотичні сили тяги на задніх колесах; P_{k11t} , P_{k12t} , P_{k21t} , P_{k22t} – дотичні сили тяги на колесах трактора (передньому лівому, передньому правому, задньому лівому та задньому правому), що визначені теоретично та експериментально P_{k11e} , P_{k12e} , P_{k21e} , P_{k22e}

Дотичні сили тяги на передніх колесах досліджуваного трактора, що визначені підчас експериментальних досліджень (при $t>1$ с) дорівнюють $P_{k11e}=P_{k12e}=5406$ Н, на задніх колесах трактора – $P_{k21e}=P_{k22e}=3403$ Н (рис. 4.12). Різниця між значеннями дотичних сил на колесах машини отриманими теоретично P_{k11t} , P_{k12t} , P_{k21t} , P_{k22t} та експериментально P_{k11e} , P_{k12e} , P_{k21e} , P_{k22e} не перевищує 10,8 %. Тому метод дослідження оцінки динаміки трансмісії повнопривідного колісного трактора необхідно вважати адекватним. Необхідно зауважити, що перехідні процеси що відбуваються в досліджуваному тракторі та математичній моделі мають відмінності на початку руху (при $t<1$ с).

4.3 Техніко-експлуатаційні показники орних машинно-тракторних агрегатів

Польовими дослідженнями в Приватному сільськогосподарському підприємстві «Лілія» орних МТА у складі трактора ХТЗ-17221 та плугу ПЛН-5-35 й трактора ХТЗ-243КС та плугу ПЛН-6-35 дозволили оцінити та порівняти техніко-експлуатаційні показники (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Техніко-експлуатаційні показники орних агрегатів у складі трактора ХТЗ-17221 та плугу ПЛН-5-35 і трактора ХТЗ-243КС та плугу ПЛН-6-35

Найменування показника	Значення	
	ХТЗ-17221+ ПЛН-5-35	ХТЗ-243КС+ ПЛН-6-35
1	2	3
Вид роботи	оранка	
Тип ґрунту за механічним складом	чорнозем суглинистий	
Рельєф	плаский	
Площа поля, га	54	
Довжина гону	1584	
Вологість ґрунту, % в шарах, см: 0-5 см 5-10 см 10-15 см	21,4 23,9 22,9	
Твердість ґрунту, МПа в шарах, см 0-5 см 5-10 см 10-15 см	1,0 1,5 1,8	
Ширина захвату: середня ширина захвату, см середнє квадратичне відхилення, $\pm$ см	180 6,2	220 6,8
Глибина оранки перший корпус: середня, см середнє квадратичне відхилення, $\pm$ см коефіцієнт варіації, % останній корпус середня, см	26,2 2,0 7,6 26,2	26,3 2,0 7,6 26,0

Продовження табл. 4.1.

1	2	3
середнє квадратичне відхилення, $\pm$ см	1,1	1,0
коефіцієнт варіації, %	4,2	3,8
Робоча швидкість, м/с	2,80	2,90
Продуктивність, га за 1 год. часу:		
основного	1,81	2,30
змінного	1,04	1,31
експлуатаційного	0,94	1,19
Експлуатаційно-технологічні коефіцієнти:		
технологічного обслуговування	0,86	0,86
надійності технологічного процесу	1,0	1,0
використання змінного часу	0,57	0,57
використання експлуатаційного часу	0,56	0,56
Витрата палива на одиницю виконаної роботи, кг/га	15,1	14,5

Польовими дослідженнями встановлено, що орний МТА у складі ХТЗ-243КС+ПЛН-6-35 має більшу продуктивність 2,30 га/год (+27%), меншу витрату палива 14,5 кг/год (–5%) та вищу робочу швидкість 2,9 м/с (+5,5%) за орний агрегат у складі ХТЗ-17221+ПЛН-5-35.

4.4 Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження проведено для досягнення наступних завдань: визначення техніко-економічних показників орного МТА; визначення адекватності розроблених математичних моделей динаміки трактора та орного МТА, що враховують геометричні параметри рами та режими блокування диференціалів трактора. Експериментальні дослідження проведено на орних МТА у складі трактора ХТЗ-17221 та плугу ПЛН-5-35, а також трактору ХТЗ-243КС та плугу ПЛН-6-35 підчас оранки.

2. Встановлено, що на четвертій передачі другого діапазону максимальна теоретична швидкість руху складає 15,8 та 16,1 км/год для тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС. Залежності теоретичної швидкості руху трактору ХТЗ-243КС мають плавний перехід з однієї передачу на іншу, що

приводить до більш плавного перемикання передач особливо при виконанні енергоємних операцій обробітку ґрунту. Так як ДВЗ трактора ХТЗ-243КС має більшу максимальну швидкість обертання колінчатого валу на 100 об/хв, то і відповідно робочий діапазон швидкостей для кожної передачі буде більший. На четвертій передачі другого діапазону максимальна дійсна (робоча) швидкість руху складає 15,8 км/год (при $P_{кр} = 5$ кН) та 16,1 км/год (при $P_{кр} = 5$ кН) для тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС. На такій тяговій потужності коефіцієнт буксування рушіїв залишається на низькому рівні. Швидкість руху тракторів суттєво знижується на тягових зусиллях більш 40 кН.

3. Трактор ХТЗ-243КС має більшу тягову потужність $N_{кр} = 108$ кВт (при $P_{кр} = 31,3$ кН) в порівнянні з трактором ХТЗ-17221 – $N_{кр} = 103$ кВт (при $P_{кр} = 31,8$ кН). Максимальне тягове зусилля обмежено зчепленням рушіїв і дорівнює $P_{кр\text{ макс}} = 51,2$ кН. Питома гакова витрата палива трактору ХТЗ-17221 має найнижче значення $g_{екр} = 0,385$ кг/(кВт·год) при тяговому зусиллі $P_{кр} = 32,7$ кН; для трактора ХТЗ-243КС – $g_{екр} = 0,397$ кг/(кВт·год) при тяговому зусиллі $P_{кр} = 32,7$ кН. Найнижчі значення питомої гакової витрати палива досягаються на діапазоні тягових зусиль від $P_{кр} = 18,2$ кН до $P_{кр} = 45,8$ кН. Тяговий ККД тракторів ХТЗ-17221 та ХТЗ-243КС має однакові значення для обох тракторів $\eta_t = 0,64$ при $P_{кр} = 20,8$ кН. Максимальні значення тягового ККД тракторів досягаються в межах від 13 до 31 кН.

4. Встановлено, що при теоретичних дослідженнях орного МТА, зокрема дослідженнях динаміки трансмісії машини, перевірка адекватності розробленої математичної моделі не можливо через використання критерія Фішера. Адекватність методу оцінки динаміки трансмісії повнопривідного колісного трактора у складі орного агрегату виконано порівнянням кутів повороту піврам трактора, кутових швидкостей обертання коліс та дотичних сил тяги, що визначені експериментально та розраховані теоретично. Визначено, що розбіжність між експериментальними значеннями динамічних та енергетичних параметрів МТА та теоретичними не перевищує 11 %.

5. Польовими дослідженнями в Приватному сільськогосподарському підприємстві «Лілія» встановлено, що орний МТА у складі ХТЗ-243КС+ПЛН-6-35 має більшу продуктивність 2,30 га/год (+27%), меншу витрату палива 14,5 кг/год (–5%) та вищу робочу швидкість 2,9 м/с (+5,5%) за орний агрегат у складі ХТЗ-17221+ПЛН-5-35.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

5.1 Метод оцінки економічної ефективності застосування орного агрегату

Визначення техніко-економічної ефективності орного МТА виконували за диференціальною оцінкою – методом послідовного порівняння абсолютних значень показників базового і модернізованого варіантів [9, 131, 132]. Визначено та порівняно економічну ефективність орних агрегатів у складі трактора ХТЗ-17221К та плугу ПЛН-5-35 (базовий варіант) і орного агрегату у складі трактора ХТЗ-243КС (рис. 5.1) та плугу ПЛН-6-35 (модернізований варіант).



Рисунок 5.1 – Загальний вигляд трактора ХТЗ-243КС

Розрахунок економічної ефективності виконано у відповідності до

ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань» [131]. Вихідні дані вартості трактору, сільськогосподарської машини, паливно-мастильних матеріалів та інші розцінки прийняті такими, що діють в теперішній час.

Річний економічний ефект розраховано з виразу:

$$E_p = \left[(S_0 + E_n K_{y0}) - (S_1 + E_n K_{y1}) \right] W_1 T_1, \text{ тис. грн,} \quad (5.1)$$

де S_0, S_1 – експлуатаційні витрати базового та запропонованого варіанту, грн;
 K_{y0}, K_{y1} – капіталовкладення на порівнювальні агрегати, грн/га;
 E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, $E_n = 0,15$;
 W_1 – продуктивність за годину технологічного часу порівнювального агрегату, га/ч;
 T_1 – нормативний річний виробіток порівнювального агрегату, год.

Експлуатаційні витрати розраховують по формулі:

$$S = Z + G + T_p + A, \text{ тис. грн,} \quad (5.2)$$

де Z – заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн/га;
 G – вартість паливо-мастильних матеріалів, грн/га;
 T_p – витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування, грн/га;
 A – амортизаційні відрахування, грн/га.

Заробітна плата механізатора розраховується з виразу:

$$Z = \frac{Z_m N K_m}{W_1}, \text{ тис. грн.} \quad (5.3)$$

де Z_m – годинна тарифна ставка механізатора, грн/год;
 N – кількість механізаторів;
 K_m – коефіцієнт підвищення розцінок, надбавки за класність, за стаж, якість виконаної роботи та ін. (приймається $K_m = 1,65$).

Вартість паливо-мастильних матеріалів, витрачених на одиницю роботи:

$$G = q \cdot U, \text{ тис. грн.} \quad (5.4)$$

де q – витрати палива, кг/га;

U – ціна палива, що включає вартість необхідних мастильних матеріалів, грн/кг.

Відрахування на поточний, капітальний ремонт та технічне обслуговування визначається з виразу:

$$T_p = \frac{1}{100W} \frac{BP}{T}, \text{ тис. грн.} \quad (5.5)$$

де W – продуктивність за годину технологічного часу, га/год;

B – балансова вартість трактора, грн;

P – норма відрахувань на поточний ремонт та технічне обслуговування, %;

T – річне завантаження, год.

Амортизаційні відрахування:

$$A = \frac{1}{100W} \cdot \frac{B \cdot a_m}{T}, \text{ тис. грн.} \quad (5.6)$$

де a_m – норма амортизаційних відрахувань, %.

Необхідні капіталовкладення визначено з виразу:

$$K_y = \frac{1}{W} \cdot \frac{B}{T}, \text{ тис. грн.} \quad (5.7)$$

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначено з формули:

$$T = \frac{B_1 - B_0}{E_p}, \text{ р.} \quad (5.8)$$

5.2 Результати оцінки економічної ефективності застосування модернізованого орного агрегату

Вихідні дані та результати розрахунку економічної ефективності орних агрегатів у складі трактора ХТЗ-17221К та плугу ПЛН-5-35 (базовий варіант) і орного агрегату у складі трактора ХТЗ-243КС та плугу ПЛН-6-35 (модернізований варіант) приведені в табл. 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1

Вихідні дані для розрахунку економічного обґрунтування

Найменування показника	ХТЗ-17221К + ПЛН-5-35 (базовий варіант)	ХТЗ-243КС + ПЛН-6-35 (модернізований варіант)
1	2	3
Продуктивність за годину технологічного часу, га/ч	1,8	2,20
Витрата палива, кг/га	15,1	14,5
Балансова вартість трактора, тис. грн	1920	2900
Балансова вартість плугу, тис. грн	47	51
Кількість обслуговуючого персоналу, люд	1	1
Річне завантаження агрегату на оранці, год	1000	1000
Комплексна ціна палива, грн/кг	60	60
Норма відрахувань на поточний ремонт та обслуговування, %	11,5	11,5
Норма амортизаційних відрахувань, %	15	15

Таблиця 5.2

Результати розрахунку економічної ефективності

Найменування показника	ХТЗ-17224К + ПЛН-5-35 (базовий варіант)	ХТЗ-243КС + ПЛН-6-35 (модернізований варіант)
Вартість паливо-мастильних матеріалів, грн/га	750,00	726,00
Відрахування на поточний ремонт, технічне обслуговування, грн/га	2,23	2,25
Амортизаційні відрахування, грн/га	4,37	9,74
Відрахування на капіталовкладення, грн/га	1329,05	1341,36
Експлуатаційні витрати, грн/га	917,24	838,51
Річний економічний ефект, тис. грн		173189,48
Термін окупності додаткових капіталовкладень, р.		0,55

Таким чином, підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягово-зчіпних властивостей забезпечує річний економічний ефект на оранці 173189,48 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,55 р.

ВИСНОВКИ

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної задачі, що виявляється у покращенні тягово-зчіпних властивостей трактору у складі орного машинно-тракторного агрегату шляхом обґрунтування конструктивних параметрів трактора та режимів роботи. Це дозволило підвищити ефективність функціонування орного агрегату через застосування блокованих диференціалів та модернізації рами трактора.

На основі проведеного дослідження зроблені наступні висновки:

1. Проведеним узагальненням відомих досліджень встановлено, що залишається не вирішеною задача підвищення ефективності функціонування орного агрегату за рахунок збільшення тягових властивостей колісного трактора. Встановлено, що підвищення енергоємності тракторів не приводить до пропорційного зростання тягових показників через вплив конструкцій трансмісії та диференціалів.

2. Вирішено науково-прикладну задачу, спрямовану на підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягово-зчіпних властивостей шляхом обґрунтування конструктивних параметрів рами трактора та режимів блокування диференціалів. Математичним моделюванням функціонування орного МТА обґрунтовано взаємозв'язок конструктивних параметрів рами трактора та режимів блокування диференціалів на тягово-енергетичні і динамічні показники агрегату. Обґрунтування параметрів трактора у складі орного МТА дозволили підвищити продуктивність агрегату на 15%, знизити витрату палива на 14%.

3. Визначено, що нормальні реакції на передніх колесах досліджуваного трактора перевищують в 1,95 рази нормальні реакції на задніх колесах, що призводить до витрат потужності на кінематичну невідповідність. Збільшення відстані від шарніру напіврами до вісі передніх коліс (l_1) підвищує коефіцієнт кінематичної невідповідності. Збільшення l_1 до 2,09 м призводить до зниження

тягової потужності на задніх колесах трактора, що відбувається через зниження нормальних реакцій на задніх колесах. Підвищення тягово-енергетичні показників можна досягти зменшенням відстані l_1 або збільшенням l_2 , або баластуванням задньої піврами трактора.

4. Визначено залежності нормальних реакцій, дотичних сил тяги та тягових потужностей на колесах трактора від зміни відстані від шарніру до осей ведучих коліс. На відміну від відомих методів, запропонований метод дозволяє визначати тягово-енергетичні параметри функціонування трактора для всіх ведучих коліс.

5. Теоретичними дослідженнями визначено, що траєкторії руху піврам трактора при блокованому диференціалі являються прямолінійними. Кути повороту піврам трактора $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 \text{ rad}$ (при $\psi = 5^\circ$ та $\psi = 10^\circ$). При розблокованому диференціалі траєкторії руху піврам трактора являються нелінійними. Кути повороту піврам трактора збільшуються від $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$, $\gamma_2 = 0,05 \text{ rad}$ до $\gamma_1 = 0,89 \text{ rad}$; $\gamma_2 = 0,71 \text{ rad}$ (при $\psi = 5^\circ$); від $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$, $\gamma_2 = 0,01 \text{ rad}$ до $\gamma_1 = 1,78 \text{ rad}$; $\gamma_2 = 1,434 \text{ rad}$ (при $\psi = 20^\circ$). Встановлено, що дотичні сили тяги на передніх колесах повнопривідного трактора знаходиться в межах від 3550 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 4250 Н ($\psi = 20^\circ$); для задніх – від 1325 Н (при $\psi = 5^\circ$) до 1855 Н ($\psi = 20^\circ$). Для режиму блокованих диференціалів сили тяги на передніх колесах трактора складають 3530 Н; задніх – 1870 Н.

6. За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень орного МТА у складі трактора ХТЗ-17221 та плуга ПЛН-5-35 встановлено, що блокування диференціалів на тракторі приводить до підвищення швидкості руху на 5,5 %, зниження витрати палива на 0,5 кг/га. Визначено, що розбіжність між експериментальними значеннями динамічних та енергетичних параметрів МТА та теоретичними не перевищує 11 %.

7. Розроблені заходи покращення тягово-зчіпних властивостей трактору у складі орного агрегату дозволити отримати економічний ефект у розмірі 536020 грн з терміном окупності додаткових капіталовкладень 0,55 р.

Результати дослідження впроваджено на ПАТ «ХТЗ» з економічним ефектом 536 тис. грн, ТОВ «Торговий дім «ХТЗ»» з економічним ефектом 220 тис. грн. Результати роботи прийнято до використання у ПП «Агро-Глянь» та приватне сільськогосподарське підприємство «Лілія» і впроваджено у навчальний процес Державного біотехнологічного університету.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Список публікацій, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Roman Antoshchenkov, Ivan Halych, Viktor Antoshchenkov, Anton Nykyforov, Liliia Kis-Korkishchenko, Halyna Cherevatenko, Dmytro Smitskov. Measuring system of dynamics and energy of mobile machines: monograph. – Katowice: Wydawnictwo Uniwersytetu Śląskiego, 2024. 150 p. DOI: 10.54264/M040 ISBN 978-83-972085-7-5.
2. Антощенко Р. В., Галич І. В., Череватенко Г. І. Динаміка та енергетика руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні: монографія. – Харків: ДБТУ, 2024. – 100 с. ISBN: 978-617-9113-76-6.
3. Antoshchenkov, R., Halych, I., Nikiforov, A., Cherevatenko, H., Chyzhykov, I., Sushko, S., Ponomarenko, N., Diundi, S., Tsebriuk, I. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2022. 2 (7-116), pp. 60-61. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.254688. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688> ISSN 1729-3774.
4. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. 1 (7 (121)), 40–47. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>. ISSN 1729-3774.
5. Антощенко Р. В., Никифоров А. О., Череватенко Г. І., Антощенко В. М. Мікропроцесорна вимірювальна система динаміки та енергетики мобільних машин. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2021. Том 6. № 4. С. 241–248. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2021-4-29>. ISSN 2415-8453.

6. Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Антощенко В. М., Рідний Р. В., Дюндик С. М. До аналізу динаміки колісних машин з міжколісними та міжосьовими диференціалами. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. №24. 2021. С 17–22. ISSN 2311-441X.
7. Антощенко Р., Богданович С., Галич І., Череватенко Г. Навантаження та режими роботи колісних тракторів. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 2022. Vol. 1, No. 5. PP. 122–131. doi: 10.46299/j.isjea.20220105.13. ISSN: 2720-6319.
8. Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Задорожний В. П., Світличний О. В., Кусков М. А. Дослідження динаміки повнопривідної тягово-транспортної машини. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2023. Т. 8. № 4. С. 336–341. DOI: <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2023-3-51>. ISSN 2415-8453.
9. Череватенко Г. І., Кусков М. А. Розрахунок економічної ефективності посівного та орного машинно-тракторних агрегатів. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 2025. Том 10. № 1. С. 395–398. ISSN 2415-8453. <https://doi.org/10.36887/2415-8453-2025-1-68>.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

10. Череватенко Г. І., Сміцков Д. С., Антощенко Р. В. Динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідної тягово-транспортної машини. *Молодь і технічний прогрес в АПВ: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 23-24 листопада 2023 року / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2023. С. 340–343.*
11. Cherevatenko Halyna, Antoshchenkov Roman. Analysis of tractor transmission structures // *Perspectives of development of science and practice. Abstracts of XIII International Scientific and Practical Conference. Prague, Czech Republic*. 2021. Pp. 534-536. Available at : DOI: 10.46299/ISG.2021.II.XIII. (тези, міжнародні).

12. H. Cherevatenko, R. Antoshchenkov, I. Halych. Influence of the parameters of tires and transmission on the passability and operational factors of the traction and transport machine. *An overview of modern scientific research in various fields of science. Abstracts of I International Scientific and Practical Conference. Amsterdam, Netherlands*, 2022. PP. 182–185. URL: <https://eu-conf.com/ua/events/an-overview-of-modern-scientific-research-in-various-fields-of-science/>.

Основні публікації

13. An, G. et al. EASS: An automatic steering system for agricultural wheeled vehicles using fuzzy control. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. Vol. 217, p. 108544. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.108544>.

14. Josimović B., Cvjetić A., Furundžić D. Strategic Environmental Assessment and the precautionary principle in the spatial planning of wind farms – European experience in Serbia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021. Vol. 136, 110459. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110459>.

15. Varani M., Mattetti M., Molari G., Biglia A., Comba L. Correlation between power harrow energy demand and tilled soil aggregate dimensions. *Biosystems Engineering*, 2023. Vol. 225. PP. 54–68. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.11.008>

16. Backman J.; Oksanen T., Visala A. Navigation system for agricultural machines: Nonlinear model predictive path tracking. *Comput. Electron. Agric*, 2012, 82. PP. 32–43.

17. Kise M., Noguchi N., Ishii K., Terao H. Development of agricultural autonomous tractor with an RTK-GPS and a FOG. *In Proceedings of the IFAC Proceedings Series, Berkeley, CA, USA, 9–11 December, 2002*. PP. 99–104.

18. ScarM. et al. Scaramuzza B., Picchio R., del Giudice A., Latterini F., Mattei P., Santangelo E., Assirelli A. Semi-Automatic Guidance vs. Manual Guidance in Agriculture: A Comparison of Work Performance in Wheat Sowing. *Electronics*, 2021. 10(7). PP. 825–832. <https://doi.org/10.3390/electronics10070825>.

19. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоеlementних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Харків: ХНТУСГ, 2017. 244 с.
20. Wang W., Wu K., Zhang Y., Wang M., Zhang C., Chen L. The Development of an Electric-Driven Control System for a High-Speed Precision Planter Based on the Double Closed-Loop Fuzzy PID Algorithm. *Agronomy*, 2022. 12(4). PP. 945–951. <https://doi.org/10.3390/agronomy12040945>.
21. Zhang S., Ren W., Xie B., Luo Z., Wen C., Chen Z., Zhu Z., Li T. A combined control method of traction and ballast for an electric tractor in ploughing based on load transfer. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2023. 207, 107750. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.107750>.
22. Liu M., Li Y., Xu L., Wang Y., Zhao J. General modeling and energy management optimization for the fuel cell electric tractor with mechanical shunt type. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2023. 213, PP. 108178. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.108178>.
23. Chen M., Liu X., Hu P., Zhai X., Han Z., Shi Y., Zhu W., Wang D., He X., Shang S. Study on rotor vibration potato-soil separation device for potato harvester using DEM-MBD coupling simulation. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. Vol. 218. 108638. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.108638>.
24. Wen C., Li R., Zhao C., Chen L., Wang M., Yin Y., Meng Z. An improved LSTM-based model for identifying high working intensity load segments of the tractor load spectrum. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2023. Vol. 210, 107879. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.107879>.
25. Liu M., Li Y., Xu L., Wang Y., Zhao J. General modeling and energy management optimization for the fuel cell electric tractor with mechanical shunt type. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2023. Vol. 213. 108178. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.108178>.
26. McGuinness B. J., Duke M. D., Au K. C., Lim H. S. Field factory for the automated harvesting of forestry tree stock. *Biosystems Engineering*, 2023. Vol.

227. PP. 52–67. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.01.003>

27. Xu J., Lai J., Guo R., Lu X. Xu L. Efficiency-Oriented MPC Algorithm for Path Tracking in Autonomous Agricultural Machinery. *Agronomy*, 2022. Vol. 12(7). 1662. <https://doi.org/10.3390/agronomy12071662>.

28. Jin J., Verbeurgt J., De Sloover L., Stal C., Deruyter G., Montreuil A.-L., Vos S., De Maeyer P., De Wulf A. Monitoring spatiotemporal variation in beach surface moisture using a long-range terrestrial laser scanner. *ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing*, 2021. Vol. 173. PP. 195–208. <https://doi.org/10.1016/j.isprsjprs.2021.01.011>.

29. Sun X., Song Y., Wang Y., Qian J., Lu Z., Wang T. Design and Test of a Tractor Electro-Hydraulic-Suspension Tillage-Depth and Loading-Control System Test Bench. *Agriculture*, 2023. Vol. 13(10), 1884. <https://doi.org/10.3390/agriculture13101884>.

30. Thompson S. O., Rough S. L. The densification of cocoa bean shells for bioenergy purposes. *Biomass and Bioenergy*, 2021. 148. 106057. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2021.106057>.

31. В. В. Адамчук, В. М. Булгаков, В. Т. Надикто, В. М. Кюрчев. Дослідження технологічної придатності тракторів для роботи у складі комбінованих машинно-тракторних агрегатів. *Вісник аграрної науки*. 2023. № 3. С. 63–70. http://nbuv.gov.ua/UJRN/vaan_2023_3_11.

32. Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кашин Д. В. Вимірювальна система динамічних та енергетичних показників орного агрегату. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*, 2015. Вип. 156. С. 320–326. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2015_156_51.

33. Кюрчев В. М. Оцінка агрегування орно-просапного трактора із сільськогосподарськими машинами/знаряддями. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2014. Вип. 4, Т. 2. С. 3–7. http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvtdau_2014_4_2_3.

34. Кістечок О. Д. Показники роботи орного машино-тракторного агрегату, утвореного за схемою "push-pull". *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*, 2016. Вип. 46. С. 146–154. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Zmntz_2016_46_23.

35. Надикто В. Т., Кістечок О. Д. Теоретичне та експериментальне дослідження показників роботи орного агрегату, працюючого за схемою "push-pull". *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія : Механізація та автоматизація виробничих процесів*, 2016. Вип. 10(1). С. 43–47. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsna_mekh_2016_10\(1\)__9](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsna_mekh_2016_10(1)__9).

36. Блезнюк О. В. Визначення ефективності орного агрегату моделюванням технологічного процесу. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*, 2012. Вип. 121. С. 63–68. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2012_121_13.

37. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Надикто В. Т., Кюрчев В. М., Камінський В. Ф. Дослідження умов раціонального комплектування орних машинно-тракторних агрегатів. *Вісник аграрної науки*, 2022. № 5. С. 60–69. http://nbuv.gov.ua/UJRN/vaan_2022_5_11.

38. Jha S. Kr., Ahmad Z. Soil microbial dynamics prediction using machine learning regression methods. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2018. 147, 158–165. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.02.024>.

39. Yudina E. M., Rinas N. A., Papusha S. K. Completing of modern energy-saving machine-tractor units. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021. 839(5), 052029. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/839/5/052029>.

40. Чеботарев В., Крук І., Назаров Ф., Чигарев Ю., Яновский Д. Визначення параметрів встановлення на орний агрегат додаткових пристроїв для обробки ґрунтового пласта. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*, 2021. Вип. 29. С. 38–46. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ttar_2021_29_5

41. Kolator, B. A. Modeling of Tractor Fuel Consumption. *Energies*, 2021. Vol. 14(8). 2300. <https://doi.org/10.3390/en14082300>.
42. Lacour S., Burgun C., Perilhon C., Descombes G., Doyen V. A model to assess tractor operational efficiency from bench test data. *Journal of Terramechanics*, 2014. Vol. 54. PP. 1–18. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.04.001>.
43. Kmiecik L. L., Jasper S. P., Passos M. L., Strapasson Neto L., Zimmermann G. G., Savi D., Parize G. L. Agricultural tractor with different mass distributions between axles. *Ciência Rural*, 2023. Vol. 53(3). <https://doi.org/10.1590/0103-8478cr20210604>.
44. Vahdanjoo M., Gislum R., Sørensen C. A. G. Operational, Economic, and Environmental Assessment of an Agricultural Robot in Seeding and Weeding Operations. *AgriEngineering*, 2023. Vol. 5(1). PP. 299–324. <https://doi.org/10.3390/agriengineering5010020>
45. Ryaboshapka V., Zharskyi M., Zharskyi R. Increasing the efficiency of operation of trailed soil tillage machine units. *Vibrations in engineering and technology*, 2023. Vol. 4(111). PP. 75–80. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2023-4-10>.
46. Wang Q., Wang X., Wang W., Song Y., Cui Y. Joint control method based on speed and slip rate switching in plowing operation of wheeled electric tractor equipped with sliding battery pack. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2023. Vol. 215. 108426. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2023.108426>.
47. Janulevičius A., Damanauskas V. Validation of relationships between tractor performance indicators, engine control unit data and field dimensions during tillage. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023. Vol. 191, 110201. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.110201>.
48. І. В. Галич. Аналіз джерел вібрацій та коливань елементів машинно-тракторного агрегату. *Подільський вісник: сільське господарство*,

техніка, економіка. 2019. Вип 30. С. 72–79. <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2019-1-9>.

49. Lanças K. P., Marques Filho A. C., Santana L. S., Ferraz G. A. e S., Faria R. O., Martins M. B. Agricultural Tractor Test: A Bibliometric Review. *AgriEngineering*, 2024. Vol. 6(3). PP. 2229–2248. <https://doi.org/10.3390/agriengineering6030131>.

50. Кривецький, І. Теоретичні та методичні аспекти ефективності аграрних підприємств. *Економічний простір*, 2022. Вип. 182. С. 149–153. <https://doi.org/10.32782/2224-6282/182-24>.

51. Dal Ferro N., Quinn C., Morari F. A Bayesian belief network framework to predict SOC dynamics of alternative management scenarios. *Soil and Tillage Research*, 2018. Vol. 179. PP. 114–124. <https://doi.org/10.1016/j.still.2018.01.002>.

52. Cheng Q., Wu W., Li H., Zhang G., Li B. CFD study of the influence of laying hen geometry, distribution and weight on airflow resistance. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2018. Vol. 144. PP. 181–189. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.12.003>.

53. I. Galych, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, I. Lukjanov, S. Diundik O. Kis. Study of the dynamics of the machine-tractor unit with taking into account the influence of the profile of the support surface. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 1, № 7 (109). P. 51–62.

54. Галич І. В., Антощенко Р. В. До аналізу впливу коливань елементів машинно-тракторного агрегату на динамічні та експлуатаційні показники. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*. Харків, №9. 2017. С 103-107.

55. Bulgakov V., Antoshchenkov R., Adamchuk V., Halych I., Ihnatiev Y., Beloev I., Ivanovs S. Investigation of the tractor performance when ballasting its rear half-frame. *Inmateh Agricultural Engineering*, 2022. PP. 533–542. <https://doi.org/10.35633/inmateh-68-52>.

56. Prasanna Kumar G. V. Development of a computer program for the path generation of tractor hitch points. *Biosystems Engineering*, 2012. Vol. 113(3). PP. 272–283. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2012.09.004>.
57. Kim W.-S., Kim Y.-J., Park S.-U., Kim Y.-S. Influence of soil moisture content on the traction performance of a 78-kW agricultural tractor during plow tillage. *Soil and Tillage Research*, 2021. Vol. 207. 104851. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104851>.
58. Al-Sager S. M., Almady S. S., Marey S. A., Al-Hamed S. A., Aboukarima A. M. Prediction of Specific Fuel Consumption of a Tractor during the Tillage Process Using an Artificial Neural Network Method. *Agronomy*, 2024. Vol. 14(3). 492. <https://doi.org/10.3390/agronomy14030492>.
59. Tong Y., Zhang J., Xu L., Yan X. Driving System Design and Power Source Parameter Optimization of Tractor with Dual-Motor Coupling Drive. *World Electric Vehicle Journal*, 2023. Vol. 14(3). 63. <https://doi.org/10.3390/wevj14030063>.
60. Matic-Kekic S., Dedovic N., Kostic M. Mathematical model of tractor stability depending on the technical characteristics of tractor. *Savremena Poljoprivredna Tehnika*, 2014. Vol. 40(4). PP. 247–254. <https://doi.org/10.5937/savpoljteh1404247m>.
61. Chukewad Y. M., Chadha S., Jagdale K. S., Elkunchwar N., Rosa U. A., Omohundro Z. Tractor Three-Point Hitch Control for an Independent Lower Arms System. *AgriEngineering*, 2024. Vol. 6(2). PP. 1725–1746. <https://doi.org/10.3390/agriengineering6020100>.
62. Khaliullin D.T. et al. Ways to increase the efficiency of using agricultural machinery in performing technological operations. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2023. Vol. 1212(1). 012055. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1212/1/012055>.
63. Kim W.-S., Lee D.-H., Kim Y.-J., Kim Y.-S., Park S.-U. Estimation of Axle Torque for an Agricultural Tractor Using an Artificial Neural Network.

Sensors, 2021. Vol. 21(6). 1989. <https://doi.org/10.3390/s21061989>.

64. Boysen J., Zender L., Stein A. Modeling the soil-machine response of secondary tillage: A deep learning approach. *Smart Agricultural Technology*, 2023. 6. 100363. <https://doi.org/10.1016/j.atech.2023.100363>.

65. Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для колісних тракторів сільськогосподарського призначення. *Автомобильный транспорт*, 2013. Вип. 32. С. 12–17. http://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2013_32_4

66. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Шевченко І. О. Основні тенденції розвитку трансмісій колісних тракторів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 2017. № 8. С. 107–113. http://nbuv.gov.ua/UJRN/tcalk_2017_8_15.

67. Лихвенко С. П., Харак Р. М. Аналіз роботи орного агрегату з трактором МТЗ-80 із диференціальним і блокованим міжколісним приводом. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*, 2013. № 3. С. 171–174. http://nbuv.gov.ua/UJRN/VPDAA_2013_3_39.

68. Cao D., Ding H., Luo C., Wu F., Li X., Zhang L. Development of a cordierite monolith reactor coated with CeO₂-supported BaSrCo-based perovskite for chemical looping steam methane reforming. *Fuel Processing Technology*, 2021. Vol. 220. 106889. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2021.106889>.

69. Kareem A. M. H., Jasim A. R. A. The Effect of Tillage Depth on some Machinery Unit Performance Indicators, Soil Physical Properties and Germination Percentage using Combine Equipment. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2023. Vol. 1262(9). 092006. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1262/9/092006>.

70. Kichler C. M., Fulton J. P., Raper R. L., McDonald T. P., Zech W. C. Effects of transmission gear selection on tractor performance and fuel costs during deep tillage operations. *Soil and Tillage Research*, 2011. Vol. 113(2). PP. 105–111. <https://doi.org/10.1016/j.still.2011.03.002>.

71. Бондаренко А. І. Науково-прикладні основи системного аналізу та оптимального керування гальмуванням колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2014. Вип. 155. С. 89–96. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2014_155_17.
72. Бондаренко А. І. Основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій колісних тракторів в процесі гальмування. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*, 2015. № 2. С. 109–117. http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSUNU_2015_2_26.
73. Кальченко Б. І., Ребров О. Ю., Кожушко А. П. Вплив плавності ходу колісних тракторів на навантаженість трансмісії. *Автомобильный транспорт*. 2017. Вип. 41. С. 30–37. http://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2017_41_6.
74. Baek S. M., Kim W. S., Kim Y. S., Baek S. Y., Kim Y. J. Design of the Hydro-Mechanical Transmission for a 55kW-Class Agricultural Tractor. *Journal of Drive and Control*, 2020. Vol. 17 (2). PP. 19–27.
75. Kim Y.-S., Kim W.-S., Baek S.-Y., Baek S.-M., Kim Y.-J., Lee S.-D., Kim Y.-J. Analysis of Tillage Depth and Gear Selection for Mechanical Load and Fuel Efficiency of an Agricultural Tractor Using an Agricultural Field Measuring System. *Sensors*, 2020. Vol. 20(9). 2450. <https://doi.org/10.3390/s20092450>.
76. Zhou Y., Pan G., Shi X., Zhang S., Gong H., Luo G. Effects of ultra-smooth surface atomic step morphology on chemical mechanical polishing (CMP) performances of sapphire and SiC wafers. *Tribology International*, 2015. Vol. 87. PP. 145–150. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.02.013>.
77. Luo Z., Xie B., Chen Z., Zhang S., Zhao Z., Zheng B., Wen C., Song Z. Learning-based double layer control method of yaw stability simulation research for rear wheel independent drive electric tractor plowing operation. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. Vol. 221. 108985. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.108985>.

78. Przybysz M., Łopatka M. J., Rubiec A., Krogul P., Cieřlik K., Maćek M. Influence of Hydraulic Drivetrain Configuration on Kinematic Discrepancy and Energy Consumption during Obstacle Overcoming in a 6×6 All-Wheel Hydraulic Drive Vehicle. *Energies*, 2022. Vol. 15(17). 6397. <https://doi.org/10.3390/en15176397>.
79. Comellas M., Pijuan J., Nogués M., Roca J. Influence of the transmission configuration of a multiple axle vehicle on the obstacle surmounting capacity. *Vehicle System Dynamics*, 2014. Vol. 52(9). PP. 1191–1210. <https://doi.org/10.1080/00423114.2014.930159>.
80. Feng J., Yang Y., Zhang H., Sun S., Xu B. Path Planning and Trajectory Tracking for Autonomous Obstacle Avoidance in Automated Guided Vehicles at Automated Terminals. *Axioms*, 2023. Vol. 13(1). 27. <https://doi.org/10.3390/axioms13010027>.
81. Chen Y., Shi S., Chen Z., Wang T., Miao L., Song H. Optimizing Port Multi-AGV Trajectory Planning through Priority Coordination: Enhancing Efficiency and Safety. *Axioms*, 2023. Vol. 12(9). 900. <https://doi.org/10.3390/axioms12090900>.
82. De Iaco R., Smith S. L., Czarnecki K. Universally Safe Swerve Manoeuvres for Autonomous Driving (Version 1). *arXiv*. 2020. <https://doi.org/10.48550/ARXIV.2001.11159>.
83. Huh, K., Kim, J., & Hong, J. (2000). Handling and driving characteristics for six-wheeled vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 214(2), 159–170. <https://doi.org/10.1177/095440700021400205>.
84. Левчук В. І., Лихвенко С. П. Дослідження навантаженості та експлуатаційних режимів трансмісії трактора класу 14 КН із системою міжколісного автоблокування. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*, 2017. № 1-2. С. 138–142. http://nbuv.gov.ua/UJRN/VPDAA_2017_1-2_30.
85. Cheli F. et al. Development of a new control strategy for a semi-active

differential for a high-performance vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 2006. Vol/ 44 (sup1). PP. 202-215. DOI: 10.1080/00423110600870055.

86. Karkee M., Steward B. L. Local and global sensitivity analysis of a tractor and single axle grain cart dynamic system model. *Biosystems Engineering*, 2010. Vol. 106(4). PP. 352–366. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2010.04.006>.

87. Md-Tahir H. et al. Engineering Design, Kinematic and Dynamic Analysis of High Lugs Rigid Driving Wheel, a Traction Device for Conventional Agricultural Wheeled Tractors. *Agriculture*, 2023. Vol. 13(2). p. 493. <https://doi.org/10.3390/agriculture13020493>.

88. Janulevicius A., Pupinis G. Power circulation in driveline system when the wheels of tractor and trailer are driven, *Transport*, 2013. Vol. 28(3). PP. 313–321. <http://dx.doi.org/10.3846/16484142.2013.832378>.

89. Giedra K., Janulevicius A. Tractor ballasting in field transport work, *Transport*, 2005. Vol. 20(4). PP. 146–153.

90. Janulevicius A., Giedra K. Tractor ballasting in field work, *Mechanika*, 2008. Vol. 5(73). PP. 27–34.

91. Becheru G., Babeu T., Chiriac A. On the power circulation in longitudinal plan at a four wheel drive vehicle. *Annals of the Oradea University: Fascicle of Management and Technological Engineering*, 2006. Vol. 15(5). PP/ 237–240.

92. Janulevicius A., Giedra K. The slippage of the driving wheels of a tractor in a cultivated soil and stubble. *Transport*, 2009. Vol. 24(1). PP. 14–20. <http://dx.doi.org/10.3846/1648-4142.2009.24.14-20>.

93. Molari G., Bellentani L., Guarnieri A., Walker M., Sedoni E. Performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks. *Biosystems Engineering*, 2012. Vol. 111(1). PP. 57–63.

94. Senatore C., Sandu C. Torque distribution influence on tractive efficiency and mobility of off-road wheeled vehicles. *Journal of Terramechanics*, 2011. Vol. 48(5). PP. 372–383. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2011.06.008>.

95. Szente M. Slip calculation and analysis for four-wheel drive tractors, *Progress in Agricultural Engineering Sciences*, 2005. Vol. 1(1). PP. 7–31. <http://dx.doi.org/10.1556/Progress.1.2005.1.2>.
96. Zoz F. M., Grisso R. D. Traction and Tractor Performance. *ASAE Publication Number 913C0403. ASAE Distinguished Lecture Series: Tractor Design No. 27*, 2003. 48 p. http://bse.srv214.bse.vt.edu/Dist_Lecture_27/Resources/Traction_Tractor_Performance.PDF.
97. Zoz F. M., Turner R. J., Shell L. R. Power delivery efficiency: a valid measure of belt and tire tractor performance. *Transactions of the ASAE*. 2002. Vol. 45(3). PP. 509–518.
98. Zebrowski J. Traction efficiency of a wheeled tractor in construction operations, *Automation in Construction*, 2010. Vol. 19(2). PP. 100–108. <http://dx.doi.org/10.1016/j.autcon.2009.09.007>.
99. Кюрчев В. М., Веселовська Н. Р., Бурлака С. А. Підвищення тягово-зчіпних характеристик енергетичного засобу при проведенні комбінованих операцій обробітку ґрунту. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2023. № 1. С. 48–53 <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2023-1-6>.
100. Лебедєв А. Т., Шуляк М. Л., Стельмах А. М. Аналіз методів та засобів оцінки тягових властивостей трактора. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Автомобіле- та тракторобудування*, 2022. № 2. С. 108–117. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.2.12>.
101. N. Artiymov, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, Abdulmelik Ayubov. Innovative approach to agricultural machinery testing. *Engineering for Rural Development*, 2021. № 20. P. 692-698. <https://www.tf.llu.lv/conference/proceedings2021/Papers/TF150.pdf>
102. Volodymyr Bulgakov, Semjons Ivanovs, Valerii Adamchuk, Roman Antoshchenkov. Investigations of the Dynamics of a Four-Element Machine-and-Tractor Aggregate. *Acta Technologica Agriculturae*, 2019. Vol. 22. №. 4. P. 146-151. <https://doi.org/10.2478/ata-2019-0026>.
103. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Циганенко М. О., Качанов В. В., Галич І. В.

Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К. *Інженерія природокористування*. Харків: ХНТУСГ. 2018. №1(9). С. 6–15.

104. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кісь В. М., Галич І. В., Никифоров А. О., Богданович С. А., Лук'яненко О. В. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки чотирьох гусеничного трактора ХТЗ-280Т. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2018. Вип. 190. 2018. С. 243–250.

105. Suhane A., Rana R. S., Purohit R. Prospects of Torsen Differential in Four Wheel Drive Automobile Transmission System. *Materials Today: Proceedings*, 2018. Vol. 5 (2). PP. 4036–4045. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.664>.

106. Russell Kevin, Shen Qiong, Sodhi Rajpal S. Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems: Implementation in MatLAB and SimMechanics : 2nd Edition. CRC Press, 2018. 532 p.

107. Bulgakov V., Adamchuk V., Arak M., Nadykto V., Kyurchev V., Olt J. Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor-implement unit. *Agronomy Research*, 2016. Vol. 14(3). PP. 689–710.

108. Bulgakov V., Adamchuk V., Ivanovs S., Ihnatiev Y. Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor. *Engineering for Rural Development*, 2017. Vol. 16. PP. 273–280.

109. Ivanovs S., Bulgakov V., Nadykto V., Ihnatiev Ye., Smolinskyi S., Kiernicki Z. Experimental study of the movement controllability of a machine-and-tractor aggregate of the modular type. *INMATEH - Agricultural Engineering*, 2020. 61(2). PP. 9–16. <https://doi.org/10.35633/inmateh-61-01>.

110. Adamchuk V., Petrychenko I., Korenko M., Beloev H., Borisov B. Study plane-parallel motion movement combined seeding unit. *III International scientific and technical congress agricultural machinery. Proceedings. Varna*, 2015. Vol. 1. PP. 7–11. <https://stumejournals.com/journals/am/2018/6/184>.

111. Кістечок О. Д., Надикто В. Т. Дослідження стійкості руху орного агрегату у горизонтальній площині. *Науковий вісник Національного*

університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК, 2016. Вип. 254. С. 268–274.
http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnau_tech_2016_254_28.

112. Погорілий С. П. Результати експериментальних досліджень орного агрегату на базі МЕЗ-330 «Автотрактор». *Механізація та електрифікація сільського господарства*, 2017. Вип. 6. С. 164–170.
http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2017_6_21.

113. Gadola M., Chindamo D., Lenzo Basilio. Revisiting the mechanical limited-slip differential for high-performance and race car applications. *Engineering Letters*, 2021. Vol. 29 (3). PP. 824-839. <https://shura.shu.ac.uk/30090/>.

114. Mastinu G., Battistini E. The influence of limited-slip differentials on the stability of rear-wheel drive automobiles running on even road with dry surface. *International Journal of Vehicle Design*, 1993. Vol. 14 (2/3). PP. 166–183.

115. Benini C, Gadola M., Chindamo D., Uberti S., Marchesin F.P., Barbosa R.S. The influence of suspension components friction on race car vertical dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 2017. Vol. 55 (3). 338350.

116. Marchesin F.P., Barbosa R.S., Gadola M., Chindamo D. High downforce racecar vertical dynamics: aerodynamic index, *Vehicle System Dynamics*, 2017. DOI: 10.1080/00423114.2017.1413196.

117. Liebman M., Mohler Ch., Staver Ch. Ecological management of agricultural weeds. Cambridge, Cambridge University press, 2004. 532 p.

118. Rodrigues A. O. Evaluation of an active steering system. Master's degree project.
http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf.

119. Ryu J., Gerdes J.C. Estimation of vehicle roll and road bank angle. *Proceedings of the American Control Conference*, 2004. Vol. 3. PP. 2110–2115.

120. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000. Vol. 1. PP. 105–109.

121. Галич І. В. Підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату зниженням коливань елементів [Текст] : дис. на здобуття

наук. ступеня канд. техн. наук : за спец. 05.05.11 Машина і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Галузь знань 13 Механічна інженерія : захищена 11.05.2021, Харків. нац. техн. ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка. Харків, 2021. 197 с.

122. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень. Мелітополь: ТДАТУ, 2015. 268 с.

123. ДСТУ ГОСТ 7057-2003. Трактори сільськогосподарські. Методи випробування (ГОСТ 7057-2001, IDT). Чинний від 01.07.2003. К.: [б.в.], 2008. IV, 12 с.

124. ДСТУ ISO 16586:2005. Якість ґрунту. Визначення об'ємної вологості ґрунту за відомою щільністю складення на суху масу. Гравіметричний метод (ISO 16586:2003, IDT). Вид. офіц. Чинний від 2008-01-01. К.: Держспоживстандарт України, 2007. 6 с.

125. ДСТУ 5095:2008. Якість ґрунту. Визначання повної вологоємності ґрунту методом насичення в циліндрах. Вид. офіц. Чинний від 2009-03-01. К.: Держспоживстандарт України, 2009. 4 с.

126. ДСТУ 5096:2008. Якість ґрунту. Визначання твердості ґрунту твердоміром Ревякіна. Вид. офіц. Чинний від 2009-03-01. К.: Держспоживстандарт України, 2009. IV. 4 с.

127. ДСТУ 2416-94. Плуги загального призначення та лущильники лемішні. Загальні технічні умови. Чинний від 1995-01-01. К.: Держстандарт України, 1995. 13 с.

128. ДСТУ 7416:2013. Сільськогосподарські та лісгосподарські трактори. Зусилля та опір тягові. Загальні вимоги. Чинний від 2014-07-01. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. III, 3 с.

129. Антощенко Р. В., Антощенко В. М., Кашин Д. В. Аналіз експериментальних досліджень динаміки буксування рушіїв гусеничних та колісних тракторів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь: ТДАУ*, 2015. Вип. 15. Т. 3. С. 80–85.

130. Mittal A., Misra A. A novel mathematical model to estimate the ride frequency of an off road vehicle with experimental validation. *Materials Today: Proceedings*, 2021. Vol. 46. PP. 9683–9689.

<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.022>.

131. ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. Введено в дію 01.01.2006 р. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.

132. Лабатюк Ю. М. Техніко-економічна ефективність застосування ярусного глибокорозпушувача. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин* : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград: КНТУ, 2013. Вип. 43. Ч. 1. С. 304–310.

ДОДАТКИ

Додаток А. Технічні та масо-геометричні характеристики тракторів серії
ХТЗ-17221/17021



Рисунок А.1 – Загальний вигляд трактора серії ХТЗ-17221/17021

Створений конструкторами харківського заводу колісний трактор ХТЗ-17221/17021 є універсальним тягачем загального призначення з розширеним функціоналом. Машина, що відповідає стандартам 3-го тягового класу, розроблена на базі популярного в минулому повнопривідного трактора Т-150К.

У її конструкцію закладено перевірені часом класичні та сучасні технічні напрацювання. Модернізація морально застарілого попередника дозволила підвищити продуктивність нової моделі в середньому на 18% із одночасним зменшенням експлуатаційних витрат на 12-15%.

ХТЗ-17221 вигідно відрізняється від однотипних аналогів більш досконалими тягово-зчіпними параметрами. Оптимальний розподіл ваги по мостах позитивно позначається на прохідності машини та її стійкості на крутосхильному рельєфі та бездоріжжі.

Вибір широкопрофільних пневматиків коліс дозволив значно знизити тиск на ґрунт та підвищити вантажопідйомність навісних пристроїв та всього трактора загалом. За виконання широкого переліку сільськогосподарських робіт з'явилася можливість задіяти енергозберігаючі технології.

Гнучкі тягові параметри штатного силового агрегату визначили придатність машини для транспортування вантажів масою до 20 тонн пересіченою місцевістю. Конструктори приділили особливу увагу підвищенню рівня комфортності кабіни, покращенню умов роботи машиніста.

Універсальність машини значною мірою підвищена за рахунок високої вантажопідйомності двоциліндрового навісного пристрою, максимально сумісного з широким асортиментом широкозахватних сільгоспмашин різного призначення.

При розробці трактора використано традиційну для продукції ХТЗ уніфікацію запасних частин, вузлів та опціональних комплектуючих.

За габаритами трактор 3-го тягового класу від аналогів суттєво не відрізняється.

Показники довжини, ширини та висоти стандартні та знаходяться в межах 6,4 x 2,46 та 3,46 метра. Машина має базу довжиною 2,86 та колію -1,86 метра, дорожній кліренс – 45 см. Конструкція ходової частини дозволила зменшити радіус повороту до 6,7 метра.

Ходова частина повнопривідна. Рама шарнірного типу, що добре зарекомендувала себе у базовому тракторі Т-150К.

Кабіна обладнана відповідно до чинних стандартів, включаючи ефективне опалення, вентиляцію, високий рівень теплозвукоізоляції та захисту від вібрації.

Таблиця А.1

Технічні характеристики тракторів серії ХТЗ-170

Модель	ХТЗ-17221	ХТЗ-17021	ХТЗ-17221-09	ХТЗ-17221-19	ХТЗ-17221-21
Двигун	ЯМЗ-236	BF6M1013E	ЯМЗ-236,	Д-260	ЯМЗ-238,
Потужність, кВт (к.с.)	132 (180)	132,4 (180)	128,7 (180)	154,4 (210)	176,5 (240)
Коробка передач	Механічна	Механічна	Механічна	Механічна	Механічна
Кількість діапазонів/передач переднього-заднього ходу	4/16 – 2/8	4/16 – 2/8	4/16 – 2/8	4/16 – 2/8	4/16 – 2/8
Тягове зусилля, кН (кгс) (ном-тах)	30-60 (3000-6000)	30-60 (3000-6000)	40-60 (4000-6000)	40-60 (4000-6000)	40-60 (4000-6000)
Шини	23,1R26	23,1R26	23,1R26	23,1R26	23,1R26
Навісний пристрій	Заднє 2-х та 3-х точкове, вантажопідйомність – 5000 кгс				
База, мм	2860	2860	2860	2860	2860
Колія, мм	1860	1860	1860	1860	1860
Габарити, мм: довжина х ширина х висота	6400 х 2460 х 3460	6400 х 2460 х 3460	6400 х 2460 х 3250	6400 х 2460 х 3460	6400 х 2460 х 3460
Дорожній просвіт, мм	450	450	450	450	450
Мінімальний радіус повороту, м	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7
маса, кг	8620	8480	8620	8370	8910

Базовий двигун трактора - економічний та екологічно бездоганний V-подібний дизель марки ЯМЗ-236Д-3. Шестициліндровий 180-сильний двигун об'ємом 14,85 л уможливорює застосування трактора для виконання найбільш масштабних і трудомістких робіт.

Відмінні риси силового агрегату – це невелика витрата ПММ (в межах 185-190 г/на к.с. на годину), надійність у повсякденній експлуатації, довговічність головних вузлів і механізмів.

Перелік експлуатаційних обмежень включає підтримку робочої температури охолоджуючої рідини в межах 75-95°C, застосування рекомендованих ПММ, періодичний контроль тиску в системі мастила.

Крутний момент від однодискового сухого зчеплення приймає він 4-х діапазонна багатоступінчаста коробка передач. 16 позицій переднього ходу

забезпечують отримання швидкісних робочих та транспортних режимів у діапазоні від 3,5 до 40 км/год. Для чотирьох швидкостей заднього ходу цей показник знаходиться у межах від 5,1 до 9,14 км/год.

До корпусу КПП кріпиться роздавальна коробка з карданним валом, що передає обертання на ходову частину. Обидва провідні мости, оснащені функцією автоблокування механізму диференціала, ідентичні по конструкції, але відрізняються довжиною півосей, а також положенням головної передачі взаємозамінної передачі.

Конструкція ходової частини передбачає жорстку підвіску заднього та підресорену – переднього моста, однаковий діаметр широкопрофільних пневматиків низького тиску.

Таблиця А.2

Масові, інерційні та геометричні параметри трактора ХТЗ-17221

Параметр	Поз.	Значення	Розмірність
Маса трактора	m_{mp}	8620	кг
Маса першої піврами	m_1	5172	кг
Маса другої піврами	m_2	3448	кг
Момент інерції по осі x першої піврами	J_{1x}	7860	кг · м ²
Момент інерції по осі y першої піврами	J_{1y}	24745	кг · м ²
Момент інерції по осі z першої піврами	J_{1z}	21231	кг · м ²
Момент інерції по осі x другої піврами	J_{2x}	5244	кг · м ²
Момент інерції по осі y другої піврами	J_{2y}	15830	кг · м ²
Момент інерції по осі z другої піврами	J_{2z}	14154	кг · м ²
База трактора	l	2,86	м
Відстань від центрального шарніру трактора до передньої осі (ось x)	l_1	1,89	м
Відстань від центрального шарніра трактора до задньої осі (ось x)	l_2	0,97	м
Відстань від центру мас трактора до заднього шарніру	ls_x	0,6	м
Відстань від центрального шарніру трактора до центру мас передньої піврами по осі x	lO_{1x}	1,0	м
Відстань від центрального шарніру трактора	lO_{2x}	0,23	м

до центру мас задньої піврами по осі x			
Колія передніх коліс	b_1	1,86	м
Колія задніх коліс	b_2	1,86	м
Відстань від центру мас до передньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі x	hf_x	3,64	м
по осі y	hf_y	0	м
по осі z	hf_z	0,25	м
Відстань від центру мас до задньої точки приєднання обладнання (навіски): по осі x	hr_x	-2,25	м
по осі y	hr_y	0	м
по осі z	hr_z	-0,5	м
Відстань від центру мас до передньої вісі трактора по осі z	hfa_z	0	м
Відстань від центру мас до задньої вісі трактора по осі z	hra_z	0	м

Додаток Б.1 Технічна та масо-геометричні характеристики
плуга ПЛН-5-35



Рисунок Б.1 – Плуг навісний ПЛН-5-35

Плуг навісний призначений для оранки різних ґрунтів під зернові та технічні культури на глибину до 30 см, не захащених камінням, плитняком та іншими перешкодами, з питомим опором ґрунту до 0,09 МПа (0,9 кгс/см) і вологістю ґрунту до 27 %.

Плуг агрегатується з тракторами Т-150 К, ХТЗ-171.

Таблиця Б.1

Технічна характеристика плугу навісного ПЛН-5-35

Найменування показника	Одиниці виміру	Значення
Глибина оранки	м	0,18-0,30
Ширина захвату	м	1,85
Просвіт під рамою	м	0,7
Відстань між корпусами	м	0,925
Кількість корпусів	шт	5
Вага плуга	кг	930
Рациональна робоча швидкість, м/с	м/с	1,39-2,5
Габаритні розміри, м	м	4,25 x 2,05 x 1,56
Момент інерції плуга щодо точки причепа, J	кг м ²	3749,5
Відстань від точки причепа, l	м	0,21
до першого лемеша, м	м	0,85
до другого лемеша, м	м	1,65
до центру мас плуга, м	м	2,45
до четвертого лемеша, м	м	3,25
до п'ятого лемеша, м	м	4,05

Додаток Б.2 Технічна та масо-геометричні характеристики
плуга ПЛН-6-35



Рисунок Б.2 – Плуг навісний ПЛН-6-35

Плуг навісний призначений для оранки різних ґрунтів під зернові та технічні культури на глибину до 30 см, не загараних камінням, плитняком та іншими перешкодами, з питомим опором ґрунту до 0,09 МПа (0,9 кгс/см) і вологістю ґрунту до 27 %.

Плуг агрегується з тракторами потужністю 200-250 к.с.

Переваги плуга. Практична відсутність технологічних простоїв унаслідок зниження засмічення (за рахунок збільшеного просвіту під рамою, обладнання кутознімом замість передплужників, розміщення корпусів збоку рами).

Технічна характеристика

Найменування показника	Одиниці виміру	Значення
Глибина оранки	м	0,18-0,30
Ширина захвату	м	2,2
Просвіт під рамою	м	0,7
Відстань між корпусами	м	0,925
Кількість корпусів	шт	6
Вага плуга	кг	980
Раціональна робоча швидкість	м/с	1,39-2,5
Габаритні розміри	м	5,1 х 2,05 х 2,06
Момент інерції плуга щодо точки причепа	кг м ²	4211,3
Відстань від точки причепа	м	0,21
до першого леміша	м	0,85
до другого леміша	м	1,65
до центру мас плуга	м	2,45
до четвертого леміша	м	3,25
до п'ятого леміша	м	4,05
до шостого леміша	м	4,85

Додаток В. Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження



Харківський
тракторний
завод

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
"ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД"
просп. Героїв Харкова, 276, м. Харків, Україна, 61007
тел.: +38 057 7275900

**Висновок**

про використання ПАТ «Харківський тракторний завод»
результатів дисертаційної роботи *Череватенко Галини Ігорівни*,
що подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

При проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з удосконалення колісних тракторів серії ХТЗ-240К прийняті до впровадження у виробництво наступні результати дисертаційної роботи Череватенко Г. І., яка представлена на здобуття наукового ступеня доктора філософії:

- метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату;
- метод оцінки тягово-енергетичних показників функціонування повнопривідного колісного трактора у складі орного машинно-тракторного агрегату з урахуванням конструкції трансмісії.

Коротка характеристика виконаної роботи. Удосконалення конструкцій та створення нових тракторів підвищеної енергоефективності та енергонасиченості потребує поглиблених досліджень динаміки трансмісії особливо повнопривідних колісних машин у складі машинно-тракторних агрегатів. Залишається недостатньо дослідженим проблема оцінки впливу умов функціонування тракторів на тягово-динамічні показники у складі машинно-тракторних агрегатів, які залежать від параметрів трансмісії машини. Тому дослідження, присвячені підвищенню ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей, є актуальними та перспективними для сільськогосподарського виробництва України. Застосування модернізованої трансмісії на тракторах серії ХТЗ-240К у складі орних агрегатів приводить до підвищення швидкості руху на 5,5 %, зниження витрати палива на 0,51 кг/га.

Висновок по впровадженню. Запропоновані Череватенко Г. І. метод оцінки впливу геометричних параметрів рами та трансмісії трактора на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату мають практичну цінність та використані при виробництві й модернізації тракторів серії ХТЗ-240К.

Економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи у виробничий процес ПАТ «Харківський тракторний завод» склав 536 тис. грн.

Примітка: цей висновок не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.

Головний конструктор
ПАТ «ХТЗ»

Дмитро Каптенков



Товариство з обмеженою відповідальністю
«Торговий дім ВАТ «Харківський тракторний завод»
61007, Україна, м. Харків, пр. Героїв Харкова, 275
тел./факс: +38 057 715 13 14
e-mail: torgxtz@xtz.com.ua



Висновок

про використання **ТОВ «Торговий дім «Харківський тракторний завод»»**

результатів дисертаційної роботи **Череватенко Галини Ігорівни**,

що подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

ТОВ «Торговий дім «Харківський тракторний завод»» при гарантійному та пост-гарантійному обслуговуванні колісних тракторів серії ХТЗ-240К використовує наступні результати дисертаційної роботи Череватенко Г. І., яка представлена на здобуття наукового ступеня доктора філософії:

– розрахунки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату;

– розрахунки тягово-енергетичних показників функціонування повнопривідного колісного трактора у складі орного машинно-тракторного агрегату з урахуванням конструкції трансмісії для оптимального агрегування.

Коротка характеристика виконаної роботи. Створення нових тракторів підвищеної енергоефективності та енергонасиченості потребує поглиблених досліджень динаміки трансмісії особливо повнопривідних колісних машин у складі машинно-тракторних агрегатів. Застосування модернізованої трансмісії на тракторах серії ХТЗ-240К у складі орних агрегатів приводить до підвищення швидкості руху на 5,5 %, зниження витрати палива на 0,51 кг/га.

Висновок по впровадженню. Запропоновані Череватенко Г. І. розрахунки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату та розрахунки тягово-енергетичних показників функціонування повнопривідного колісного трактора у складі орного машинно-тракторного агрегату з урахуванням конструкції трансмісії для оптимального агрегування мають практичну цінність при використанні тракторів серії ХТЗ-240К.

Економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи у виробничий процес ТОВ «Торговий дім «Харківський тракторний завод»» склав 220 тис. грн.

Примітка: цей висновок не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.

Директор



Олексій КОЛЕСНИК

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи ДБТУ

М.П.

Валерій МИХАЙЛОВ

2025 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПСП «Лілія»

М.П.

Олександр РІЗУНЕНКО

2025 р.

А К Т

ВПРОВАДЖЕННЯ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ У ВИРОБНИЦТВО

Замовник директор Приватного сільськогосподарського підприємства «Лілія»

Різуненко Олександр Андрійович

Цим актом підтверджується, що результати роботи, яку виконано на тему: **«Підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей»** на кафедрі кафедра мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю впроваджені в Приватному сільськогосподарському підприємстві «Лілія».

1. Вид впроваджених результатів: роботи по підвищенню ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей.
2. Характеристика масштабу впровадження: універсальне.
3. Форма впровадження: розроблені методи підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей шляхом обґрунтування геометричних параметрів трактора та режимів експлуатації.
4. Новизна результатів науково-дослідних робіт: якісно-нові.
5. Дослідно-промислова перевірка: виконана в ПСП «Лілія» в березні 2025 р.
6. Впроваджені: в виробництво сільськогосподарської продукції ПСП «Лілія».
7. Річний економічний ефект: очікуваний від впровадження в проект складає 285 тис. грн.
8. Соціальний і науково-технічний ефект: полягає у підвищенні ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей шляхом обґрунтування геометричних параметрів трактора та режимів експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління.

ВІД ВИКОНАВЦЯ

Керівник роботи

(підпис)

Роман АНТОЩЕНКОВ

(Ім'я Прізвище)

Відповідальний виконавець

(підпис)

Галина ЧЕРЕВАТЕНКО

(Ім'я Прізвище)

ВІД ПІДПРИЄМСТВА

(підпис)

Олександр РІЗУНЕНКО

(Ім'я Прізвище)

ДОВІДКА

щодо соціального ефекту від впровадження результатів дисертаційного дослідження на тему: «Підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей»

Соціальний ефект від впровадження результатів дисертаційного дослідження на тему: «Підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей» полягає у підвищенні ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей шляхом обґрунтування геометричних параметрів трактора та режимів експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління.

Директор



Олександр РІЗУНЕНКО

УКРАЇНА

Приватне підприємство «Агро-Глянь»
64440: с. Бердянка, вул. Лесі Українки, буд. 62
Берестинський район, Харківська область
Код ЄДРПОУ 00707722, E-mail: frz08@ukr.net

ДОВІДКА

щодо впровадження результатів дисертаційного дослідження
Череватенко Галини Ігорівни на тему: «Підвищення ефективності
функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей»

Надані наукові результати дослідження, які складають наукову новизну дисертаційного дослідження Череватенко Г. І., становлять практичну цінність для перспективної діяльності ПП «Агро-Глянь».

Розроблені в роботі методи підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей шляхом обґрунтування геометричних параметрів трактора та режимів експлуатації впроваджено у виробництво сільськогосподарської продукції ПП «Агро-Глянь».

Науково-технічний ефект полягає у підвищенні ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей шляхом обґрунтування геометричних параметрів трактора та режимів експлуатації, складу машинно-тракторного парку, що приводить до покращення умов праці, структури управління.

Річний економічний ефект від впровадження результатів дисертаційного дослідження у виробництво сільськогосподарської продукції складає 301 тис. грн.

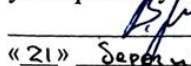
Примітка: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних фінансових розрахунків.

Генеральний директор

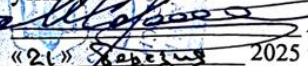


Іван ГЛЯНЬ

ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи
Державного біотехнологічного
університету Валерій МИХАЙЛОВ
«21» березня 2025 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи
Державного біотехнологічного
університету Максим СЕРІК
«21» березня 2025 р.**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ****результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських і
технологічних робіт в освітній процес закладів вищої освіти**Замовник: Державний біотехнологічний університет

Комісія у складі: проректора з науково-педагогічної роботи канд. техн. наук, доцента Серіка Максима Леонідовича та керівника навчального відділу Кашперської Анастасії Іванівні.

Дійсним актом підтверджується, що результати: дисертаційної роботи Череватенко Галини Ігорівни на тему: «Підвищення ефективності функціонування орного агрегату покращенням тягових властивостей»виконаної на кафедрі мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю
виконуваної впродовж 2022-2025 роківвпроваджені в учбовий процес спеціальностей 208 Агроінженерія, 133 Галузеве машинобудування та 274 Автомобільний транспорт1. Вид впроваджених результатів: метод оцінки впливу геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники; метод оцінки впливу параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники; математична модель динаміки колісного трактора у складі орного агрегату.2. Форма впровадження: методи, теорії, математичні моделі.3. Новизна результатів науково-дослідних робіт: теоретичними дослідженнями встановлено вплив геометричних параметрів рами трактора на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату; встановлено вплив параметрів трансмісії на тягово-енергетичні показники трактора у складі агрегату.

4. Перелік курсів і дисциплін, у рамках яких викладені результати НДР:

– для студентів спеціальності 208 Агроінженерія – в лекційній курс «Мехатроніка», загальним обсягом 180 год., у розділі «Вимірювальні системи динаміки машин», лекційній курс «Мехатроніка машин та агрегатів» загальним обсягом 180 год., у розділі «Оцінка динаміки мехатронних машинно-тракторних агрегатів».

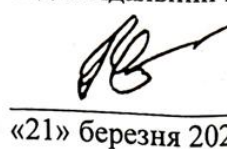
– для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування та 274 Автомобільний транспорт – в лекційній курс «Основи мехатроніки» загальним обсягом 180 год., у розділі «Мехатронні вимірювальні системи», лекційній курс «Мехатроніка машин та агрегатів» загальним обсягом 180 год., у розділі «Оцінка динаміки мехатронних машинно-тракторних агрегатів».

5. Соціальний і науково-економічний ефект: впроваджені методи, теорії та математичні моделі у учбовий процес дозволяють сформулювати у студентів наочне уявлення про фізику процесів функціонування машинно-тракторних агрегатів.

Керівник

 Роман АНТОЩЕНКОВ
«21» березня 2025 р.

Відповідальний виконавець

 Галина ЧЕРЕВАТЕНКО
«21» березня 2025 р.